

JOINT-STOCK COMPANY «INSTITUTE OF APPLIED ENERGY RESEARCH»

V. N. Klimenko, A. I. Mazur, P. P. Sabashuk

THERMAL ENGINES

COGENERATION

SYSTEMS

HANDBOOK

IN 3 PARTS

Editor A. I. Mazur

Part

1

General Aspects of Cogeneration Technologies

Kiev

EPC ALCON NAS of Ukraine

2008

ОАО «ИНСТИТУТ ПРИКЛАДНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ В ЭНЕРГЕТИКЕ»

В. Н. Клименко, А. И. Мазур, П. П. Сабашук

КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ С ТЕПЛОВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

СПРАВОЧНОЕ ПОСОБИЕ
В 3 ЧАСТЯХ

Под редакцией А. И. Магура

Часть

1

**Общие вопросы
когенерационных
технологий**

Киев
ИПЦ АЛКОН НАН Украины
2008

УДК 621.31(03)
ББК 31.2я2
К49

Клименко В. Н.

К49 Когенерационные системы с тепловыми двигателями: справочное пособие. – В 3-х частях / Клименко В. Н., Мазур А. И., Сабашук П. П.; под ред. А. И. Мазура; Ин-т прикладных исслед. в энергетике. – К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2008 – .
ISBN 978-966-8449-25-3

Часть 1: Общие вопросы когенерационных технологий. – К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2008. – 560 с.: ил. 231 + 26 (z), табл. 121 + 5 (z).
ISBN 978-966-8449-26-0

В первой части справочного пособия представлен системный обзор основных вопросов комбинированной выработки тепловой и электрической энергии, а также холода – когенерации, включая роль и место когенерации в структуре экономики, выбор тепловых схем и порядок оптимального проектирования когенерационных систем, интеграции их в тепловые и электрические сети. Рассмотрены технические и экологические характеристики основного оборудования и способы управления выбросами оксидов азота. Показаны перспективы развития когенерации в зарубежных странах.

УДК 621.31(03)
ББК 31.2я2

ISBN 978-966-8449-25-3 (Общий)
ISBN 978-966-8449-26-0 (Ч. 1)

© В. Н. Клименко, А. И. Мазур,
П. П. Сабашук, 2008
© ИПЦ АЛКОН НАН Украины,
оформление, 2008

ОГЛАВЛЕНИЕ

От авторов.....	10
Введение	13
Глава 1. КОГЕНЕРАЦИЯ – ЭФФЕКТИВНАЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩАЯ И ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТАЯ ТЕХНОЛОГИЯ	21
1. СТАНОВЛЕНИЕ И РАЗВИТИЕ КОГЕНЕРАЦИИ И ТЕПЛОФИКАЦИИ.....	21
2. СОСТОЯНИЕ ТЭЦ УКРАИНЫ	32
3. ТЕПЛОФИКАЦИЯ В РЫНОЧНЫХ УСЛОВИЯХ.....	45
4. МИРОВОЙ РЫНОК ГАЗОТУРБИННЫХ И ПОРШНЕВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	51
5. ВЗАИМОСВЯЗЬ КОГЕНЕРАЦИИ С АКТУАЛЬНЫМИ ПРОБЛЕМАМИ ЭКОНОМИКИ.....	56
5.1. Когенерация в секторе комбинированного производства электроэнергии и теплоты	56
5.2. Модернизация паротурбинных ТЭС и ТЭЦ.....	60
5.3. Возможность ввода новых генерирующих мощностей	67
5.4. Объединение газотурбинной и пылеугольной технологий для реабилитации угольных ТЭС	70
5.5. Повышение эффективности и надежности энергоснабжения на региональном уровне	73
5.6. Эффективное производство холода	80
5.7. Повышение эффективности работы газотранспортной системы Украины	83
6. РОЛЬ КОГЕНЕРАЦИИ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ.....	89
6.1. ГТУ в производстве хлора и каустической соды	89
6.2. Газотурбинные энерготехнологические комплексы утилизации пластика.....	91
6.3. Когенерация в нефтехимическом производстве.....	95
6.4. Когенерация в производстве цемента	96
7. КОГЕНЕРАЦИЯ И КИОТСКИЕ СОГЛАШЕНИЯ.....	99
7.1. Рыночные механизмы Киотского протокола.....	99
7.2. Когенерационные проекты совместного осуществления и сокращения выбросов CO ₂	104
8. НОВЫЕ КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ СТАНЦИИ В УКРАИНЕ (после 2000 г.)	110
Литература.....	122

Глава 2. РАЗНОВИДНОСТИ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ВЫБОР ТЕПЛОВЫХ СХЕМ	125
1. НЕОБХОДИМОСТЬ ПРЕДПРОЕКТНОГО ЭНЕРГОАУДИТА	125
2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК	129
3. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ СИСТЕМ	139
3.1. Порядок выбора системы и конструкции	140
3.2. Профили нагрузок	142
3.3. Режимы работы когенерационных систем	146
3.4. Применение метода математического моделирования для оценки энергетической эффективности работы КОУ	149
4. УТИЛИЗАЦИОННЫЕ И СБРОСНЫЕ СХЕМЫ КОГЕНЕРАЦИИ	150
5. РАЗНОВИДНОСТИ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ	153
6. ВЫБОР ГЕНЕРИРУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ РАЙОННОЙ ОТОПИТЕЛЬНОЙ КОТЕЛЬНОЙ	163
6.1. Модернизация системы теплоснабжения на базе ГПД	163
6.2. Модернизация районной отопительной котельной на базе использования паровых противодавленческих турбин	166
7. СОПОСТАВЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК КОГЕНЕРАЦИОННЫХ СХЕМ С ПАРОВЫМИ И ГАЗОВЫМИ ТУРБИНАМИ	167
8. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ НАДСТРОЙКИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ	174
8.1. Балансовые уравнения и определение основных показателей схемы с предвключенной ГТУ	175
8.2. Анализ возможных вариантов системы «двигатель+печь»	179
8.3. Влияние коэффициента избытка воздуха в печи на характеристики комбинированной установки	182
8.4. Влияние коэффициента избытка воздуха в выхлопных газах двигателя на характеристики комбинированной установки	186
8.5. Когенерационная надстройка теплотехнологических печей газопоршневыми двигателями	188
9. ПАРОТУРБИННЫЕ НАДСТРОЙКИ ДЛЯ ПАРОВЫХ КОТЕЛЬНЫХ	190
10. ИНТЕГРАЦИЯ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ СТАНЦИЙ В КОМБИНИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ	202
11. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОМЫШЛЕННЫХ ГТУ-ТЭЦ, ВКЛЮЧЕННЫХ В МЕСТНУЮ СИСТЕМУ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ	208
12. ОПЫТ ПРОЕКТИРОВАНИЯ, СТРОИТЕЛЬСТВА И ЭКСПЛУАТАЦИИ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ СТАНЦИЙ	213
13. ИНТЕГРАЦИЯ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК В РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНУЮ ЭЛЕКТРОСЕТЬ	228
Литература	238

Глава 3. ТОПЛИВО И ТОПЛИВНЫЕ КОМПРЕССОРЫ ДЛЯ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК	240
1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЖИДКИХ И ГАЗООБРАЗНЫХ ТОПЛИВ	240
1.1. Жидкие топлива. Октановое и цетановое числа	241
1.2. Газообразные топлива. Метановое число	251
2. НЕФТЯНЫЕ ГАЗЫ	266
2.1. Попутные нефтяные газы	266
2.2. Искусственные нефтяные газы	268
3. КОКСОВЫЙ И ДОМЕННЫЙ ГАЗЫ	270
4. ГЕНЕРАТОРНЫЕ ГАЗЫ	275
5. ВНУТРИЦИКЛОВАЯ ГАЗИФИКАЦИЯ УГЛЯ В ПГУ	285
5.1. Газификация угля в кипящем слое	286
5.2. Газификация угля в потоке	290
6. ШАХТНЫЙ МЕТАН	293
7. БИОГАЗ	296
7.1. Биогаз из биомассы растительного и животного происхождения	298
7.2. Биогаз из осадков канализационных очистных станций	302
7.3. Биогаз из полигонов ТБО (свалочный газ)	306
8. ТОПЛИВНЫЕ ДОЖИМНЫЕ КОМПРЕССОРЫ	311
8.1. Поршневые компрессоры	313
8.2. Винтовые компрессоры	319
8.3. Центробежные компрессоры	329
Литература	337

Глава 4. УПРАВЛЕНИЕ ВЫБРОСАМИ NO_x В КОГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВКАХ	339
1. О НОРМАХ ВЫБРОСОВ NO_x В ТОПЛИВОСЖИГАЮЩЕМ ОБОРУДОВАНИИ	339
2. МЕХАНИЗМЫ ОБРАЗОВАНИЯ ОКСИДОВ АЗОТА ПРИ СЖИГАНИИ ТОПЛИВА	348
3. ЭМИССИЯ ТОКСИЧЕСКИХ ВЕЩЕСТВ В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ	352
4. ЭМПИРИЧЕСКАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВЫБРОСОВ NO_x ДЛЯ ГАЗОМАЗУТНЫХ КОТЛОВ	356
4.1. Основные положения методики	356
4.2. Расчет эмиссии оксидов азота при сжигании природного газа в среде забалластированного окислителя	363
5. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЫБРОСОВ ОКСИДОВ АЗОТА	368
6. МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ВЫБРОСОВ ОКСИДОВ АЗОТА	371
6.1. Методы, основанные на снижении температуры в зоне горения	373

6.2. Механизм влияния впрыска воды/пара на эмиссию NO_x	377
6.3. Методы, основанные на снижении избытка воздуха	380
6.4. Примеры реализации ступенчатого сжигания природного газа в малых паровых котлах	385
6.5. Конструкции низкоэмиссионных горелок	390
7. ПОДАВЛЕНИЕ ЭМИССИИ NO_x В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ ГТУ	399
8. УПРАВЛЕНИЕ ЭМИССИЕЙ NO_x В ВЫХЛОПНЫХ ГАЗАХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	411
9. СНИЖЕНИЕ ВЫБРОСОВ ОКСИДОВ АЗОТА ПУТЕМ ОЧИСТКИ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ	421
9.1. Высокотемпературное бескаталитическое восстановление оксида азота	423
9.2. Каталитическое восстановление с помощью аммиака	423
10. ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПРЕИМУЩЕСТВА КОГЕНЕРАЦИОННЫХ СИСТЕМ	433
Литература.....	443

Глава 5. КОГЕНЕРАЦИОННО-ХОЛОДИЛЬНЫЕ СТАНЦИИ.

О СПЕЦИФИКЕ И ДЕТАЛЯХ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ ПРОЕКТОВ.

ПЕРСПЕКТИВЫ КОГЕНЕРАЦИИ ЗА РУБЕЖОМ.....	445
1. КОГЕНЕРАЦИОННО-ХОЛОДИЛЬНЫЕ СТАНЦИИ.....	445
1.1. Принцип действия абсорбционных холодильных машин.....	446
1.2. Термодинамический расчет абсорбционной холодильной машины.....	455
1.3. Некоторые свойства АХМ.....	462
1.4. Когенерационно-холодильные станции	466
1.5. Теплонасосные установки	473
1.6. Тригенерационная система энергоснабжения зданий	481
2. О СПЕЦИФИКЕ И ДЕТАЛЯХ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ ПРОЕКТОВ.....	489
2.1. Промышленная газотурбинная ТЭЦ на базе гибридных ГТУ ...	490
2.2. ПГУ, работающие на смеси коксового и доменного газов.....	496
2.3. Муниципальная отопительная газотурбинная ТЭЦ мощностью 4 МВт.....	503
2.4. Когенерационные установки утилизационной и сбросной схем, обеспечивающие бесперебойность работы КУ в технологических процессах	507
2.5. Когенерационные станции на базе ГПД	515
2.6. Отопительная ТЭЦ на биомассе	519
2.7. Когенерационные станции на основе использования сбросной теплоты ГТУ газоперекачивающих агрегатов.....	524
3. ПЕРСПЕКТИВЫ КОГЕНЕРАЦИИ ЗА РУБЕЖОМ.....	529
3.1. Когенерация в США.....	529
3.2. Когенерация в Японии	534
3.3. Когенерация в странах Евросоюза.....	537
3.4. Когенерация в Великобритании.....	542

3.5. Когенерация в Канаде	545
3.6. Когенерация в Австралии	547
3.7. Когенерация в Китае	550
3.8. Когенерация в Мексике	552
3.9. Когенерация в Турции	554
Литература.....	556
Основные условные обозначения.....	558
Принятые сокращения.....	559
Перечень ZOOM-страниц	
1. Реклама когенерации	25
2. Когенерация экономит топливо	50
3. Преимущества когенерации.....	103
4. Пользование номограммой	161
5. Диаграмма энергий современного дизельного двигателя.....	189
6. Когенерационная станция с ГПД для районного теплоснабжения...	214
7. Схема газотранспортной системы Украины	257
8. ГПД на станции очистки канализационных стоков	303
9. Мини-ТЭЦ с ГПД для больничного комплекса	326
10. Диаграмма потоков эксергии для ГТУ с воздушным охлаждением ...	367
11. Когенерационная станция с ГТУ и котлами-утилизаторами.....	401
12. Датчик содержания кислорода в выхлопных газах	413
13. Когенерационная газопоршневая установка для банковского здания.....	479
14. Соотношения между единицами измерений.....	527

ОТ АВТОРОВ

Замысел книги возник в результате более чем десятилетней исследовательской и проектной работы авторов в области когенерационных технологий. Отсутствие систематизированного изложения проблемных вопросов технологии, характеристик, методов проектирования и эксплуатации когенерационных станций по нашему мнению, существенно сдерживало ознакомление широкой инженерной общественности с преимуществами когенерационных технологий, также урегулирование взаимоотношений с электросетями и директивными органами, развитие и внедрение этого прогрессивного способа энергосбережения в Украине. Кроме того, созрела настоятельная необходимость изучения курса когенерации в вузах технического профиля, для чего требовалось обобщение накопленного опыта расчетов, проектирования и эксплуатации когенерационных систем.

Интенсивное распространение и развитие технологий комбинированного производства тепловой и электрической энергии (когенерации), наблюдающееся на протяжении последних 2–3 десятилетий, явилось результатом осознания человечеством двух очевидных истин: топливные ресурсы планеты – исчерпаемы, а угрожающее ухудшение экологической обстановки, вызванное наращиванием объемов сжигаемого органического топлива, – недопустимо. Поэтому проблема энергосбережения становится доминирующей в энергетической политике практически всех промышленно развитых стран, а когенерация признана одним из основных средств решения задач топливосбережения и снижения выбросов в окружающую среду парниковых газов.

В начале 90-х годов прошлого столетия работы по изучению характеристик когенерационных систем на основе газотурбинных установок проводились в Институте технической теплофизики НАН Украины академиком НАН Украины Е. П. Дыбаном. Применительно к системам централизованного теплоснабжения разработки когенерационных технологий были начаты в 1995 г., а затем развиты под руководством чл.-кор. НАН Украины В. Н. Клименко в Институте прикладных исследований в энергетике, созданном в 2003 г. в ОАО «Рассвет-энерго» с целью интенсификации процесса внедрения когенерационных технологий в теплоэнергетику Украины. Предложенные принципы построения когенерационных систем на базе систем централизованного теплоснабжения были развиты в дальнейшем применительно к другим объек-

там теплогенерирования и реализованы в ряде проектов промышленных когенерационных установок, равно как и результаты исследований эффективности сжигания дополнительного топлива в потоке выхлопных газов теплового двигателя, подаваемых в котел (или другое теплоутилизирующее устройство).

Потребность в систематизированном изложении проблемных вопросов, связанных с проектированием, оптимизацией и эксплуатацией когенерационных установок (КОУ), оценке их влияния на окружающую среду, решении концептуальных проблем определения места когенерационных технологий в современной энергетике и в условиях рыночных отношений, урегулирования взаимоотношений владельцев КОУ с владельцами электрических и тепловых сетей, а также директивными органами; наличие большого числа публикаций по данной тематике, – все это послужило для авторов побудительным мотивом для создания предлагаемой Вашему вниманию монографии. Широкий круг вопросов, рассматриваемых в связи с созданием и внедрением когенерационных систем, а также знакомство с информацией, опубликованной зачастую в недоступных для широкого круга читателей источниках, позволяют рассматривать данную книгу как справочное пособие для специалистов, работающих в области теплоэнергетики.

В предлагаемом справочном пособии использованы кроме оригинальных разработок авторов практически все основные публикации по данному вопросу, появившиеся в российских и украинских технических журналах (Теплоэнергетика, Газотурбинные технологии, Промышленная энергетика, Новости теплоснабжения, Энергетика и электрофикация, Промтеплотехника и др.), а также в зарубежных журналах *Cogeneration and on-site Power Production*, *Diesel & Gas Turbine Worldwide* и др. Использовались также материалы из таких фундаментальных монографий, как «Газотурбинные установки» (под редакцией Л. В. Арсеньева и В. Г. Тырышкина), «Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций» (под редакцией С. В. Цанева), «ДВС: конструкции, проектирование и расчеты» (под редакцией А. С. Орлина и М. Г. Круглова), «Холодильные машины» (под редакцией Н. Н. Кошкина), «Оксиды азота в дымовых газах котлов» (В. Р. Котлер) и др.

В конце каждой главы приведен перечень использованных литературных источников. В некоторых случаях наименование разделов справочного пособия совпадает с названиями статей цитируемых авторов. В таких случаях в названии раздела в квадратных скобках указан номер литературного источника; это говорит о том, что вопрос рассматривается в интерпретации авторов цитируемой работы. Особенностью подачи материала является также включение в книгу около пятидесяти так называемых «ZOOM-страниц», в которых приводится более детальная (как бы крупным планом) информация по отдельным аспектам когенерационных технологий, не всегда широко известным.

При создании настоящего справочного пособия авторы-составители ставили перед собой цель в сжатом и систематизированном виде изложить основные сведения по элементам, схемам и энергетическим характеристикам когенерационных систем различного назначения. Систематизация данных проведена выделением трех классов когенерационных систем в зависимости от применяемого в тепловом двигателе термодинамического цикла. Такими

двигателями являются газотурбинные установки, поршневые двигатели внутреннего сгорания и противодавленные паровые турбины. Парогазовые установки, использующие комбинированный цикл (верхний – Брайтона, нижний – Ренкина) при наличии теплофикационного отбора пара или подогрева сетевой воды в котле-утилизаторе по существу также являются когенерационными системами. Характеристики и особенности работы ПГУ промышленного типа малой и средней мощности бинарного типа и с дожиганием рассматриваются отдельно.

Анализу работы когенерационных систем каждого из трех указанных выше типов предшествуют главы, включающие краткие сведения о принципах работы и основных элементах тепловых приводных двигателей, а также описания показателей и особенностей конструкции современного оборудования, имеющегося на отечественном и мировом рынках.

Отдельные разделы посвящены видам топлива (в основном газообразного) для когенерационных систем, а также мероприятиям по управлению выбросами вредных веществ, находящихся в выхлопных газах ГТУ и ГПД, в атмосферу.

В качестве дополнительной информации, связанной с развитием когенерации в Украине, отметим, что в 2003–2004 гг. авторами настоящего пособия совместно с Рабочей группой был разработан и в 2005 г. принят Верховной Радой Украины Закон о когенерации, в котором среди основных положений сформулированы нормы квалификации когенерационных установок и их присоединения к электросети. Учитывая весьма высокий потенциал энергосбережения при внедрении когенерационных систем, при подготовке закона Рабочей группой была разработана система стимулирования инвесторов (владельцев) путем установления такой инвестиционной составляющей в тарифе на продаваемый в энергорынок избыток вырабатываемой электроэнергии, чтобы обеспечить срок окупаемости не более 5 лет. Такие тарифы должны были действовать только в течение срока окупаемости, а их расчеты направлялись бы в НКРЭ на согласование. Несмотря на прохождение двух чтений в ВР с поддержкой более 2/3 депутатов парламента, администрация Президента исключила из Закона меры стимулирования формально под предлогом защиты свободы рыночной конкуренции. В урезанном виде Закон «О когенерации...» стал чисто декларативным и не может сыграть ту же креативную роль в развитии когенерации в Украине, которую сыграл в США известный закон PURPA (1978 г.).

Замечания и пожелания относительно структуры и содержания книги просим направлять по электронной почте по адресу: glagolevyu@ukr.net.

ВВЕДЕНИЕ

Термины «теплофикация» и «когенерация» по своей технической сути являются тождественными, хотя в смысловом отношении второй более точен, отражая комбинированную (совместную) генерацию тепловой и электрической энергии (в одном источнике и одновременно). Названием «теплофикация» акцент выносился на один из видов энергии и по сути был связан с широким применением в городах и других населенных пунктах централизованного теплоснабжения. Поскольку в большинстве случаев источником тепловой энергии являлись теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), то термин «теплофикация» в СССР начали применять и для обозначения процесса комбинированной выработки электрической и тепловой энергии [1], т. е. именно той технологии, которая с последней четверти XX века во всех промышленно развитых странах определялась как «когенерация» (СНР – combined heat power). В связи с этим в настоящей книге термины «теплофикация» и «когенерация» употребляются равнозначно, однако при описании технологий, основанных на современных газотурбинных и поршневых двигателях, предпочтение отдается термину «когенерация».

Общий анализ показывает, что во всем мире существует тенденция перехода к совместной выработке тепла и электроэнергии, т. к. данный способ обоснованно считается наиболее экономичным. В связи с повышением цен на нефть и природный газ, назрела необходимость увеличения использования новых энергосберегающих технологий. Опыт использования когенерационных энергетических установок за рубежом показал их высокую экономичность и экологическую чистоту. На когенерационной энергоустановке с использованием одного энергоносителя можно одновременно производить несколько видов продукции (электроэнергию, тепло, пар, холод, механическую энергию и синтетические продукты). За счет использования когенерационных энергоустановок увеличивается степень использования энергии топлива, снижаются уровни вредных выбросов в окружающую среду, уменьшается стоимость произведенной продукции, а также стоимость генерирующего оборудования и его обслуживания в пересчете на кВт·ч произведенной энергии.

При децентрализованном производстве энергии на когенерационных установках уменьшаются потери, связанные с передачей энергии на большие расстояния, достигается высокий уровень гибкости производства и потребле-

ния энергии, а также повышается надежность обеспечения потребителя необходимой электрической и тепловой энергией.

Следует отметить особую роль научно-технического прогресса, достигнутого за последние десятилетия в области комплексных исследований и разработки новых технологий, материалов и конструкций, связанных с совершенствованием газотурбинных и газопоршневых двигателей. В когенерации применяются три типа электрогенерирующего оборудования: паровые турбоустановки (противодавленческие или конденсационные турбины, в том числе с отборами пара), газотурбинные установки с паровой или водяной утилизацией теплоты отходящих газов, генераторные установки на базе двигателей внутреннего сгорания (газопоршневые, газодизельные, дизельные) с утилизацией теплоты систем охлаждения двигателя и выхлопных газов.

Обычно электрогенераторы мини-ТЭЦ работают параллельно с энергосистемой. Производимая на мини-ТЭЦ электроэнергия, как правило, потребляется предприятием, при котором создана мини-ТЭЦ. Излишки или вся производимая электроэнергия могут подаваться в сеть с ее оплатой или применением взаимозачета во взаимоотношениях предприятия с энергосистемой.

Когенерация может широко использоваться в коммунальном хозяйстве, технологических процессах и т. д. Создание широкого мощностного ряда автономных энергоисточников с комбинированным производством электрической и тепловой энергии обеспечит определенный энергетический резерв в централизованной системе, а также создание автономного децентрализованного тепло- и электроснабжения.

Бурный рост количества установок когенерации начался в большинстве стран Европы приблизительно в 1988 г. Этот рост коснулся не только установок когенерации, использующих, как правило, газовые двигатели единичной мощностью от 1 до 15, реже до 25 МВт, но и более мощных установок когенерации, работающих на других видах топлива. В период с 1980 по 1993 г. суммарная мощность энергоисточников с единичной мощностью 3–15 МВт (практически с нуля) достигла: в Италии и Германии 500 МВт, в Великобритании и Испании – 400 МВт, в Нидерландах – 800 МВт. В промышленности стран Евросоюза около 24 % компаний имеют собственные источники энергоснабжения.

Среди многообразных когенерационных установок, как правило, наиболее эффективны решения, в которых утилизируемая теплота используется в технологических процессах промышленных предприятий. При этом удается использовать сбросную теплоту практически почти круглосуточно. Иллюстрацией является установка Power Master, включающая один двигатель фирмы Wärtsila 14V46 мощностью 14 МВт для снабжения крахмальной фабрики в г. Крефельде (Германия) электрической и тепловой энергией. Низкотемпературные носители теплоты из духступенчатого охладителя наддувочного воздуха используются для получения пара и в технологическом процессе производства крахмала. Выхлопные газы нагревают до 250 °С воздух для сушки крахмала. Установка функционирует только с 12-часовой остановкой для профилактики через каждые 6 недель, Кит достигает 98,4 %.

Высокая эффективность комбинированной выработки тепла и электроэнергии на основе газотурбинного и комбинированного парогазового циклов

является основным фактором, определившим широкие масштабы их строительства как в индустриально развитых, так и в развивающихся странах. Коэффициент использования топлива на таких заводских ТЭЦ при полном использовании тепла в производстве и для отопления по зарубежным данным достигает 90 %. В связи с этим и отсутствием потерь энергии при ее транспортировке стоимость электроэнергии, полученной на таких ТЭЦ оказывается значительно ниже стоимости электроэнергии, полученной от энергосистемы.

Применение газотурбинных и парогазовых технологий на ТЭЦ позволяет существенно повысить их эффективность. Так, удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении в парогазовых установках в 1,5 раза превышает, а удельный расход топлива на отпуск тепла на 25–30 % ниже аналогичных показателей для паротурбинных ТЭЦ. Применение парогазовых технологий позволяет: значительно сократить использование природного газа (до 30–35 % по сравнению с ПТУ); сократить вредные выбросы в атмосферу (для NO_x в 2,5–3 раза); снизить удельные капиталовложения и объем строительных и монтажных работ по сравнению с ПТУ (до 20–30 %); широко использовать принцип унификации и типизации при проектировании и строительстве ТЭС.

Внедрение газотурбинных технологий началось в Российской Федерации в декабре 1997 г. после ввода в эксплуатацию на территории ОАО «Пермские моторы» первой промышленной газотурбинной электростанции «Янус» мощностью 4 МВт. Блочно-модульная теплоэлектростанция ГТЭС-4 разработки ОАО «Искра» введена в эксплуатацию «под ключ» на ОАО «Пермский газоперерабатывающий завод». В осенне-зимний отопительный период коэффициент использования топлива находится в пределах 81–86 %, а в неотопительный период – на уровне 60 %. Это очень высокие показатели эффективности использования топлива, т. к. в мировой практике бинарные парогазовые установки с КПД 55–58 % пока находятся только в стадии опытного производства. Пуск первой в Российской Федерации муниципальной ГТУ-ТЭЦ, построенной по инициативе ОАО «Башкирэнерго» с применением ГТУ-4П, осуществлен в 2000 г. в поселке Большеустыкинское Республики Башкортостан.

Значительное количество промышленных ТЭЦ эксплуатируется и украинскими предприятиями. На 1993 год их установленная мощность составила более 40 % от общей мощности ТЭЦ Украины. Хотя Украина опережает европейские страны по охвату потребителей тепла централизованным теплоснабжением, в то же время только 23 % тепла для потребителей вырабатывается на ТЭЦ по сравнению с 82 % в Болгарии и 72 % в Финляндии. Наличие гарантированного потребления позволяет говорить о значительном потенциале для увеличения комбинированной выработки.

При сложившейся в стране структуре экономики потребление природного газа в коммунально-бытовом секторе в основном для выработки тепловой энергии увеличилось и составляет более 40 % общего объема потребления, причем это произошло не только вследствие снижения общего объема потребляемого газа, а по ряду других причин. В абсолютном выражении количество газа, потребляемого в этой сфере, за эти годы увеличилось на 10 млрд м^3 и составило 33 млрд м^3 в 2004 г. Структура потребления природного газа в Ук-

раине приведена на диаграмме (ZOOM-страница 7). Следует также отметить, что из всего количества газа, потребляемого в энергетике, приблизительно две трети расходуется в крупных районных котельных исключительно для выработки теплоты, а остальной газ используется на ТЭЦ для выработки как электрической, так и тепловой энергии.

Украина обеспечена первичными энергетическими ресурсами собственной добычи меньше, чем на 40 %. Доля природного газа в топливном балансе страны составляет менее 50 %; собственная добыча газа стабилизировалась в пределах 20 млрд м³, что составляет 26,8 % от общего потребления газа в Украине.

В условиях продолжающегося спада теплоснабжения, нарождающегося кризиса в эксплуатации крупных систем централизованного теплоснабжения, а также либерализации энергорынка, реальным путем повышения эффективности энергетического производства является развитие локальных комбинированных энергоисточников способом «надстройки» электростанций мощностями существующих котельных в коммунальной энергетике. Предпроектные обследования показали, что оптимальными как с точки зрения объемов электропотребления, так и с точки зрения круглогодичного комбинированного производства электроэнергии на основе тепла, отпускаемого на нужды горячего водоснабжения, являются электрические мощности 1–2 МВт. В диапазоне мощностей до 3,5 МВт по зарубежным данным более эффективными с меньшей удельной стоимостью и меньшими эксплуатационными затратами по сравнению с газовыми турбинами являются газопоршневые двигатели. Так, например, в районной котельной тепловой мощностью 80 МВт потребление электрической энергии для собственных нужд – 900 кВт, а мощность турбогенератора, который можно включить по когенерационной схеме, – 5 МВт. Тогда около 4,1 МВт можно направить на энергообеспечение жилых зданий. Таким образом, можно обеспечить электроэнергией более 20-ти зданий, если один 9-этажный дом потребляет мощность 200 кВт.

Использование паровых турбогенераторов для целей когенерации дает целый ряд преимуществ: высокий КПД системы; надежность; возможность работы на любом местном виде топлива; снижение удельного потребления топлива; низкие удельные капитальные затраты (50–200 USD/кВт), т. к. нет необходимости возводить производственные здания. В 40–50-х годах в бывшем СССР большое развитие малые ТЭЦ (МТЭЦ) получили на сахарных заводах. В настоящее время в странах СНГ на таких ТЭЦ применяется примерно 350 паровых турбин (в подавляющем большинстве – противодавленные) единичной электрической мощностью 0,5–6 МВт. Длительное использование турбин малой мощности показало их высокую надежность (коэффициент готовности – 0,995) при минимальном числе обслуживающего персонала. Кроме того, применение МТЭЦ имеет следующие преимущества:

- меньшие капиталовложения по сравнению с мощными ТЭЦ на 35–55 %;
- снижение удельных расходов условного топлива до 160–170 г у. т./кВт·ч при одновременном сокращении абсолютных расходов топлива (за счет исключения производства электроэнергии по конденсационному циклу).

Развитие МТЭЦ вместо (или на базе) крупных городских и промышленных котельных является одним из эффективных способов повышения ис-

пользования энергии в системах централизованного теплоснабжения. МТЭЦ выгодно строить потребителям тепла, т. к. выработанную электроэнергию можно использовать на собственные нужды и продавать энергосистемам.

В новых рыночных условиях теплофикация сохраняет свои преимущества перед отдельным способом производства электрической и тепловой энергии. Она обеспечивает существенную экономию дорогостоящего топлива – природного газа. При этом в современных условиях следует учитывать ее специфические особенности:

- значительное сокращение централизованных капиталовложений, что будет приводить к сооружению преимущественно ТЭЦ небольшой мощности;
- необходимость осуществления в ближайшие 10–15 лет технического перевооружения действующих ТЭЦ, повышение эффективности которых является одной из первостепенных задач;
- новый подход к ценообразованию отпускаемой от ТЭЦ тепловой и электрической энергии на основе более совершенного метода разнесения расхода топлива на тепло- и электроэнергию;
- преобладание в структуре отпуска тепла нагрузки отопления и горячего водоснабжения.

Возможность серийного выпуска блочных ГТУ малой мощности предприятиями авиационной и судостроительной промышленности позволяет широко применять такие ГТУ для комбинированной выработки электроэнергии и теплоты на блок-ТЭЦ предприятий. Ресурс газовых турбин составляет 30–60 тыс. часов, ресурс дизелей составляет 40–100 тыс. часов и более. Соотношение цена/экономичность, достигнутые для этого оборудования на сегодняшний момент, позволяют их эффективно применять для МТЭЦ.

Представляется весьма привлекательным следующий путь реновации действующих газовых ТЭС: смонтировать несколько газовых турбин достаточной мощности, чтобы котлы-утилизаторы после ГТУ постепенно вытеснили существующие (отработавшие ресурсы) газовые котлы. А остальную схему – паропроводы, паровую турбину, генератор, водоподготовку и электрическую часть – использовать по их прямому назначению без новых капитальных затрат. Мировой опыт свидетельствует, что в этом случае удельная стоимость надстройки существующих ТЭС ГТУ составит от 400 до 600 USD/кВт. Такая надстройка позволяет снизить параметры пара для оставшейся части ТЭС практически без ущерба для КПД обновленной электростанции, а снижение давления и особенно температуры пара позволяет в 3–5 раз увеличить оставшийся ресурс работы старого оборудования, что избавляет от необходимости его замены.

Инвестиции в когенерацию сулят целый ряд социально – экономических выгод для регионов и государства. К числу таких выгод относятся создание рабочих мест, расширение инфраструктуры, получение современных технологий и методов управления, повышение эффективности использования энергии и возможность перераспределения государственных затрат. В этих условиях особую привлекательность для частных инвесторов представляют проекты строительства электростанций малой и средней мощности. Это обуславливается рядом их преимуществ по сравнению с крупными КЭС, а именно:

- 1) относительно небольшим объемом инвестиций в отдельные проекты;
- 2) малыми сроками строительства электростанций;

3) меньшими удельными капитальными вложениями, что связано с наличием большого числа котельных, на которых имеются избыточные производственные площади, а также смонтировано общестанционное оборудование (системы топливоподачи, водоснабжения и т. д.);

4) повышением надежности системы энергоснабжения, что обусловлено как более простой конструкцией самих турбин малой и средней мощности по сравнению с крупными, так и меньшим влиянием на работоспособность системы в целом аварий на одной из электростанций, входящих в ее состав;

5) меньшим финансовым риском при размещении инвестиций в малую энергетику в связи с коротким сроком строительства и возможностью прогнозировать спрос на электроэнергию и теплоту на краткосрочный период, в течение которого эти проекты окупаются.

Необходимость строительства собственной электростанции, как правило, обусловливается одной из следующих причин:

- затраты на подвод электроэнергии и тепла сопоставимы с расходами на строительство собственной электростанции (новое строительство);

- существуют проблемы с региональными энергосетями либо со стоимостью дополнительной электроэнергии (расширение мощностей);

- наличие и качество электроэнергии критично с точки зрения непрерывности технологического процесса или нарушения технологии;

- штрафы за выбросы в атмосферу попутного газа, прочих продуктов сопоставимы со стоимостью оборудования электростанции (нефтедобывающие компании);

- возможность использования дешевого или попутного газа в качестве топлива для электростанции (добывающие и транспортные топливные компании);

- ожидание роста тарифов на электроэнергию.

При выборе технологических процессов наряду с экономическими факторами следует учитывать технические и экологические. Только комплексное рассмотрение всех факторов позволяет во многих случаях правильно обосновать необходимость внедрения новых технологий.

Применение промышленных блок-ТЭЦ малой мощности существенно снижает экологическую опасность. В частности, выбросы NO_x при работе на природном газе удастся снизить до $100\text{--}120 \text{ мг/м}^3$, что в 4–5 раз меньше, чем на современных ТЭЦ. Уменьшается также и шум установки; размещение двигателей в специальных контейнерах позволяет уменьшить шум от их работы до $\leq 80 \text{ Дб}$ на расстоянии 1 м от установки. Таким образом, удастся полностью выполнить современные экологические требования.

Для децентрализованного производства энергии используются новые высокоэффективные когенерационные системы на основе технологий высокооборотных газовых микротурбин (с рекуперативным подогревом воздуха), поршневых двигателей Стирлинга и топливных элементов. Опыт эксплуатации когенерационных систем на основе микротурбин в диапазоне электрических мощностей от 28 до 200 кВт показал их преимущества, по сравнению с традиционными дизель-генераторами, по вредным выбросам NO_x и CO в окружающую среду.

Характерной особенностью Украины является большая энергозатратность экономики, оказывающая экологические нагрузки на окружающую среду, не

обусловленные объемами производимой продукции. Эта энергозатратность вызвана низкой энергетической эффективностью на этапах выработки, преобразования, передачи и потребления энергии. Низкая эффективность на трех последних этапах влечет за собой увеличение объемов выработки и, соответственно, уменьшение экологической безопасности. На этапе выработки снижение нагрузки на окружающую среду может достигаться как непосредственно уменьшением количества выбросов энергетического оборудования, так и увеличением эффективности энергогенерирующего оборудования, повышением коэффициента использования энергии топлива.

Наряду с выбросами в атмосферу таких токсичных веществ, как оксиды азота и оксиды серы, уже в ближайшие годы будет учитываться и выброс в атмосферу углекислоты CO_2 . Возможность получения дополнительных средств от продажи квот на выброс CO_2 еще более увеличивает привлекательность использования природного газа, особенно для городских ТЭЦ, а также требуют большего внимания к проблеме экономии топлива. При сжигании природного газа выход CO_2 составит 0,23–0,25 кг на 4,18 МДж. Выход CO_2 при сжигании природного газа в среднем в 2 раза меньше, чем при сжигании угля и составит 2 т на 1000 м³ природного газа.

Уже в ближайшие годы стоимость экологической составляющей может быть соизмеримой с тепловой стоимостью топлива, даже при сжигании природного газа. Выбросы основных энергетических двигателей, используемых в качестве приводов электрических генераторов, по данным центра подготовки энергоменеджеров (г. Киев) при работе на природном газе составляют (в г/кВт·ч): для ПТУ CO_2 – 1510, NO_x – 1,5; для ГТУ – 610 и 1,1; для ГПД – 600 и 5–10, соответственно. При работе ПТУ на угле выбросы CO_2 составляют 2700, SO_2 – 34,3, NO_x – 5,2 г/кВт·ч. Экологические выгоды когенерации очевидны: сокращение расхода топлива дает эквивалентное снижение выбросов уходящих газов, а отсюда и уменьшение вредного влияния на окружающую среду. В связи с тем, что наиболее распространенным, экологичным энергоносителем в стране является природный газ, проблема энергосбережения становится важнейшей задачей.

Для замещения в котельных природного газа разработаны газификаторы, перерабатывающие широкий спектр горючих отходов – от низкосортных углей до твердых бытовых отходов, а также ила биологической очистки канализационных стоков с получением синтез – газа, который может сжигаться в энергоустановках.

Основным режимом работы электрогенераторов когенерационных установок является параллельная работа с внешней сетью. В связи с этим особое значение имеет характер взаимоотношений предприятия – независимого производителя – с энергоснабжающей организацией, по отношению к которой независимый производитель электроэнергии выступает в роли конкурента, независимо от того, передает или продает излишки выработанной им электроэнергии во внешнюю сеть. Правила работы независимых производителей электроэнергии параллельно с центральной энергосистемой, к сожалению, до сих пор законодательно не закреплены. Из-за их отсутствия энергоснабжающие организации неявно, но препятствуют развитию малой энергетики, например, выставляют невыполнимые технические условия на подключение,

назначаются заниженные цены на покупку излишков электроэнергии и т. д. Независимым производителям должен быть гарантирован сбыт тепла и электроэнергии, при этом технические условия на подключение, типовые проекты, методики расчетов должны быть разработаны государством.

В настоящем справочном пособии авторы сделали попытку собрать и систематизировать обширный материал по различным аспектам когенерационных технологий, опубликованный в многочисленных периодических изданиях и монографической литературе. Справочное пособие разделено на три части и 16 глав.

Часть 1 – Общие вопросы когенерационных технологий – состоит из 5 глав:

1. Когенерация – эффективная энергосберегающая и экологически чистая технология.
2. Разновидности когенерационных технологий и выбор тепловых схем.
3. Топливо и топливные компрессоры для когенерационных установок.
4. Управление выбросами NO_x в когенерационных установках.
5. Когенерационно-холодильные станции. О специфике и деталях когенерационных проектов. Перспективы когенерации за рубежом.

Часть 2 – Когенерационные системы с газотурбинными установками – состоит из 6 глав:

1. Газотурбинные установки-схемы, характеристики, основные компоненты.
2. Технический уровень ГТУ малой и средней мощности ведущих мировых производителей.
3. Котлы-утилизаторы сбросной теплоты ГТУ, поршневых двигателей и технологических печей.
4. Газотурбинные ТЭЦ сбросной и утилизационной схем.
5. Типы и основные характеристики ПГУ. Бинарные ПГУ-ТЭЦ.
6. ПГУ со степенью бинарности $\beta \neq 1$. ПГУ контактного типа.

Часть 3 – Когенерационные системы с ДВС и ПТУ. Новые технологии в когенерации. Эффективность инвестиций – состоит из 5 глав:

1. Компоненты и характеристики газопоршневых двигателей.
2. Технический уровень газопоршневых двигателей мировых производителей. Когенерационные станции с ГПД.
3. Паротурбинные надстройки котельных.
4. Новые технологии в когенерации.
5. Эффективность инвестиций в когенерационные проекты.

Авторы выражают благодарность рецензенту д. ф.-м. н. В. А. Жовтянскому (Институт газа НАН Украины) сделавшим существенные замечания, которые были учтены.

Большой труд по сбору, систематизации и подготовке компьютерной версии рукописи проделали В. В. Городнянский, Н. Я. Мазур, А. А. Глаголева, которые заслуживают самой высокой похвалы и признательности.

Авторы благодарны также сотрудникам Института прикладных исследований в энергетике к. т. н. Ю. Г. Клименко, Н. В. Степанову и А. В. Збарщенко, которые принимали участие в обсуждении отдельных разделов книги.

ГЛАВА 1

КОГЕНЕРАЦИЯ – ЭФФЕКТИВНАЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩАЯ И ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТАЯ ТЕХНОЛОГИЯ

1. СТАНОВЛЕНИЕ И РАЗВИТИЕ КОГЕНЕРАЦИИ И ТЕПЛОФИКАЦИИ

Обращаясь к ретроспективе становления комбинированного производства теплоты и электроэнергии, необходимо отметить две бесспорных вехи: 1924 год, когда в СССР эта технология получила название «теплофикация», и начало 1970-х годов, когда эту же технологию за рубежом называли «когенерация». Каким термином пользовались специалисты до этого – достоверно неизвестно. В Британской научной энциклопедии сообщается, например, что после того как владельцы крупных паровых котельных начали вместе с технологическим паром производить и электроэнергию, то такие котельные стали называть «силовыми станциями» (power house). «Когда когенерация впервые появилась, – писал журнал «Power» в 1977 г., – то о ней говорили как о выработке электроэнергии на базе технологического пара». Однако это не было начальной точкой отсчета существования такой технологии.

Первые когенерационные станции в США [2]

Хронологически когенерация начала применяться несколько раньше, чем появились первые центральные электрические станции, и вплоть до 1885 г. возможности для совместной выработки механической и тепловой энергии ограничивались техническими характеристиками промышленных паросиловых установок, в которых на то время применялись исключительно паровые машины. В 1877 г. в США были построены две когенерационные системы на основе паровой котельной. В первой из них пар высокого давления поступал потребителям, имевшим паровые машины, а затем выхлопной пар из этих машин собирался и распределялся среди вторичных потребителей пара низкого давления, которым была необходима только тепловая энергия. В этот период стали появляться тепловые компании, которые, не имея собственных котелен, закупали пар низкого давления у различных производителей, владевших паровыми машинами.

Появились и другие схемы районного отопления. Например, установка, построенная в 1876 г. в Лондоне британским архитектором Брамвеллом, использовала низкотемпературное тепло горячей воды, подогреваемой выхлопным паром паровых машин, приводящих в действие насосы горячей воды.

Внедрение электрического освещения открыло новую эру, как для паровой энергетики, так и для когенерации. Принято считать, что эта эра началась в 1882 г., когда была построена Т. Эдисоном первая центральная электростанция в Нижнем Манхеттене (Нью-Йорк). Она имела мощность 72 кВт и обслуживала 59 потребителей в 12-ти городских кварталах. В последующие годы компания Эдисона построила ряд электростанций для районного освещения, которые были устроены на базе уже существующих на тот момент котельных и фактически использовали принцип когенерации. Уже к концу 1885 г. компании Эдисона построили 569 одиночных электростанций.

Экономические выгоды от использования когенерации уже тогда были очевидны. В одном из докладов той поры указывалось, что «с тех пор, как выхлопной пар из машин был направлен в отопительные магистрали и таким образом стал выполнять двойную работу, а именно освещать и отапливать здания, реальная затрата на освещение была сведена к существу пустяку».

В 1886 г. компания Эдисона в Олбани (штат Нью-Йорк) была вероятно первой, где использовалась когенерация в структуре центральной электростанции, создавая прообраз будущих ТЭЦ. В следующем году центральная электростанция в Гаррисберге (штат Пенсильвания) начала продавать отработанный пар Паровой Компании, которая находилась рядом с осветительной электростанцией; центральные станции в Бостоне, Индианаполисе, Канзас-Сити и в Рочестере (штат Нью-Йорк) начали работать как когенерационные в 1889 г.

Первые электростанции Эдисона вырабатывали постоянный ток, который можно было передавать лишь на сравнительно небольшие расстояния. В этой связи были предложены распределенные схемы расположения электростанций в разных местах города, куда подводился острый пар от районных котельных. Хотя этот способ не стал основным в сфере коммунальной энергетики, однако он по-прежнему широко используется, особенно в Нью-Йорке, где значительное количество паровых машин приводится в действие с помощью пара районных котельных. В других крупных городах США существовавшие на то время котельные районного пароснабжения использовались как наиболее логичное место для установки паровых генераторных установок для систем электрического освещения.

Отметим, что в рассматриваемое время альтернативой когенерации являлся простой выхлоп отработанного пара паровых машин электростанций в атмосферу. Применение конденсаторов пара существенно удорожало паросиловую установку, а значит, и вырабатываемое электричество и стало широко распространяться лишь с изобретением градирни на рубеже XIX–XX веков. В США в 1893 г. во время банковского кризиса компания District Steam Company, занимавшаяся районным отоплением, начала печатать серии объявлений в журналах, посвященных продаже электроэнергии, предлагая когенерацию, как средство по восстановлению прибыльности. Это начинание было достаточно успешным, причем на этом рынке уже появились первые конкуренты, включая и компании, предлагавшие районное низкотемпературное водяное отопление. Среди них был Г. Ярьян из Толедо, который в 1894 г. установил низкотемпературную водяную систему горячего водоснабжения для того, чтобы передавать тепло от осветительной электростанции. Его система вклю-

чала также бак-аккумулятор для нагревания воды в то время, когда спрос на электричество был максимальным. Система Ярьяна термодинамически идентична современным низкотемпературным системам районного отопления.

Одна из систем Ярьяна была реализована в Индианаполисе, где в 1901 г. обнаружилось, что газоносные поля, от которых питалась топливом система теплоснабжения этого города на протяжении ряда лет, истощились. Вместо того, чтобы принять решение о возобновлении сжигания угля в отдельных зданиях, Ассоциацией Торговцев был создан в 1902 г. комитет по вопросу наилучшего способа отопления зданий с учетом минимизации ущерба от дыма. Комитет принял план возведения когенерационной электростанции для обеспечения работы системы отопления нижней части города с помощью горячей воды. Водяная низкотемпературная система отопления обладала значительными преимуществами в эффективности, позволяя паровым машинам сбрасывать отработанный пар при вакууме в конденсатор, что могло быть осуществимо при низкотемпературном теплоносителе в отопительной сети, т. е. при температуре воды 82 °С зимой и еще ниже в течение более теплого сезона.

К началу Первой Мировой войны более 450 центральных электростанций были переведены на когенерационный режим работы.

Огромный рост выработки электричества энергетическими компаниями США имел место в период 1902–1932 гг. Интересно отметить уменьшение количества паровых машин на электростанциях, которые являлись первичными двигателями на рубеже смены веков. Средняя мощность этих паровых машин составляла 250 кВт, и они производили огромный объем тепла по отношению к выработанной ими электроэнергии. Для многих систем, о которых имеется информация, доход от продажи тепла сам по себе был достаточен, чтобы оплатить полные годовые расходы на закупку топлива для электростанции, что делало, конечно, когенерационные станции популярными, особенно по сравнению с аналогичными станциями без когенерации.

С появлением линий электропередач и энергосистем мелкие электростанции вынуждены были конкурировать с крупными конденсационными тепловыми станциями и гидростанциями, производившими более дешевую электроэнергию. Многие малые станции, не работавшие в режиме когенерации, были переведены в резерв и вскоре вообще исчезли, в то время как большое количество малых центральных когенерационных станций (ТЭЦ) продолжали работать еще несколько десятков лет. В больших масштабах использовали когенерацию промышленные предприятия, особенно в нефтехимической области.

Некоторые крупные электростанции в ущерб себе строили паровые котельные для удовлетворения нужд потребителей в паре с одной целью – устранения конкурентов – когенераторов с рынка электроэнергии. Станции, которые были подключены к энергосети (для параллельной работы), строились с повышающимися тарифами на резервирование систем генерации. Таким образом, период развития и становления когенерации в США сменился 50-летним периодом практически полного исключения ТЭЦ из энергосистем. В противоположность этому, в Европе внедрение когенерации развивалось в широких масштабах.

Развитие когенерации в Европе

В 1893 г. фирма Siemens построила в Гамбурге первую в Германии теплоэлектроцентраль. По теплотрассе длиной около 250 м поставлялась теплота для отопления новой ратуши. Паровые машины имели мощность 70–370 кВт при рабочем давлении пара 0,65 МПа.

В 1900 г. была построена первая районная теплофикационная установка в Германии (г. Дрезден). В 1907 г. фирмой AEG была создана первая паровая турбина с отбором пара на теплофикацию.

Тем не менее, в то время политическая и конкурентная конъюнктура игнорировали тот факт, что по свидетельству журнала «Power» за 1926 г., когенерационная установка с теплофикационной турбиной могла уже обеспечить коэффициент полезного использования топлива свыше 70 %, в то время как лучшая конденсационная электростанция обеспечивала КПД не выше 25 %.

Закон PURPA в защиту когенерации [3]

Ситуация в мире коренным образом изменилась под влиянием энергетического кризиса 70-х годов прошлого века, когда на фоне резкого роста цены на нефть, в предвосхищении подъема спроса стала расти цена угля, и увеличились транспортные расходы. Для энергосистемы в период 1973–1982 гг. тонна угля подорожала в 1,9 раза, а цена природного газа за тот же период возросла в 9,6 раза. На эти условия наложилось повышение стоимости капитала. Комбинация перечисленных причин вызвала первую волну роста реальной стоимости электроэнергии в 1970-е годы (рис. 1.1).

Озабоченный сложившимся положением, Конгресс США принял в 1978 г. Национальный энергетический акт, в состав которого входило пять законов, в том числе Закон о политике регулирования общественных энергосистем (PURPA), который существенно повлиял на дальнейшее развитие электроэнергетики. Одна из целей Энергетического акта состояла в стимулировании развития возобновляемых и альтернативных источников энергии и снижении зависимости от импортируемой нефти.

PURPA был направлен на повышение эффективности использования топлива на электростанциях путем стимулирования совместного производства

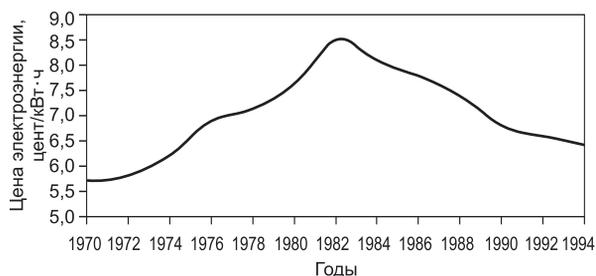


Рис. 1.1. Изменение реальной розничной цены на электроэнергию в США за период 1970–1994 гг. (в ценах 1992 г.) [3].

электроэнергии и тепла и развития небольших производителей электроэнергии. В соответствии с этим законом появлялось два типа производителей, удовлетворяющих его требованиям: ТЭЦ и малые производители, использующие технологии нетрадиционных и возобновляемых источников энергии. Для обеих категорий требовалось,

РЕКЛАМА КОГЕНЕРАЦИИ



Конец XIX века, США

Представитель Американской районной паровой компании говорит:

«Г-н Управляющий – Почему Вы выбираете выхлопной пар с Ваших машин, когда люди готовы втроене оплачивать произведенную из него теплоту (для отопления)? Все, что для этого необходимо, это установить нашу систему подземных паропроводов. Вы можете расширить свой бизнес по производству электроэнергии. Вы можете увеличить свои доходы. Вы можете опередить своих конкурентов. Вы сможете устанавливать крупные блоки, включающие собственные котлы, двигатели и электрогенераторы для производства механической, электрической и тепловой энергии. Выпишите наш проспект, показывающий как это делается.»

Конец XX века, Украина, АО «Рассвет» (г. Запорожье) и ИТТФ НАН Украины (г. Киев)

Рекламный листок посвящен когенерации в теплоснабжении

...Широко распространенный на станциях теплоснабжения водогрейный котел ПТВМ-30 доукомплектовывается энергетической газотурбинной установкой UGT 2500 мощностью 2,5 МВт. ГТУ на общей раме с электрогенератором в шумопоглощающем контейнере располагается в существующей котельной без значительных изменений конструкции и компоновки штатного оборудования. Конструкция системы сжигания топлива в потоке выхлопных газов ГТУ обеспечивает устойчивую и экономичную работу установки при различных тепловых нагрузках котла.



чтобы доля собственности местной энергоснабжающей компании в стоимости сооружаемых станций не превышала 50 %. Федеральной энергетической комиссии вменялись в обязанность периодический анализ и изменение требований, предъявляемых к производителям энергии, подпадающим под действие PURPA. Последние были названы производителями, удовлетворяющими требованиям закона. Для них вводились определенные требования на технологические характеристики оборудования: мощность установки не должна была превышать 80 МВт; для ТЭЦ ограничивалось снизу значение КПД станции и доля тепловой энергии в общем объеме производимой энергии. Для получения статуса малого производителя не менее 75 % от общего количества энергии, потребляемой в целях производства электричества, должно было поступать от источника возобновляемой энергии: солнечной, ветровой, биомассы, геотермальной, полученной из отходов или от небольших гидростанций.

Однако, главное нововведение, появившееся в результате принятия этого закона, касалось не только и не столько технических характеристик несистемных производителей, удовлетворяющих поставленным требованиям, сколько гарантировало им рынок сбыта. Закон обязывал покупать электроэнергию у данных категорий производителей и гарантировал цену закупки. Цена закупки устанавливалась на уровне замыкающих затрат энергосистемы, т. е. тех расходов, с которыми бы столкнулась энергосистема при генерировании или покупке со стороны того количества электроэнергии, которое закупалось у несистемного производителя. Этот принцип делал закупку электроэнергии от удовлетворяющих производителей тарифно-нейтральной: для потребителей энергосистемы цена на электроэнергию не изменялась. Кроме того, закон обязывал энергосистемы продавать производителям на недискриминационной основе электроэнергию в необходимом им количестве, что защищало производителя от монополизма энергосистемы. Введенная этим законом организация рынка ставила несистемных производителей, удовлетворяющих его требованиям, в привилегированное положение. Во-первых, цены на отпускаемую ими электроэнергию не регулировались комиссиями, а определялись показателями местной энергосистемы. Это позволяло, при надлежащем повышении эффективности работы, достигать хороших финансовых результатов. Во-вторых, несистемные производители имели гарантированный рынок сбыта и освобождались от риска переинвестирования в случае ошибки в прогнозе потребления электроэнергии.

Условия деятельности, гарантированные несистемным производителям, оказались привлекательными. В результате, к 1991 году из общей установленной мощности несистемных производителей в 48,2 тыс. МВт, 75 % составляли производители, удовлетворяющие требованиям закона.

Становление когенерации в СССР [4]

Комбинированная выработка теплоты и электроэнергии нашла применение в России с начала XX века главным образом на сахарных заводах и текстильных предприятиях. Для этой цели создавались теплосиловые блок-станции, электрическая и тепловая энергия от которых поступала, как правило, на теплотехнические цели к группе зданий, принадлежащих одному

владельцу. Первая блок-станция была построена в 1902 году в Санкт-Петербургском политехническом институте. В 1903–1912 годах по проектам профессора В. В. Дмитриева в Санкт-Петербурге создается несколько теплоэлектрических блок-станций для снабжения теплом и электроэнергией Синодальной типографии, детской больницы (17 зданий), 37 корпусов больницы им. Петра Великого (ныне им. И. И. Мечникова), дома предварительного заключения (тюрьмы «Кресты»), здания Электротехнического института.

В Москве имелись отдельные предприятия, на которых отработавший пар паросиловых установок использовался для теплоснабжения владений одного собственника (Трехгорная мануфактура, текстильная фабрика Циндель и ряд других предприятий).

Исходя из положительного опыта работы созданных теплоэлектрических блок-станций, профессор В. В. Дмитриев начиная с 1908 года пропагандировал идею теплоэлектроцентралей и руководил разработкой проектов теплоснабжения. Одним из них был проект «Электростанция с использованием отходящего тепла для отопительных и бытовых нужд центрального района города». В этом проекте, представленном В. В. Дмитриевым в 1923 году на собрании Русского технического общества, предлагалось переоборудовать в теплоэлектроцентраль (ТЭЦ) 3-ю Петроградскую городскую электростанцию, подлежащую закрытию из-за ее низкой экономичности.

25 ноября 1924 года 72 квартиры дома № 96 на набережной реки Фонтанки получили тепло (острый пар) от 3-й городской электростанции (ЛГЭС), причем циркуляция воды в системе отопления здания осуществлялась пароводяным инжектором. Работа была выполнена группой сотрудников электростанции под руководством Л. Гинтера – главного инженера ЛГЭС-3 Ленэнерго. Эта дата считается началом теплофикации в России.

Летом 1925 года от того же источника прокладывается магистраль (400 м) к котельной Обуховской больницы (ныне больница им. А. А. Нечаева). В котельной больницы были установлены теплообменники для подогрева воды, циркулирующей с помощью электронасосов в системах отопления основных зданий. В зданиях были смонтированы также теплообменники для нагрева сетевой воды системы горячего водоснабжения. Таким образом, первые установки теплоснабжения были выполнены по закрытой независимой схеме. Присоединение систем отопления к тепловой сети, кроме Обуховской больницы, проводилось также и по зависимой схеме. Регулирование подачи тепла было принято местное, качественное, с поддержанием в сети постоянной температуры порядка 100 °С и с повышением ее до 115 °С при низких температурах наружного воздуха.

После перевода в 1927 году турбин мощностью 680 кВт фирмы Brown Boveri на ухудшенный вакуум в магистраль стала подаваться сетевая вода с температурой 90 °С, нагретая в бойлерах паром, поступающим от турбины. Дополнительный нагрев воды производился в специально разработанных пароводяных струйных подогревателях. Подача воды в систему теплоснабжения и ее циркуляция осуществлялась насосом, приводом которого была паровая турбина.

Существенно важным оказалось то, что полученный при эксплуатации экономический эффект от теплофикации оказался весьма значительным.

Электростанция со старой изношенной конденсационной турбиной 680 кВт, имевшая до реконструкции удельный расход топлива на выработку электроэнергии 1 046 г/кВт·ч, после реконструкции показала при испытаниях расход топлива на теплофикационном режиме 238 г/кВт·ч.

Для увеличения отпуска тепла в 1929 году на ЛГЭС были смонтированы турбина фирмы Laval мощностью 5 МВт с противодавлением 0,12–0,2 МПа и соответствующие пароводяные подогреватели.

В Москве началом теплофикации явилась прокладка в 1928 году паропровода от экспериментальной ТЭЦ Всесоюзного теплотехнического института (ВТИ) к заводам «Динамо», «Парострой» и другим близлежащим объектам. Вначале сетевая вода нагревалась острым паром, а затем паром из регулируемого отбора одной из старых турбин.

В итоге, по чисто случайным обстоятельствам (наличие малоценного, но пригодного для экспериментов оборудования) 3-я ЛГЭС стала прообразом будущих отопительных ТЭЦ, а ТЭЦ ВТИ – прообразом промышленно-отопительных ТЭЦ. Обе ТЭЦ, несомненно, имели ранг районных, поскольку обслуживали разнородных потребителей.

В 1929 году была сооружена Краснопресненская ТЭЦ для снабжения паром Трехгорной мануфактуры, а через год – ТЭЦ ТЭЖЭ, от которой по паропроводу диаметром 300 мм и длиной 1,5 км пар подавался к заводам «Клейтук», «Новый мыловар» и Первому подшипниковому заводу (ГПЗ-1).

Одновременно со строительством новых ТЭЦ проводились работы по теплофикации центра Москвы. Еще в 1927 году был разработан эскизный проект, а в 1931 году проложили первую водяную трассу в двухтрубном исполнении диаметром 250 мм по Раушской набережной, Старому Москворецкому мосту, улице Варварке к зданию ВСНХ в Китай-городе. В этот период была разработана первая генеральная схема теплофикации Москвы на периферии города.

К 1941 году в Москве работало шесть ТЭЦ, имелось 63 км водяных и 17 км паровых сетей, с подключенными 445 жилыми зданиями и десятками промпредприятий. В Ленинграде годовой отпуск тепла составлял уже около 4 млн ГДж.

Начиная с 1950 года наметился интенсивный рост эффективности энерго-снабжающих установок. На ТЭЦ стали устанавливаться турбины на высокие параметры пара. В 1957 году ЛМЗ изготовил первую теплофикационную турбину типа ПТ-50-130/2 мощностью 50 МВт на начальные параметры пара: давление 13 МПа и температуру 565 °С с двумя регулируемые отборами пара. Повышение начальных параметров пара на ТЭЦ позволило получить близкие к КЭС (на такие же параметры) показатели по расходу топлива при работе по конденсационному циклу. Основным условием эффективной работы ТЭЦ формируется требование максимальной выработки электроэнергии по теплофикационному циклу, для чего требуется длительная загрузка отборов турбин ТЭЦ по отпуску тепла. Для отопительных ТЭЦ это условие можно выполнить за счет обеспечения круглогодичной нагрузки по горячему водоснабжению, а также обеспечения работы ТЭЦ при оптимальном коэффициенте теплофикации (в пределах 0,5–0,65). Нагрузки горячего водоснабжения на ТЭЦ в 1950–1960 годах благодаря интенсивному жилищному

строительству достигли 15 %, что дало возможность увеличить продолжительность использования номинальной тепловой мощности отборов турбин до 3700 ч в год.

В 1959 г. на ТЭЦ появились пиковые водогрейные котлы конструкции ВТИ и Оргэнергостроя. Массовая установка таких котлов на ТЭЦ для подогрева воды с 110 до 150 °С обеспечила почти повсеместный переход ТЭЦ на работу с оптимальным коэффициентом теплофикации, что при доле горячего водоснабжения в 10–15 % от общей тепловой нагрузки станции позволило увеличить работу турбин с отбором пара до 4500 ч в год [4].

В Украине начало масштабному применению комбинированной выработки электрической и тепловой энергии было положено в 1931 г. с вводом в эксплуатацию ТЭЦ Харьковского тракторного завода (в настоящее время ТЭЦ-4) мощностью 15 МВт [5]. Она работала параллельно с существующей системой и имела электрическую связь с подстанцией Артема по ЛЕП 110 кВ, была подчинена ХТЗ. В связи с этим Совет Труда и Обороны постановлением № 122 от 30 декабря в 1930 году утвердил проект сооружения ТЭЦ для централизованного энергообеспечения начатого строительства турбинного завода, а также расширяющихся электромеханического, паровозостроительного, велосипедного, «Серп и молот» и других заводов. ТЭЦ получила наименование «Краснозаводская ТЭЦ» города Харькова (в настоящее время ТЭЦ-3). Учитывая, что в стране уже началось освоение производства паровых турбин единичной мощностью до 25 МВт и энергетических котлов паропроизводительностью более 100 т/ч, проектом предусматривалось использование двух теплофикационных турбин по 25 МВт, двух противодавленческих турбин мощностью по 6 МВт и 6 котлов Ленинградского металлического завода производительностью по 110 т/ч, оборудованных топками для пылевидного сжигания штыбов донецкого антрацита. Строительство ТЭЦ началось в 1932 году, а в первом полугодии в 1934 года был закончен монтаж первой теплофикационной турбины ДКО-185 (АО-25-1) мощностью 25 МВт и двух котлов общей паропроизводительностью 220 т/ч. 1 августа 1934 года первый турбогенератор Краснозаводской ТЭЦ был подключен на параллельную работу с энергосистемой.

В следующие годы на ТЭЦ была установлена вторая теплофикационная турбина АО-25-2 мощностью 25 МВт и энергетический паровой котел паропроизводительностью 150 т/ч, изготовленный котельным заводом Таганрога. В 1940 году была введена в эксплуатацию первая противодавленческая турбина мощностью 6 МВт и начат монтаж четвертого энергетического котла паропроизводительностью 150 т/ч. Таким образом, к 1940 году общая электрическая мощность ТЭЦ достигла 56 МВт, а за год было произведено 229,3 млн кВт·ч электроэнергии. К этому времени электрическая мощность ТЭЦ тракторного завода достигла 40 МВт [4].

На протяжении существования СССР комбинированная выработка безальтернативно рассматривалась в качестве основного способа энергоснабжения крупных городов и промышленных центров. Строительство ТЭЦ неизбежно сопровождалось централизацией теплоснабжения, прокладыванием в крупных городах протяженных магистральных трубопроводов, созданием разветвленных тепловых сетей, строительством крупных котельных, которые

покрывали пиковые нагрузки, а также обеспечивали теплоснабжение мощных обособленных потребителей.

В качестве основного топлива для ТЭЦ европейской части страны применялись газ и мазут. ТЭЦ, расположенные, как правило, в густонаселенных районах, а часто и в центре городов, не оснащались системами очистки уходящих газов от окислов серы и азота. Поэтому применение газообразного топлива стало единственным методом снижения отрицательного воздействия ТЭЦ на окружающую среду. По этой же причине большинство ТЭЦ, первоначально спроектированных для сжигания угля, были впоследствии переведены на газ (Дарницкая ТЭЦ в г. Киеве, Одесская ТЭЦ, Херсонская ТЭЦ и др.).

Доминирующими для ТЭЦ, работающих на угле, стали паротурбинная технология и факельное сжигание топлива. На ТЭЦ Украины установлены и эффективно используются теплофикационные турбины Уральского турбомоторного завода Т-100-130, а также Т-250/300-240, имеющие промежуточный перегрев и питающиеся паром сверхкритических параметров (24 МПа, 545 °С), а также уникальные для ТЭЦ прямоточные газомазутные котлы ТГМП-314А.

Украинским НПО «Турбоатом» разработана серия турбин КТ, позволяющая осуществлять значительный отпуск потребителям тепла из нерегулируемых отборов [6].

В то же время необходимо отметить ряд негативных тенденций, свойственных этому периоду развития ТЭЦ. С одной стороны проектные организации часто необоснованно завышали потребности в тепловой энергии, что приводило к завышению тепловой мощности ТЭЦ и к снижению выработки электроэнергии на реальном тепловом потреблении. С другой стороны постоянно испытывался дефицит энергетического оборудования. В результате многие ТЭЦ не обеспечивали проектных технико-экономических показателей. На фоне централизации производства явно недостаточное внимание уделялось развитию малых и средних станций, а также разработке и производству оборудования для них. Недостатки чрезвычайной централизации теплоснабжения в крупных городах отмечались отдельными учеными и энергетиками в 30-е и 60-е годы. Например, в Ленинграде рекомендовалось построить в период с 1932 по 1938 год ряд ТЭЦ на газовом топливе мощностью от 12 до 48 МВт каждая вместо котельных.

В послевоенные годы на Ленэнерго была выдвинута идея сооружения мощных ТЭЦ по 100–150 МВт каждая. В плане реализации этой концепции в Ленинграде в 1955–1960 годах построены мощные ТЭЦ на высокие параметры пара. В результате из-за невозможности загрузить эти ТЭЦ по теплу они имеют удельный расход топлива на выработку электроэнергии в 2,5–3 раза больше, чем небольшие ТЭЦ № 3 и 7, оптимально загруженные по теплу [7].

В дальнейшем, на эффективность сооружения городских ТЭЦ мощностью 4–12 МВт указывал академик Л. А. Мелентьев.

Развитие отечественного энергетического машиностроения позволило до 1990 г. обеспечить широкое внедрение в теплофикацию крупных турбин типов Т, ПТ и Р мощностью от 80 до 250 МВт на параметры пара 13 и 24 МПа. Были разработаны и получили большое распространение унифицированные модульные технические решения по ТЭЦ, обеспечивающие возможность их серийного строительства. Использование этих мероприятий способствовало

тому, что к 1990 г. удельный расход топлива на ТЭЦ по стране достиг 249 г у. т./кВт·ч при 325 г у. т./кВт·ч на всех ТЭС Минэнерго [6]. Средняя удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении на ТЭЦ (критерий эффективности теплофикации) составила около 80 кВт·ч/ГДж.

Уже на заре развития когенерационных технологий велись дискуссии о методах распределения эксплуатационных расходов ТЭЦ между отпускном электрической и тепловой энергии [7]. В начальный период развития теплофикации Л. Л. Гинтером для этого был разработан крайне простой метод, известный под названием «треугольника Л. Л. Гинтера». Схема метода показана на рис. 1.2, а его сущность кратко сводится к следующему. Если все расходы ТЭЦ отнести на электроэнергию, получится величина, характеризующаяся отрезком АО; при аналогичном отнесении всех затрат на теплоту получим отрезок ОВ; соединением точек А и В образуется линия, каждая точка на которой характеризуется тем, что при заданном значении затрат S_z , однозначно определяется значение S_e , и наоборот. Если раздельная схема энергоснабжения, менее экономичная, чем теплофикация, характеризуется значениями $S_{э,р}$ и $S_{т,р}$, то, отложив на осях треугольника соответствующие значения данных величин и восстановив из этих точек перпендикуляры до их пересечения, находим некую точку С. Соединением точек С и О определяется на гипотенузе треугольника точка D. Опустив из точки соответствующие перпендикуляры, находим точки К и Е, которые отвечают «справедливому» распределению затрат ТЭЦ между электрической и тепловой энергией.

Далее А. С. Горшковым этот способ распределения затрат был существенно изменен, исходя из так называемого «физического принципа» разделения затрат ТЭЦ между электроэнергией и теплотой. Сущность этого принципа кратко сводится к тому, что ежегодный денежный расход ТЭЦ распределяется так, что вся экономия от теплофикации относится на электроэнергию, а расход на отпускаемую теплоту делается равным расходу по отпуску «свежего» пара от ТЭЦ. Несмотря на некоторые условности, данный метод имеет важное преимущество: он нагляден и понятен эксплуатационному персоналу.

Следует напомнить, что методу определения КПД ТЭЦ и распределению расхода топлива на электроэнергию и теплоту в 1950 г. была посвящена специальная дискуссия. Ее важным результатом явилось признание двух положений: 1) принципы распределения расхода топлива ТЭЦ между электроэнергией и теплотой «не могут вытекать из законов термодинамики» и 2) это распределение расходов должно «в полной мере отражать народнохозяйственную выгодность комбинированного производства электри-

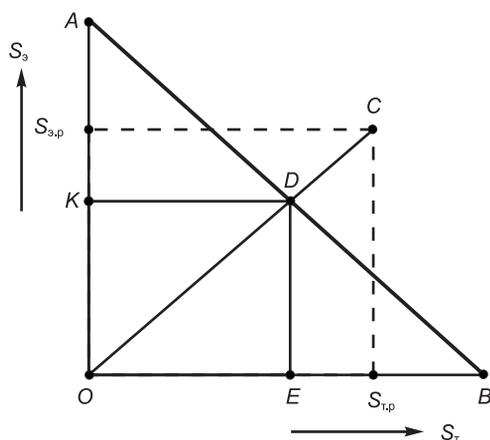


Рис. 1.2. Схема построения «треугольника Л. Л. Гинтера» [7].

ческой энергии и теплоты и тем стимулировать его развитие» [6]. Другими словами, схема распределения затрат между видами энергии должна определяться «экономической целесообразностью», а в современных условиях рыночных отношений – условием получения максимальной прибыли или эффективности использования топлива.

2. СОСТОЯНИЕ ТЭЦ УКРАИНЫ

Основой развития ТЭЦ в Украине (так же, как и в России) в середине XX столетия являлась максимальная централизация теплоснабжения и строительство на этой основе мощных теплоэлектроцентралей. Строительство ТЭЦ при тепловой нагрузке менее 300 МВт считалось нецелесообразным. Пиком технологического развития ТЭЦ Украины стали теплофикационные энергоблоки сверхкритических параметров пара, оснащенные прямоточными котлами ТГМП – 314А и турбинами Т-250/300-240 (Киевская ТЭЦ-5, Киевская ТЭЦ-6, Харьковская ТЭЦ-5).

Общая мощность 270 ТЭЦ, которые входят в объединенную энергетическую систему страны, составляет 7,14 млн кВт, из них 243 – это промышленные ТЭЦ (принадлежащие металлургическим, химическим, машиностроительным и др. предприятиям) суммарной мощностью 3,1 млн кВт (из них около 320 МВт принадлежит сахарным заводам), и 27 ТЭЦ суммарной мощностью 4,04 млн кВт, которые находятся в подчинении Минтопэнерго, Облэнерго и Теплокомунэнерго. В настоящее время положение ТЭЦ особенно тяжелое, так как большинство из них было построено еще в 40–50-е годы прошлого века, поэтому морально устарели и физически изношены. Исключение составляют самые «молодые» Киевские ТЭЦ-5 и ТЭЦ-6, а также Харьковская ТЭЦ-5 суммарной электрической мощностью 1,67 млн кВт.

ТЭЦ Украины вырабатывают около 70 млн Гкал теплоты в год, что составляет 21,6 % от общей выработки теплоты в стране. Основным топливом для ТЭЦ является природный газ, часть которого в топливном балансе достигает 80 %. Тем не менее, эффективность использования топлива является очень низкой: на некоторых ТЭЦ удельные затраты условного топлива на выработку 1 кВт·ч электроэнергии достигают 530–540 г, а на 1 Гкал отпущенной теплоты – 240–250 кг. Это объясняется предельным и запредельным износом оборудования, огромными потерями в сетях, низкой экономичностью паротурбинного блока (ниже 30 %) и т. п.

Современное состояние ТЭЦ рассматривается с использованием материалов, которые были получены в Ассоциации «Укртеплоэлектроцентральный» и отчета о выполнении Программы технической помощи Украине со стороны Правительства Дании в 1999–2000 гг.

Как свидетельствуют данные, представленные в табл. 1.1, большинство существующих ТЭЦ было введено в эксплуатацию в 30–50-е годы минувшего века и требует реконструкции и модернизации. Так, например, срок эксплуатации турбогенераторов Одесской ТЭЦ составил 250–290 тыс. часов, а электрическая мощность станции снижена со 140 до 68 МВт.

Таблица 1.1

**Год ввода в эксплуатацию
и характеристики некоторых ТЭЦ разного подчинения**

Название ТЭЦ, год введения в эксплуатацию	Установленная мощность		Амортизация основных фондов, %
	электри- ческая, МВт	тепловая, Гкал/ч	
<i>ТЭЦ государственных предприятий</i>			
Винницкая ТЭЦ-2, 1954	10,0	150	64,5
Лисичанская ТЭЦ, 1930	10,0	342	56,1
Зуевская экспериментальная ТЭЦ, 1931	82,0	183	68,2
Харьковская ТЭЦ-2, 1952–1957	74,0	172	62,6
<i>ТЭЦ государственных предприятий, которые находятся в процессе корпоратизации</i>			
Симферопольская ТЭЦ, 1958–1961	173,0	364	59,0
Камыш-Бурунская ТЭЦ 1951–1952	30,0	275	59,0
Сакская ТЭЦ, 1951–1952	6,0	47	59,0
Севастопольская ТЭЦ, 1955–1987	33,0	153	59,0
Северодонецкая ТЭЦ, 1952	260,0	1106	61,0
Харьковская ТЭЦ-5, 1979–1990	470,0	1420	45,7
<i>ТЭЦ, принадлежащие коммунальным предприятиям</i>			
Кировоградская ТЭЦ, 1959–1981	15,0	158	Информация отсутствует
Львовская ТЭЦ-2, 1930–1954	31,3	688	–“–
Каменец-Подольская ТЭЦ, 1960–1974	6,0	200	–“–
<i>ТЭЦ предприятий общегосударственной и коммунальной собственности, имущество которых находится в аренде</i>			
Кременчугская ТЭЦ, 1965–1969	255,0	671	79,4
Черкасская ТЭЦ, 1961–1968	200,0	1308	67,0
Сумская ТЭЦ, 1953–1957	28,0	350	63,3
Шосткинская ТЭЦ, 1956–1976	10,0	суммарная мощность энер- гетических кот- лов – 611; водогрейных – 300	63,3
Харьковская ТЭЦ-3, 1944–1970	62,0	895	Информация отсутствует

Окончание табл. 1.1.

Название ТЭЦ, год введения в эксплуатацию	Установленная мощность		Амортизация основных фондов, %
	электри- ческая, МВт	тепловая, Гкал/ч	
Черниговская ТЭЦ, 1961–1974	210,0	710	Информация отсутствует
Краматорская ТЭЦ, 1936–1977	150,0	625	–“–
Киевская ТЭЦ-5, 1971–1976	700,0	–	–“–
Киевская ТЭЦ-6, 1982–1984	500,0	–	–“–
Ахтырская ТЭЦ	12,0	–	–“–
<i>ТЭЦ, принадлежащие ОАО, созданным в процессе корпоратизации государственных предприятий</i>			
Днепродзержинская ТЭЦ, 1932	61,6	313	82,6
Николаевская ТЭЦ, 1949–1952	40,0	350	72,0
Херсонская ТЭЦ, 1955–1967	80,0	–	70,0
Одесская ТЭЦ, 1950	68,0	779	64,4
<i>ТЭЦ, которые эксплуатируют ОАО, созданные на базе арендных предприятий</i>			
Дарницкая ТЭЦ, 1956	Информация отсутствует		
<i>ТЭЦ, которые работают в режиме котельных</i>			
Криворожская ТЭЦ, 1929		1406	48,8

В табл. 1.2 приведены данные по производству электрической и тепловой энергии на ТЭЦ в течение 1999–2001 гг. Как видим, почти все ТЭЦ, независимо от организационной формы предприятий, в эксплуатации которых они находятся, столкнулись с падением объемов производства тепловой, а многие из них и электрической энергии. В наиболее затруднительном положении оказались предприятия, принадлежащие к группе ОАО, которые созданы в процессе корпоратизации государственных предприятий. Падение объемов производства, а, следовательно, и отпуска электрической и тепловой энергии потребителям, приводит к ее удорожанию и уменьшает конкурентоспособность соответствующих ТЭЦ по сравнению с другими поставщиками тепловой (в тех регионах, где ТЭЦ не являются монополистами по снабжению тепловой энергией) и электрической энергии. В этом же направлении действует и увеличение удельных затрат топлива на производство тепловой и электрической энергии (табл. 1.3).

Свою лепту в разрушение теплоэлектроцентралей страны, снижение их рентабельности внесли также проблемы неплатежей за отпущенную энергию и недостатки государственного регулирования тарифов на теплоту и электроэнергию. Вследствие неудовлетворительного состояния расчетов за отпущенную продукцию на протяжении предшествующих лет подавляющее большинство предприятий, которые эксплуатируют ТЭЦ, накопили значительную

кредиторскую, прежде всего, перед поставщиками топлива, и дебиторскую, главным образом за поставленную электро- и тепловую энергию, задолженность, которая отрицательно влияет на их текущее финансово-экономическое состояние.

Таблица 1.2

Объемы производства электрической и тепловой энергии некоторыми ТЭЦ в 1999–2001 гг.

ТЭЦ	Производство электроэнергии, млн кВт·ч			Отпуск теплоты, тыс. Гкал			Коэффициент использования мощности, %		
	1999	2000	2001	1999	2000	2001	1999	2000	2001
Винницкая ТЭЦ-2	–	10,7	12,3	–	321,3	356,1	–	–	–
Лисичанская ТЭЦ	28,0	15,9	23,3	347,6	348,7	424,4	21,3	12,1	26,6
Зуевская эксперим. ТЭЦ	29,6	38,3	37,9	103,5	89,8	73,3	–	–	–
Харьковская ТЭЦ-2	110,1	160,3	306,7	47,0	62,7	54,1	17,0	24,7	47,3
Криворожская ТЭЦ	–	–	–	2 469,9	2 212,4	2 076,3	–	–	–
ДП «КГС»	491,2	346,8	264,7	6 81,5	632,9	491,5	17,1	12,1	12,5
Северодонецкая ТЭЦ	133,2	141,1	192,1	777,0	676,1	448,6	5,8	6,2	8,4
Харьковская ТЭЦ-5	2 308,6	1 694,7	1920,0	1 804,0	1 463,5	1 538,1	56,1	41,0	46,6
Кременчугская ТЭЦ	858,2	862,8	1147,2	1 874,4	1 343,3	1 602,3	–	–	–
Черкасская ТЭЦ	500,9	471,0	439,2	1 625,2	1 519,1	1 510,2	28,6	26,8	25,1
АК «Киев-энерго»	5 463,9	6 280,2	6512,3	12 911,0	12 672,0	14 307,0	52,0	59,6	62,0
Днепродзержинская ТЭЦ	158,4	108,3	40,2	879,3	612,4	312,8	29,4	20,0	7,4
Николаевская ТЭЦ	61,8	65,4	35,3	509,1	357,9	229,7	17,6	18,6	10,1
Херсонская ТЭЦ	129,8	101,3	73,8	562,1	406,5	295,3	18,5	14,4	10,5
Одесская ТЭЦ	149,3	68,5	70,9	872,3	602,8	458,8	25,1	11,5	11,9

Таблица 1.3

**Удельные затраты условного топлива на производство электрической
и тепловой энергии за 12 месяцев 2000–2001 гг.**

Энергопредприятия	Электрическая энергия, г у. т./кВт·ч		Тепловая энергия, кг у. т./Гкал	
	2000	2001	2000	2001
Винницаоблэнерго	187,0	177,1	167,4	167,4
Донецкоблэнерго	801,0	823,5	322,2	553,6
Киевэнерго	225,0	223,8	147,4	148,0
Полтаваоблэнерго	341,2	328,7	153,7	152,5
Днепроэнерго	365,3	366,4	181,1	179,0
Донбасэнерго	415,7	412,8	230,5	231,4
Западэнерго	394,3	396,4	185,5	186,7
Центрэнерго	385,5	384,2	190,4	192,0
Черкасская ТЭЦ	304,2	291,7	154,0	153,5
Харьковская ТЭЦ-5	270,5	273,4	146,9	148,9
Харьковская ТЭЦ-2	491,8	529,9	204,7	204,2
Лисичанская ТЭЦ	327,6	318,6	188,7	184,1
Северодонецкая ТЭЦ	348,9	355,7	203,8	207,2
Одесская ТЭЦ	559,3	394,9	171,3	167,0
Николаевская ТЭЦ	325,3	336,4	162,5	172,7
Херсонская ТЭЦ	189,8	359,8	160,9	175,2
Днепродзержинская ТЭЦ	282,0	280,5	143,2	151,6
Крымские ГС	440,5	465,3	179,8	187,8
Генерирующие компании	388,0	386,7	169,0	170,1
Минтопэнерго Украины	374,1	372,6	158,5	158,7

Как свидетельствуют данные Ассоциации «Укртеплоэлектроцентральный», деятельность ТЭЦ, представивших информацию, по производству тепла была убыточной в 2001 году (табл. 1.4). Подавляющее большинство государственных предприятий, которые эксплуатируют ТЭЦ, также имели отрицательную или низкую рентабельность по производству электроэнергии.

Тарифы на тепловую энергию, согласно Закону Украины «Об электроэнергетике», устанавливаются местными органами исполнительной власти и органами местного самоуправления. Единой общегосударственной методики расчета и утверждения тарифов на тепловую энергию не существует, что создает предпосылки для перекрестного субсидирования при производстве электроэнергии и теплоты.

В условиях естественной монополии поставщика и при государственном регулировании цен на тепловую энергию у потребителя в рыночных условиях появилось только одно отсутствовавшее ранее право – право отказа от покупки

тепловой энергии в централизованной системе с устройством собственной системы теплообеспечения. Значительная часть потребителей, имеющих достаточные средства для осуществления таких проектов, т. е. самые платежеспособные потребители, отключаются от ТЭЦ, что приводит к росту удельных затрат на содержание централизованной системы теплоснабжения, увеличению тарифов на тепловую энергию, и, как следствие, – последующим отключениям от сети и выбор новыми застройщиками локальных систем теплообеспечения, даже при наличии действующих сетей теплоснабжения. Отключение тепловых потребителей от ТЭЦ в свою очередь приводит к росту себестоимости электрической энергии, что усугубляет и без того тяжелое финансовое положение ТЭЦ. Таким образом, развивается неуправляемый лавинообразный процесс разрушения централизованной системы теплоснабжения на базе ТЭЦ.

Таблица 1.4

**Тарифы и рентабельность деятельности ТЭЦ
по производству тепла в 2001 году**

ТЭЦ	Средний тариф на тепловую энергию, грн. за Гкал	Рентабельность, %
Лисичанская ТЭЦ	42,08	-1,23
Харьковская ТЭЦ-2	56,90	-2,57
ТЭЦ АК «Киевэнерго»	48,86	-11,87
Криворожская ТЭЦ	48,94	-13,44
Одесская ТЭЦ	45,50	-14,89
Северодонецкая ТЭЦ	55,05	-18,50
Черкасская ТЭЦ	37,89	-20,28
Харьковская ТЭЦ-5	36,38	-22,23
Днепродзержинская ТЭЦ	36,35	-28,28
Николаевская ТЭЦ	58,41	-29,47
ТЭЦ ДП «Крымские генерирующие системы»	56,32	-38,44
Херсонская ТЭЦ	57,12	-43,16

Указанные выше отличия технико-экономических показателей, в частности, по уровню удельных затрат топлива на производство тепловой и электрической энергии обуславливали еще в недалеком прошлом широкий спектр тарифов, устанавливаемых на вырабатываемую ТЭЦ электроэнергию. Так, наибольший тариф на электроэнергию, которая вырабатывалась в четвертом квартале 2001 года – 19,28 коп. за кВт·ч (Одесская ТЭЦ) превышал минимальный тариф – 6,95 коп. за кВт·ч (Винницкая ТЭЦ) почти в 2,8 раза, а средний тариф составлял 11,4 коп. за кВт·ч.

Поэтому с начала 2002 года НКРЭ в целях защиты промышленных и приравненных к ним потребителей электроэнергии от необоснованного повыше-

ния розничных цен на электроэнергию вынуждена была пересмотреть тарифы в сторону уменьшения на электроэнергию, вырабатываемую некоторыми ТЭЦ, и, прежде всего, отпускающими электроэнергию в ОРЕ (табл. 1.5).

Таблица 1.5

Значения тарифов, установленных для ТЭЦ на второе полугодие 2002 года

Теплоэлектроцентрль	Уровень тарифа, утвержденный НКРЭ, коп./кВт·ч (без НДС)	Форма собственности, в которой находилась ТЭЦ
Симферопольская ТЭЦ	17,77	Государственная
Калушская ТЭЦ	14,43	– “ –
Шосткинская ТЭЦ	14,15	Коммунальная
Днепродзержинская ТЭЦ	13,65	Коллективная
ТЭЦ ОАО «Нефтеперерабатывающий комплекс «Галиция»	13,25	– “ –
ТЭЦ Винницкое ГП сложных минеральных удобрений	12,80	Государственная
Харьковская ТЭЦ-2	12,60	– “ –
Зуевская экспериментальная ТЭЦ	12,50	– “ –
Черниговская ТЭЦ	12,47	Коммунальная
Кременчугская ТЭЦ	12,30	Государственная
Николаевская ТЭЦ	12,00	Коллективная
Одесская ТЭЦ	12,00	– “ –
Сумская ТЭЦ	12,00	Коммунальная
Краматорская ТЭЦ	12,00	– “ –
Никопольская ТЭЦ	12,00	Коллективная
ТЭЦ ОАО «Крюковский машиностроительный завод»	12,00	– “ –
Северодонецкая ТЭЦ	11,97	Государственная
Белоцерковская ТЭЦ	11,87	Коллективная
Херсонская ТЭЦ	11,83	– “ –
Кировоградская ТЭЦ	11,77	Коммунальная
Черкасская ТЭЦ	11,70	Государственная
Дарницкая ТЭЦ	11,62	Коллективная
Харьковская ТЭЦ-5	11,29	Государственная
Лисичанская ТЭЦ	10,96	– “ –
Харьковская ТЭЦ-3	10,76	Коммунальная
ТЭЦ ОАО «Краматорский металлургический завод им. Куйбышева»	10,08	Коллективная

Окончание табл. 1.5.

Теплоэлектростанция	Уровень тарифа, утвержденный НКРЭ, коп./кВт·ч (без НДС)	Форма собственности, в которой находилась ТЭЦ
ТЭЦ ОАО «Чертковский сахарный завод»	9,40	Коллективная
Каменец-Подольская ТЭЦ	9,37	Коммунальная
Киевская ТЭЦ-5 Киевская ТЭЦ-6	9,31	– “ –
Винницкая ТЭЦ	9,19	Государственная
ТЭЦ ОАО «Авдеевский коксохимический завод»	8,49	Коллективная
ТЭЦ ОАО «Губинский сахарный завод»	8,30	– “ –
ТЭЦ ЗАО «Кременецсахар»	7,65	– “ –
Львовская ТЭЦ-2	7,62	Коммунальная
ТЭЦ ЗАО «Дубносахарагро»	7,29	Коллективная

Наиболее высокий тариф – 17,77 коп./кВт·ч на электроэнергию был установлен для Симферопольской ТЭЦ при условии предоставления предприятием инвестиционного плана выполнения ремонтно-восстановительных работ. Это позволило бы теплоэлектростанциям компании, начиная с четвертого квартала 2002 года, выйти на рентабельную работу по тарифу не выше 12,00 коп. за 1 кВт·ч. Аналогичные условия были выдвинуты также ООО «Суммы Теко» – собственнику Шосткинской ТЭЦ и ОАО «ДнепроДзержинская ТЭС», для которых были установлены тарифы – 14,15 и 13,65 коп. за кВт·ч соответственно.

В 1999–2000 гг. в рамках выполнения Программы технической помощи Украине со стороны Дании был выполнен анализ 80 существующих ТЭЦ (кроме сахарных заводов). Из них 30 относятся к группе непромышленных (табл. 1.6), остальные – к промышленным ТЭЦ (табл. 1.7). Общие данные по ТЭЦ приведены в табл. 1.8.

Некоторые из полученных результатов анализа представлены в виде гистограмм. Так, гистограммы коэффициентов использования электрической (рис. 1.3) и тепловой (рис. 1.4) мощностей показывают, что подавляющая часть ТЭЦ используется для производства электроэнергии меньше, чем наполовину, а по тепловой мощности, за исключением небольшого количества промышленных ТЭЦ, коэффициент использования не превышает 30 %.

Затраты топлива были проанализированы по 93 действующим ТЭЦ. Результаты анализа представлены в табл. 1.9 и на гистограмме – рис. 1.5.

В 1999 г. на указанных 93 ТЭЦ было использовано 8072 тыс. т у. т. и выработано 8178 млн кВт·ч электроэнергии и 36 336 млн Гкал тепловой энергии. Это определяет среднюю эффективность работы ТЭЦ на уровне 76,8 %. На производство электрической энергии расходовалось 160 г у. т./кВт·ч.

Эффективность использования топлива по отдельным ТЭЦ приведена на гистограмме (рис. 1.5), построенной для 43 ТЭЦ.

Таблица 1.6

Данные по установленной электрической и тепловой мощности некоторых ТЭЦ (непромышленные предприятия)

Название	N_e	Q_T	
	МВт	Гкал/ч	МВт
СП «Украина-Канада Энергия»	160,0	1228,0	1428
ОАО «Белоцерковская ТЭЦ»	120,0	550,4	640
Ахтырская ТЭЦ	12,0	–	–
Мироновская ТЭС	160,0	163,0	190
Камыш-Бурунская ТЭЦ	30,0	274,9	320
Симферопольская ТЭЦ	178,0	364,0	423
Сакская ТЭЦ	6,0	55,0	64
Кременчугская ТЭЦ	255,0	716,0	833
Днепродзержинская ТЭЦ	61,6	430,0	500
Лисичанская ТЭЦ	15,0	433,0	503
Северодонецкая ТЭЦ	260,0	906,0	1053
Николаевская ТЭЦ	40,0	352,6	410
Одесская ТЭЦ	68,0	905,0	1052
Черкасская ТЭЦ	200,0	1695,0	1971
Харьковская ТЭЦ-5	470,0	1221,2	1420
Харьковская ТЭЦ-2	76,0	172,0	200
Херсонская ТЭЦ	80,0	–	–
Зуевская экспериментальная ТЭЦ	82,0	212,0	247
Винницкая ТЭЦ	10,0	263,0	306
Краматорская ТЭЦ	150,0	626,0	728
ТЭЦ-5 АК «Киевэнерго»	700,0	–	–
ТЭЦ-6 АК «Киевэнерго»	500,0	–	–
Кировоградская ТЭЦ	15,0	158,0	184
Львовская ТЭЦ-1	31,3	688,0	800
ТЭЦ Черновцыоблтеплосеть	13,7	652,0	758
Черниговская ТЭЦ	210,0	708,8	824
Харьковская ТЭЦ-3	62,0	894,4	1040
Каменец-Подольская ТЭЦ	6,0	199,5	232
ТЭЦ Жовтоводтеплосеть	18,0	461,5	537
Севастопольская ТЭЦ	13,0	132,0	153

Таблица 1.7

Данные по установленной электрической и тепловой мощности некоторых ТЭЦ (промышленные предприятия)

Название	N_e	Q_t	
	МВт	Гкал/ч	МВт
<i>Минтопэнерго, департаменты нефти, газа, угля</i>			
Александрийская ТЭЦ № 1–2	22,2	381,0	443
Александрийская ТЭЦ-3	6,0	331,0	385
ТЭЦ АО «Галичина»	11,0	90,3	105
ТЭЦ АО «Херсоннефтепереработка»	6,0	–	–
ТЭЦ АО «Линос»	110,0	632,0	735
ТЭЦ АО «Нефтехимик Прикарпатья»	6,0	–	–
<i>Машиностроительные предприятия</i>			
ТЭЦ производственного объединения «ЗІРКА»	18,0	–	–
ТЭЦ ОАО «Верстатуниверсалмаш»	42,0	–	–
ТЭЦ ОАО «Крюковский вагоноремонтный завод»	12,0	406,0	472
ТЭЦ Производственного объединения «ЮЖМАШ»	87,0	348,3	405
<i>ТЭЦ спиртовых заводов</i>			
ТЭЦ Тростянецкого спиртового завода	0,6	22,0	26
ТЭЦ Лохвицкого спиртового завода	4,0	30,0	35
ТЭЦ Камянского спиртового завода	1,6	29,7	35
ТЭЦ Косаровского спиртового завода	1,5	18,6	22
<i>Химические предприятия</i>			
ТЭЦ Первомайского ГП «Химпром»	50,0	758,0	881
ТЭЦ ОАО «Славянский содовый завод»	18,0	–	–
ТЭЦ ОАО «Днепроазот»	28,0	1000,0	1163
ТЭЦ Винницкого ГП ПО «Химпром»	12,0	130,0	151
ТЭЦ ОАО «Ориана»	200,0	817,0	950
ТЭЦ ПО «Свема»	115,0	1072,0	1247
ТЭЦ ОАО «Ривнеазот»	24,0	–	–
ТЭЦ-2 ОАО «Краситель»	170,0	732,0	851
ТЭЦ-1 ОАО «Краситель»	10,0	260,0	302
ТЭЦ ГХП «Сірка»	36,0	–	–
<i>Металлургические предприятия</i>			
ТЭЦ ОАО МК «Азовсталь»	87,0	316,0	367
ТЭЦ ОАО «Алчевский МК»	86,0	–	–

Окончание табл. 1.7.

Название	N_3	Q_3	
	МВт	Гкал/ч	МВт
ТЭЦ ОАО «Донецкий МЗ»	49,0	394,0	458
ТЭЦ Макиевского МК им. Кирова	49,0	–	–
ТЭЦ-1 МК «Криворожсталь»	50,0	–	–
ТЭЦ- 2 МК «Криворожсталь»	62,0	–	–
ТЭЦ-3 МК «Криворожсталь»	120,0	–	–
ТЭЦ Криворожского КХЗ МК «Криворожсталь»	6,0	–	–
ТЭЦ ОАО «Баглейкокс»	18,0	368,0	428
ТЭЦ ОАО «Ясиновский КХЗ»	12,0	253,0	294
ТЭЦ ОАО «Авдеевский КХЗ»	90,0	658,0	765
ТЭЦ ОАО «Днепровский МК им. Дзержинского»	37,0	762,2	886
ТЭЦ Днепропетровского МК им. Петровского	24,0	385,2	448
ТЭЦ ОАО МК «Запорожсталь»	25,0	181,0	210
ТЭЦ ОАО «Краматорский МК им. Куйбышева»	28,0	–	–
ТЭЦ ОАО «Енакиевский МК»	24,0	–	–
ТЭЦ ОАО «Мариупольский МК им. Ильича»	37,0	829,0	965
ТЭЦ Вольногорского ГГМК	25,0	445,0	517
ТЭЦ ОАО «Запорожский алюминиевый завод»	24,0	205,0	238
ТЭЦ ОАО «Николаевский глиноземный завод»	18,0	597,2	694
ТЭЦ ОАО «Никопольский южнотрубный завод»	12,0	558,0	649

Таблица 1.8

Общие данные по ТЭЦ, которые анализировались в Программе 1999–2000 гг.

Показатель	Непромышленные ТЭЦ	Промышленные ТЭЦ	Вместе
Установленная электрогенерирующая мощность, МВт (75 ТЭЦ)	4103	1874	5977
Установленная тепловая мощность, МВт (55 ТЭЦ)	14 097	13 011	27 108
Выработка электроэнергии, млн кВт·ч (53 ТЭЦ)	5903	2275	8178
Выработка тепловой энергии, тыс. Гкал (по 52 ТЭЦ)	17 354	18 982	36 336

Часть ТЭЦ имеет эффективность более 90 %, что маловероятно. Расчеты проводились с использованием информации, предоставленной самими пред-

приятными. Время использования ТЭЦ в 1999 г. составило в среднем всего 2739 часов в год, т.е. меньше половины продолжительности работы ТЭЦ, принятой в качестве экономически обоснованной в западных странах.

В соответствии с информацией, предоставленной НКРЭ Комитету Верховной Рады Украины по вопросам топливно-энергетического комплекса в феврале 2003 г., полезный отпуск электроэнергии по типам генерирующих станций представлен в табл. 1.10.

Из приведенных данных видно, что доля отпуска электроэнергии, выработанной по комбинированной технологии (ТЭЦ) в полном объеме отпуска электроэнергии всеми генерирующими станциями Украины равнялась 1,87 и 2,04 % в 2001 г. и 2002 г. соответственно.

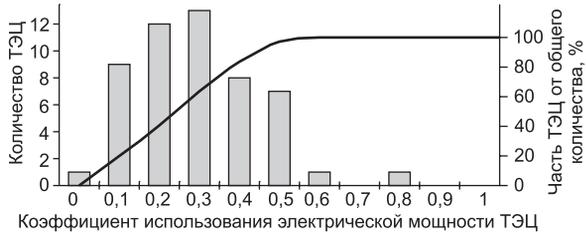


Рис. 1.3. Гистограмма для коэффициентов использования установленной электрической мощности ТЭЦ.

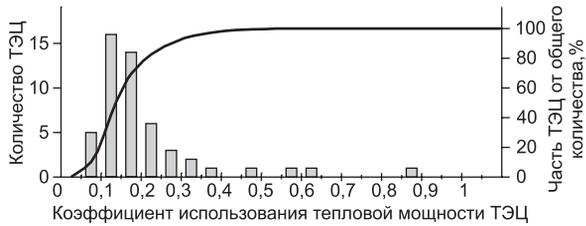


Рис. 1.4. Гистограмма для коэффициента использования установленной тепловой мощности ТЭЦ.

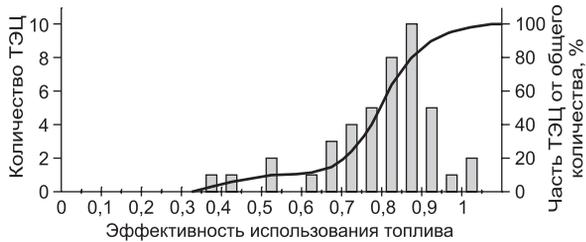


Рис. 1.5. Гистограмма эффективности использования топлива ТЭЦ.

Таблица 1.9

Потребление топлива некоторыми ТЭЦ в 1999 г.

Топливо	Объем потребления	Условное топливо	
		тыс. тонн	%
Традиционное: природный газ мазут уголь	5500 млн м ³	6418	79,5
	186 тыс. т	223	2,8
	1230 тыс. т	604	7,5
Нетрадиционное: доменный газ коксовый газ	2180 млн м ³	241	3,0
	1040 млн м ³	586	7,2
Всего		8072	100,0

Примечание: Количество ТЭЦ, использующие разные виды топлива: природный газ – 51; мазут – 29; уголь – 13.

Таблица 1.10

**Полезный отпуск электроэнергии по типам генерирующих станций,
млн кВт · ч**

Генерация	2001 г.	2002 г.
ТЭС	59 318,15	51 049,13
АЭС	71 675,61	73 389,35
ГЭС	11 530,21	9 140,31
ТЭЦ	2 718,16	2 776,44
ВЭС	6,45	8,21
Всего	145 248,58	136 363,44

Для вычислений коэффициента использования установленных электрогенерирующих мощностей ТЭЦ $K_{\tau}^{\text{ТЭЦ}}$ использованы следующие определения: K_N – доля установленной электрической мощности ТЭЦ в полной установленной мощности украинских электростанций:

$$K_N = \frac{N_{\text{ТЭЦ}}}{N_{\Sigma}};$$

K_E – доля объема электроэнергии, выработанной на ТЭЦ ($E_{\text{ТЭЦ}}$) в полном объеме (E_{Σ}) электроэнергии, выработанной украинскими электростанциями:

$$K_E = \frac{E_{\text{ТЭЦ}}}{E_{\Sigma}}.$$

Коэффициент $K_{\tau}^{\text{ТЭЦ}}$ можно вычислить по формуле:

$$K_{\tau}^{\text{ТЭЦ}} = \frac{\tau}{T} = \frac{E_{\text{ТЭЦ}}}{N_{\text{ТЭЦ}} \cdot T} = \frac{E_{\Sigma}}{N_{\Sigma} \cdot T} \cdot \frac{K_E}{K_N},$$

где τ – количество часов эксплуатации ТЭЦ за год; $T = 8000$ часов. Выражение

$\frac{E_{\Sigma}}{N_{\Sigma} \cdot T} = K_{\tau}^{\Sigma}$, представляет собой коэффициент использования всех установленных мощностей украинских электростанций.

В упомянутой информации НКРЭ не определено, к какой установленной мощности ТЭЦ отнесен отпуск полезной электроэнергии ТЭЦ. Можно предположить, что во внимание приняты относительно крупные ТЭЦ Минтопэнерго и региональных энергоснабжающих компаний, установленная мощность которых составляет приблизительно 4 тыс. МВт.

Результаты вычислений по данным НКРЭ (2001–2002 гг.) и данным исследований Программы технической помощи Украине со стороны правительства Дании приведены в табл. 1.11.

Как видим, по данным НКРЭ средняя продолжительность эксплуатации ТЭЦ в 2002 г. составляла около 700 часов, в то время как в 1999 году по данным

Программы – 2700 ч. Большой срок работы ТЭЦ в последнем случае обусловлен меньшим числом принятых к рассмотрению ТЭЦ (77 генерирующих ТЭЦ из 271 ТЭЦ, которые входят в энергетический сектор Украины).

Таблица 1.11

Коэффициент использования установленной мощности электростанций

№ п/п	Показатель	По данным НКРЭ в 2002 г. (по полезному отпуску электроэнергии)		По данным исследований Программы для работы 77 ТЭЦ в 1999 г.	
		Относительно всех электростанций	Относительно тепловых электростанций	Относительно всех электростанций	Относительно тепловых электростанций
1	N_{Σ} , ГВт	52,8	36,3	53,9	36,4
2	$N_{ТЭЦ}$	4,0	4,0	5,950	5,95
3	K_N	0,076	0,11	0,11	0,163
4	E_{Σ} , млн кВт·ч	136 363	53 825	172 100	85 500
5	$E_{ТЭЦ}$		2 776	16 300	16 300
6	K_E	0,02	0,052	0,0947	0,191
7	K_{τ}^{Σ}	0,322	0,185	0,40	0,294
8	$K_{\tau}^{ТЭЦ}$	0,0847	0,087	0,344	0,323
9	τ , часов/год	678	700	2754	2623

Приведенные показатели свидетельствуют о кризисном состоянии, в которое постепенно входит сектор комбинированного производства электроэнергии и тепла в энергетике Украины. В связи с этим следует более подробно остановиться на вопросах развития теплофикации в условиях рыночных отношений в сфере теплоэнергетики.

3. ТЕПЛОФИКАЦИЯ В РЫНОЧНЫХ УСЛОВИЯХ

В новых, рыночных условиях теплофикация сохраняет свои преимущества перед отдельным способом производства электрической и тепловой энергии. Она и в этих условиях обеспечивает существенную экономию дорогостоящего топлива – природного газа. При этом на ее развитие в условиях рыночных отношений будут оказывать существенное влияние следующие специфические особенности хозяйствования [8]:

- значительное сокращение централизованных капиталовложений, что будет приводить к сооружению преимущественно ТЭЦ небольшой мощности в основном на средства местных бюджетов и акционерных обществ;

- необходимость осуществления в ближайшие 10–15 лет технического перевооружения действующих ТЭЦ, повышение эффективности которых является одной из первоочередных задач;

– новый подход к ценообразованию отпускаемой от ТЭЦ тепловой и электрической энергии на основе более совершенного метода разнесения расхода топлива на тепло- и электроэнергию;

– преобладание в структуре отпуска тепла нагрузки отопления и горячего водоснабжения.

Главным видом топлива для теплоснабжения большинства регионов остается природный газ. Для обеспечения наиболее эффективного как с экономической, так и с экологической точек зрения применения газа в энергетике необходимо учитывать следующие условия:

– природный газ должен поставляться, прежде всего, на теплофикацию и централизованное теплоснабжение;

– при сжигании природного газа на ТЭЦ и в крупных котельных при техническом перевооружении и новом строительстве применение газотурбинных и парогазовых технологий обязательно;

– при техническом перевооружении ТЭЦ повышение технико-экономических показателей теплофикации и эффективности сжигания природного газа является приоритетной задачей.

На современном этапе страна не в состоянии обеспечить бюджетное финансирование дорогих долгосрочных программ по обновлению и реконструкции крупных ТЭЦ и протяженных тепловых сетей. Коммерческие структуры, в свою очередь, не имеют стимулов к финансированию капиталоемких долгосрочных программ.

Сложившаяся экономическая ситуация препятствует дальнейшему развитию теплоэнергетики по пути концентрации комбинированного производства электроэнергии и тепла и централизации теплоснабжения. Переход к рыночным отношениям в сфере производства и потребления энергии, а также повышение тарифов на электроэнергию в условиях практически монопольного ее производства, стимулирует развитие идеи децентрализации в сфере теплоснабжения в плане не ликвидации, а разукрупнения мощных теплофикационных систем, в том числе на основе сооружения малых ТЭЦ, модернизации существующих систем, расширения областей применения умеренно – централизованного энергоснабжения потребителей на основе комбинированного производства электрической и тепловой энергии в локальных установках [9]. Возможность и разумность такого направления развития энергоснабжения определяется рядом факторов:

- предельной изношенностью существующих систем теплоснабжения;
- резким сокращением бюджетного финансирования развития теплоэнергетики;
- стремлением к реализации региональной сбалансированности производства и потребления электроэнергии;
- развитием неуправляемого процесса отключения потребителей от централизованного теплоснабжения в условиях резкого роста тарифов на электрическую и тепловую энергию от крупных энергоснабжающих систем;
- стремлением к сокращению продолжительности строительства, в том числе путем комплектной поставки оборудования «под ключ».

Совместное действие перечисленных факторов может стать серьезным стимулом для потребителей энергии к созданию собственных энергоустано-

вок для комбинированного производства электрической и тепловой энергии на базе использования теплофикационных газопоршневых, газотурбинных и парогазовых электростанций небольшой мощности. Важным достоинством таких установок является возможность их блочной поставки на строительную площадку и быстрого ввода в эксплуатацию.

В условиях рыночных отношений большое значение приобретает вопрос целесообразности дальнейшей эксплуатации устаревших ТЭЦ. Если для конкретной морально и физически устаревшей ТЭЦ расчеты покажут невозможность обеспечения ее конкурентоспособности на рынке электрической энергии, необходимо привлекать инвестиции на ее модернизацию, либо строительство новой современной ТЭЦ. Содержание убыточных ТЭЦ какое-то время можно осуществлять за счет надбавки к тарифам на электроэнергию для всех потребителей страны.

У неэффективных ТЭЦ нет будущего, как нет его и у систем централизованного теплоснабжения на базе крупных котельных. Отключение потребителей от них приводит к лавинообразному развалу системы. Улучшение экономической ситуации в стране ускоряет этот процесс, т. к. количество потребителей, имеющих средства на отключение, увеличивается. Создание условий для привлечения реальных частных инвестиций в системы теплоснабжения является острой необходимостью.

По-видимому, для существующих ТЭЦ, расположенных в городской черте, а также в рекреационных зонах, основным топливом будет оставаться газ. Современный уровень развития технологии когенерации открывает новые возможности для развития комбинированной выработки тепловой и электрической энергии.

Рыночные отношения начали предъявлять новые требования и к производителям электрической и тепловой энергии. Изменились структуры собственности в энергокомпаниях и режимы потребления тепла и электроэнергии. Производители тепла и электроэнергии должны уже думать не только о надежном и бесперебойном энергоснабжении потребителей, но и о тех прибылях и доходах, которые они могут получать, продавая свою продукцию. Рынок тепла – это самый надежный и постоянный источник дохода у производителей тепла и электроэнергии.

Во времена СССР, как известно, системы теплофикации строились по централизованному принципу. Теплосети имели и имеют по настоящий момент достаточно большую протяженность. Источниками тепла были и остаются пока крупные и средние ТЭЦ и котельные. В условиях жесткой административной экономики такой подход был оправдан и оптимален. Схема централизованного теплоснабжения позволяет с высокой эффективностью использовать тепло, которое заключено в органическом топливе. Именно этот фактор становится определяющим с приходом рыночной экономики. Исчез жесткий административный контроль и централизованное финансирование. Как следствие, объем ремонтов и восстановительных работ в теплосетях снизился во многих регионах, а объем изношенных сетей начал интенсивно возрастать. Напрашивается вывод, что централизованное теплоснабжение – это уже изживший себя способ снабжения населения теплом. Однако, каждому специалисту-теплоэнергетику ясно, что это большое заблуждение, и в то же время очевидно

другое – в новых условиях системы теплофикации должны реформироваться как технически, так и экономически. При этом основополагающий принцип в построении систем теплоснабжения должен сохраниться, а его реализацию необходимо строить на новых подходах и новых технологиях.

В этом контексте важное значение приобретает вопрос использования природного газа. Просто сжигать газ в топках котлов становится невыгодным и неразумным [9]. Прежде чем получить из газа тепло на отопление, из него можно получить еще и электрическую энергию, т. е. реализовать когенерационную технологию. Чтобы избавиться от необходимости строительства протяженных тепловых сетей необходимо устанавливать мини-ТЭЦ, но не на один дом (т. к. нагрузки одного дома малы для существующего серийного оборудования), а на несколько, на микрорайон. Протяженность тепловых сетей будет при этом не более 1 км. В Европе считают, что иметь такой тепло – и энергоисточник на расстоянии не более 1 км выгодно и рентабельно.

При этом используется новая техника – газотурбинные установки (ГТУ) и газопоршневые агрегаты (ГПА). Для такого технического перевооружения системы теплофикации имеются хорошие предпосылки и исходные условия. Они заключаются в наличии сложившейся структуры котельных и разветвленных тепловых сетей. Остается только выполнить газотурбинные или газопоршневые надстройки. Но при этом необходимо решать вопрос экономической целесообразности в каждом конкретном случае.

В рыночных отношениях очень большое значение приобретают системы учета тепловой энергии и энергосберегающие тепловые системы у потребителя. В этой области работа будет идти все более и более нарастающими темпами, т. к. растущие цены на топливо, теплоту и энергию являются хорошим катализатором для интенсификации работ по этому направлению.

Для того чтобы население не замерзло в своих домах и квартирах, не нужно менять технологию производства тепла, а нужно вывести ее на более высокий качественный уровень, используя рынок тепла как необходимую основу для выработки дешевой электроэнергии.

При государственной системе, заботящейся об интересах всего общества независимо от ведомственной принадлежности, давалось бы преимущество созданию наиболее экономически эффективных технологий, что и наблюдалось в США в 70–80-х годах. Поощряя реализацию ресурсосберегающих технологий, в США появился закон, обязывающий энергосистемы принимать у мелких производителей электроэнергию, полученную за счет энергосбережения, по цене замыкающих затрат (самых дорогих) в энергосистеме. В 2005 году в Украине также принят Закон о когенерации [10] однако в нем не оговорено, по какой цене энергорынок обязан закупать когенерационную электроэнергию. Это не стимулирует инвесторов, поскольку он позволяет монополю энергосистеме назначать заведомо неприемлемые низкие цены, при которых становится нерентабельным любой децентрализованный источник энергии.

Остающиеся монополю энергосети не стимулируют создание новых энергоустановок, зато являются абсолютными диктаторами при установлении нижнего порога цен на покупаемую электроэнергию и объективно становятся заинтересованными в ее дефиците. Существующая система штрафов за вред-

ные выбросы с включением их в стоимость отпускаемой энергии исключает всякий побудительный мотив для реализации природоохранных технологий. Действительно, включив в стоимость электроэнергии сумму штрафа, монопольный производитель снимает с себя всякую заботу об экологических проблемах, а покупатель энергии платит тем больше за нее, чем более грязным воздухом дышит.

В складывающейся ситуации особую актуальность, имеющую государственное значение, приобретает проблема создания и широкомасштабной реализации эффективных децентрализованных источников энергоснабжения в первую очередь на базе газовых турбин и газопоршневых двигателей, т. к. при их использовании для модернизации действующих объектов создаются наиболее эффективные, конкурентоспособные технологии и они отличаются короткими сроками реализации проекта.

Возможны два направления развития теплофикации:

– традиционное, основанное на сооружении новых крупных ТЭЦ и создании протяженных систем централизованного теплоснабжения, а также на модернизации существующих паротурбинных теплофикационных электростанций, работающих на природном газе, путем ввода газотурбинных надстроек и превращения их в ПГУ большой мощности;

– нетрадиционное, предусматривающее строительство ТЭЦ на базе ГТУ, ПТУ и ГПА малой и средней мощности и формирование компактных систем теплоснабжения. Мощность украинских заводов по производству газотурбинных двигателей, существенно недогруженных в настоящее время, позволяет поставлять на энергетический рынок нужное оборудование в достаточном количестве.

Эти два направления не противоречат друг другу, а в определенных пределах могут сочетаться, тем самым охватывая не только крупных, но и относительно небольших потребителей тепловой энергии, что позволит расширить области применения теплофикации в стране.

На основе оптимального сочетания этих двух направлений может получить развитие процесс демонополизации в электроэнергетике, поскольку ТЭЦ с ГТУ и ПГУ будут в первую очередь сооружаться при промышленных предприятиях и станут независимыми от энергетических систем источниками производства электрической и тепловой энергии.

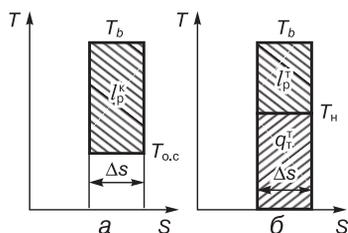
В каждом конкретном случае сооружения когенерационной установки (станции) необходимы тщательный анализ местных условий и разработка бизнес-плана для оценки эффективности того или иного проекта, обоснование источников его финансирования и выбор наиболее рационального технического решения.

КОГЕНЕРАЦИЯ ЭКОНОМИТ ТОПЛИВО [1]

В комбинированной выработке заключается основное отличие теплофикации/когенерации от отдельного метода теплоэнергоснабжения, когда электрическая энергия вырабатывается на конденсационных тепловых электростанциях (КЭС), а теплота – в котельных.

Основной энергетический эффект теплофикации заключается в замене теплоты, вырабатываемой при отдельном энергоснабжении в котельных, отработавшей теплотой, отведенной из теплосилового цикла, благодаря чему на электростанции ликвидируется бесполезный отвод теплоты в окружающую среду при превращении химической энергии топлива в электрическую энергию.

При теплофикации источником выработки электрической энергии и теплоты является ТЭЦ. Теплота рабочего тела (водяного пара или газов), имеющего повышенный потенциал (высокие температуру и давление), сначала используется для выработки электрической (механической) энергии в турбогенераторах, затем теплота отработавшего рабочего тела, имеющая более низкий потенциал, используется для централизованного теплоснабжения. При таком комбинированном использовании удельный расход теплоты на выработку электрической энергии получается значительно меньше, чем при отдельном получении электрической энергии и теплоты (когда теплота рабочего тела, отработавшего в турбинах, отводится в окружающую среду и теряется бесполезно).



В TS -диаграмме показаны идеальные циклы Карно-конденсационный (а) и теплофикационный (б). Количество теплоты, подведенной в каждый из таких циклов, одинаковы и равны $q_{ц} = T_b \Delta s$. Количество полученной работы: в конденсационном цикле $I_p^k = (T_b - T_{о.с}) \Delta s$; в теплофикационном цикле $I_p^t = (T_b - T_n) \Delta s$, где T_b – температура подвода теплоты в цикл, К; $T_{о.с}$ – температура окружающей среды, К; T_n – температура отвода теплоты из теплофикационного цикла для теплоснабжения, К.

Количество отработавшей теплоты, полезно использованной для теплоснабжения: в конденсационном цикле $q_{т}^k = 0$; в теплофикационном цикле $q_{т}^t = T_n \Delta s$.

Удельный расход теплоты на получение работы:

в конденсационном цикле

в теплофикационном цикле

$$q_p^k = \frac{q_n}{I_p^k} = \frac{T_b \Delta s}{(T_b - T_{о.с}) \Delta s};$$

$$q_p^t = \frac{q_n - q_{т}^t}{I_p^t} = \frac{(T_b - T_n) \Delta s}{(T_b - T_n) \Delta s} = 1.$$

Разница удельных расходов теплоты на получение работы в конденсационном и теплофикационном циклах $\Delta q = q_p^k - q_p^t$. Это выражение показывает уменьшение удельного расхода теплоты на получение единицы работы при теплофикации по сравнению с отдельной выработкой электроэнергии и теплоты.

4. МИРОВОЙ РЫНОК ГАЗОТУРБИННЫХ И ПОРШНЕВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Журнал «Diesel and Gas Turbine Worldwide» ежегодно публикует анализ заказов на ГТУ и поршневые двигатели на мировом рынке, при этом в рассмотрение включается период с начала июня предыдущего года по май последующего для энергетических машин мощностью более 1 МВт.

Согласно данным журнала [11] количество заказов и общая мощность поршневых двигателей в последние пять лет отличаются значительной неравномерностью, рис. 1.6.

Рекордным явился 2001 год, в котором было заказано более десяти тысяч двигателей суммарной мощностью почти 15,5 ГВт. В 2004 г. появилась тенденция увеличения заказов после нескольких лет относительного падения интереса потребителей к этому виду привода. В классе двигателей 5–10 МВт число заказов возросло на 77 % по сравнению с 2003 г. Наибольший рост заказов (на 58 %) отмечается на Среднем Востоке и в Азии. Общее количество заказанных в 2004 г. дизелей, двухтопливных и газовых двигателей-генераторов мощностью более 1 МВт составило 7137 единиц общей мощностью 13 155 ГВт. В классе двигателей мощностью от 1 до 2,0 МВт продано 689 единиц, а мощностью от 2,0 до 3,5 МВт – 314 установок. В то же время из табл. 1.12 видно, что ни одного заказа не было на двигатели мощностью от 20 до 30 МВт. Отмечаются примерно традиционное распределение генераторных установок по виду нагрузки: основная масса наименее мощных (1–2 МВт) двигателей используется в качестве резервных энергоисточников, а с увеличением мощности генераторные установки приобретаются для несения базовой нагрузки. На пиковые установки приходится всего 12,9 % от общего количества заказов. Отмечается, что все из 85 генераторных установок мощностью 15–20 МВт используются исключительно как базовые.

Анализ заказанных двигателей по скорости вращения вала показывает незначительные изменения в каждом классе мощности – за исключением 83 двигателей с диапазоном оборотов 300–600 об/мин, почти все высокооборотные двигатели находятся в классе 1–3,5 МВт, т. е. сохраняется тенденция 2003 г.

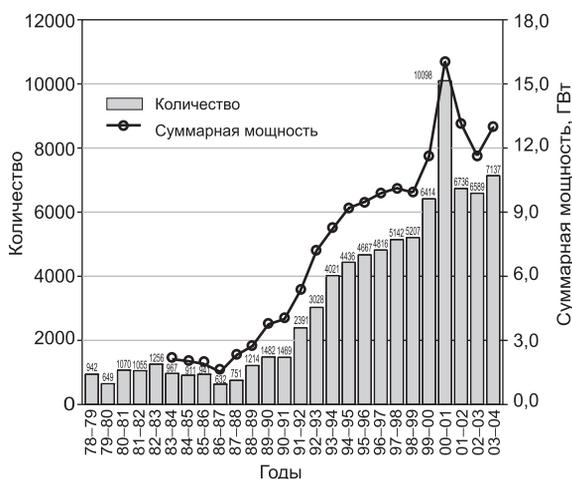


Рис. 1.6. Изменение заказов на дизельные, двухтопливные и газопоршневые двигатели на мировом рынке [11].

Таблица 1.12

Количество заказов на дизельные, двухтопливные и газовые двигатели за период июнь 2003 – май 2004 гг.

Диапазон мощностей, МВт	Количество заказов	Суммарная мощность двигателей, МВт	Тип установки			Топливо				Частота вращения, об/мин			
			Резервная	Пиковая	Базовая	Дизельное	Тяжелое	Двойное	Природный газ	до 300	300–600	720–1000	за 1000
1,0–2,0	5930	7 813	3956	179	1795	5140	12	22	756	0	0	106	5824
2,01–3,50	824	1 949	401	27	396	625	18	3	178	0	28	83	713
3,51–5,00	83	318	8	8	67	30	12	3	38	0	0	75	8
5,01–7,50	138	862	14	4	120	15	37	2	84	0	8	130	0
7,51–10,00	64	518	0	0	64	2	58	0	4	0	6	58	0
10,01–15,00	12	149	0	0	12	0	12	0	0	1	10	1	0
15,01–20,00	85	1 503	0	0	85	0	85	0	0	2	83	0	0
20,01–30,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
30,01 и выше	1	43	0	0	1	0	1	0	0	1	0	0	0
Всего	7137	13 155	4379	218	2540	5812	235	30	1060	4	135	453	6545

По виду используемого топлива отмечается рост на 12 % (от 942 единиц до 1060) числа заказанных двигателей на природном газе, при этом, если в 2003 г. такой прирост обуславливается маломощными двигателями (от 1 до 2 МВт), то в 2004 г. возросло число проданных двигателей в диапазоне мощностей от 2 до 10 МВт, где число машин увеличилось на 50 % (или на 111 единиц).

Дизельное топливо стоит вне конкуренции для резервных генераторных установок (табл. 1.12). Кроме того, в 2004 г. увеличилось на 78 % число двигателей, работающих на тяжелом топливе (мазуте); 22 единицы заказано для двойного топлива в классе мощности от 1 до 2 МВт.

По географическим зонам заказы распределились таким образом: наибольший рост (по сравнению с 2003 г.) числа заказов на 78 % – отмечается для Среднего Востока; Дальний Восток (Китай, Азия) – на 28 %; Австралия – на 41 %; Центральная Азия – на 132 %. Число заказов в Западных странах снизилось, в т. ч. в Северной Америке – на 24 %.

Тенденции изменения числа заказов на ГТУ и мощности установок приведены на рис. 1.7, а также по классам мощности – в табл. 1.13.

Согласно этим данным в 2004 г. было заказано 698 единиц энергетических ГТУ на суммарную мощность 38,8 ГВт, что соответственно на 17 и 50 % выше показателей 2003 г. По многим классам мощности количество ГТУ возросло – наиболее существенно в классе ГТУ 5–7,5 МВт, где число заказов возросло на 53 % (от 67 до 103 единиц); на 51 % отмечается рост заказов в классе от 30 до 60 МВт (от 45 до 68 ГТУ). В классе турбины мощностью 120 МВт и выше – заказано 150 ГТУ против 108 единиц в 2003 г.; мощность этих установок составляет около $\frac{3}{4}$ суммарной мощности всех заказанных двигателей. Сверхпопулярный диапазон мощности от 20 до 30 МВт оказался меньше затребованным, и количество заказов снизилось на 20 % (до 62 единиц). Это же касается и заказов ГТУ малой мощности 1–2 МВт, где число заказов упало на 25 %, несмотря на широкое применение таких ГТУ в качестве резервных и работающих в Китае на жидком топливе. Самым крупным потребителем ГТУ является Средний Восток, где число заказанных ГТУ возросло до 133 единиц (на 177 % по сравнению с 2003 г.). Следующим географическим регионом, где существенно возросли заказы, является Восточная Европа и Россия (на 63 %). В Западной Европе число заказов стабилизировалось, а в Северной Америке продолжает снижаться (от 71 до 60 единиц).

Распределение заказов по типу энергетической нагрузки ГТУ тенденции предыдущих лет в целом сохраняются. Так, количество заказанных ГТУ для резервного энергоснабжения уменьшилось в 2004 г., поскольку снизилось потребление типичных для этого применения ГТУ в классе мощности 1–2 МВт. Несколько снизились заказы на двухтопливные ГТУ – от 145 до 125 единиц, т. е. на 14 % по отношению к 2003 г. Заказы на ГТУ, работающие на природном газе, увеличились даже в большей мере, чем общее увеличение заказов на энергетические ГТУ – этих машин было заказано 611 единиц, что на 48 % больше, чем в 2003 г.

В последние годы паротурбинные ТЭЦ, работающие на угле, газе и жидком топливе, практически не строятся (за исключением угольных со сжиганием в циркулирующем кипящем слое). В настоящее время преобладают парогазовые или газотурбинные ТЭЦ (при небольшой мощности), появляются ТЭЦ на биомассе.

Приведем примеры использования ГТУ в энергетических проектах.

В Германии в 1999 г. насчитывалось 549 ТЭЦ. Из них паротурбинных – 148, газотурбинных – 49, парогазовых – 22 и блок-ТЭЦ – 330. Максимальная тепло-



Рис. 1.7. Изменение заказов на газотурбинные установки на мировом рынке [11].

вая мощность централизованных источников тепла составляла 46 074 МВт, а доля ТЭЦ – 55 %.

Таблица 1.13

Количество заказов на ГТУ в период 2003–2004 гг.

Диапазон мощностей, МВт	Количество заказов	Суммарная мощность двигателей, МВт	Тип установки			Топливо			
			Резервная	Пиковая	Базовая	Дизельное	Мазут	Двойное топливо	Природный газ
1,0–2,0	123	162	92	0	31	61	41	5	16
2,0–3,5	28	72	15	3	10	14	0	6	8
3,5–5,0	46	178	1	0	45	1	0	9	36
5,0–7,5	103	680	16	11	76	0	1	33	69
7,5–10	38	307	1	0	37	1	0	11	26
10–15	32	403	0	2	30	0	0	14	18
15–20	14	228	1	1	12	0	0	0	14
20–30	62	1 634	2	14	46	2	2	3	55
30–60	68	2 797	0	19	49	1	2	21	44
60–120	34	2 951	0	26	8	3	11	2	18
120–180	81	12 503	0	15	66	6	16	6	53
180 и выше	69	16 881	0	3	66	0	0	15	54
Всего	698	38 796	128	94	476	89	73	125	411

Министерство торговли и промышленности Великобритании в 2000 г. решило строительство семи парогазовых электростанций общей мощностью примерно 6000 МВт, стоимостью около 2 млрд фунтов стерлингов, в том числе ТЭЦ Spalding мощностью 800 МВт, Raventhorpe и South Killingholme – по 450 МВт. Кроме того, было получено разрешение на сооружение еще трех промышленных ТЭЦ: Northfleet, Carrington и Rugby мощностью соответственно 110, 60 и 14 МВт.

Примером современной парогазовой отопительной ТЭЦ является введенная в 1998 г. вторая очередь ТЭЦ Vuosaari (Финляндия). Ее электрическая мощность составляет 470, тепловая – 400 МВт. Эта ТЭЦ включает в себя две ГТУ V94.2 компании Siemens, два котла-утилизатора двух давлений фирмы Foster Wheeler Energia Oy (Финляндия) и трехцилиндровую паровую турбину фирмы ABB Stal с отборами пара. Мощность турбины в противодавленческом режиме равна 145, в конденсационном – 172 МВт. Давление пара, вырабатываемого котлами-утилизаторами, составляет 7,5/0,75 МПа, температура – 510 °С/220 °С, температура газов на выходе из дымовых труб – 62 °С. Управление этой ТЭЦ осуществляется двумя операторами в смену. Штатный коэффициент с учетом первой очереди электрической мощностью 165 и тепловой 162 МВт – 0,12 чел./МВт. Выбросы NO_x – 35 мг/МДж.

В Турции введены пять промышленных газотурбинных ТЭЦ с десятью теплофикационными блоками, каждый из которых оснащен ГТУ Turphoon мощностью 5,25 МВт компании Alstom Power, котлом-утилизатором, распредустройствами и трансформатором. Расход выхлопных газов турбины равен 20,9 кг/с, температура – 530 °С. Котлы компании Beel Industrial Boilers вырабатывают по 11,5 т/ч насыщенного пара при 1,1 МПа. Основное топливо – природный газ, резервное – дизельное.

В США сооружаются мощные промышленные ТЭЦ. В начале 2001 г. под Вашингтоном начато строительство ТЭЦ мощностью 620 МВт. Она будет состоять из двух ГТУ 7FA по 172 МВт, двух котлов-утилизаторов трех давлений компании Aalborg и одной паровой турбины компании GE мощностью 280 МВт. Стоимость сооружения этой ТЭЦ – 220 млн USD.

SkyGen Energy (подразделение компании Calpine) реализует два проекта парогазовых ТЭЦ по 500 МВт. Первая из них – Corpus Christi (шт. Техас) – включает две ГТУ Fr7FA мощностью по 172 МВт (при условиях ISO), два котла-утилизатора компании Alstom и одну паровую турбину. Вторая ТЭЦ – Carville (шт. Луизиана) – состоит из двух ГТУ Fr7FA, двух котлов-утилизаторов компании Alstom со сжиганием дополнительного топлива и одной паровой турбины. Первая ТЭЦ будет обслуживать нефтеперерабатывающий завод, вторая – нефтехимический комплекс.

В 2002 г. в Лейк-Чарльзе (шт. Луизиана) была введена в промышленную эксплуатацию парогазовая ТЭЦ мощностью 500 МВт на природном газе с двумя ГТУ типа 501F Siemens Westinghouse и одной паровой турбиной. Эта ТЭЦ предназначена для энергоснабжения химического завода. Ее стоимость составляет 190 млн USD.

Компания Jet Turbine Service (США) поставляет пакетные газотурбинные ТЭС и ТЭЦ на базе ГТУ компании Pratt & Whitney Canada ST6, ST18, ST30 и ST40 мощностью от 500 до 4000 кВт. Мощность последней из них (на жидком топливе) при условиях ISO равна 4,04 МВт, КПД – 33,1 %, температура выхлопных газов – 544 °С.

В штате Невада введена ТЭЦ электрической мощностью 2,7 МВт с отпуском до 15,9 т/ч пара (котел-утилизатор со сжиганием дополнительного топлива), обслуживающая типографию. Ее стоимость равна 5 млн USD. Эта электростанция оснащена ГТУ ASE40 авиационного типа компании Vericor Power Systems.

Типичным примером блок-ТЭЦ является электростанция для энергоснабжения нового административного здания площадью 27 тыс. м² компании Microsoft в Унтершлесхайме (Германия). Она построена компанией АВВ примерно за 8 месяцев. Ее стоимость составила 5,2 млн марок. На ТЭЦ установлены три газовых двигателя-генератора электрической мощностью по 475 и тепловой по 621 кВт, пиковый котел тепловой мощностью 1500 кВт, абсорбционный охладитель мощностью 800 кВт и компрессионный охладитель мощностью 500 кВт. За год блок-ТЭЦ должна выработать: электроэнергии – 4,25 ГВт·ч, тепла – 2,85 и холода – 4,18 ГВт·ч. Финансирование проекта полностью осуществлялось собственным банком АВВ. Блок-ТЭЦ была введена в эксплуатацию в сентябре 2000 г.

Установки простого газотурбинного цикла могут быть эффективно использованы в диапазоне 5–25 МВт. За счет тепла отработавших в турбине

газов осуществляется подогрев сетевой воды или генерирование пара в котлах-утилизаторах.

В Великобритании, Германии и других развитых странах все более широкое распространение получают мини-ТЭЦ, мощности которых колеблются в диапазоне от 100 кВт до нескольких МВт. Такие установки используются для энергоснабжения крупных госпиталей, университетов, гостиничных комплексов и т. п. На мини-ТЭЦ применяются двигатели внутреннего сгорания, микротурбины, а в последнее время и топливные элементы.

5. ВЗАИМОСВЯЗЬ КОГЕНЕРАЦИИ С АКТУАЛЬНЫМИ ПРОБЛЕМАМИ ЭКОНОМИКИ

На основе широкомасштабного внедрения технологий комбинированной выработки электрической (механической) и тепловой энергии в различных секторах национальной экономики представляется возможным решение следующих проблем:

- обеспечение ввода в эксплуатацию современных электрогенерирующих мощностей высокой эффективности;
- реабилитация действующих низкоэкономичных ТЭЦ;
- повышение надежности энергообеспечения на уровне регионов и отдельных предприятий;
- повышение энергоэффективности промышленных теплотехнологических процессов;
- выработка холода в комбинированных установках (тригенерация).

Рассмотрим подробнее каждую из перечисленных проблем.

5.1. Когенерация в секторе комбинированного производства электроэнергии и теплоты

В Украине существует сектор электроэнергетики, в котором используется комбинированное производство электрической и тепловой энергии. Главным образом в него входят ТЭЦ, установленная электрическая мощность которых составляет приблизительно 7 тыс. МВт. Учитывая мировой опыт повышения энергоэффективности, а также потребность уменьшения загрязнения окружающей среды парниковыми и вредными газами, необходимость развития рыночных отношений и конкуренции в электроэнергетике, целесообразно наряду с ТЭЦ развивать современные направления комбинированного производства электрической и тепловой энергии, которые базируются на использовании газотурбинных и газопоршневых двигателей как приводов электрогенераторов (в дальнейшем такие технологии определены как когенерационные).

Известны следующие виды электрогенерирующих устройств малой и средней мощности:

- Газотурбинные установки (ГТУ). В этих устройствах газ под давлением примерно до 2,5 МПа и воздух, сжимаемый в компрессоре, подаются в каме-

ру сгорания, из которой продукты сгорания под давлением направляются в газовую турбину, преобразующую тепловую энергию в механическую, далее в электрическую.

После газовой турбины, продукты сгорания с температурой более 350–400 °С отдают свою энергию в котлах-утилизаторах. В общем тепловом балансе ГТУ до $\approx 35\%$ энергии сжигаемого топлива идет на получение электроэнергии, а 40–50 % – в полезно используемую теплоту. Наиболее распространенная единичная мощность газовых турбин составляет 6–50 МВт.

- Паротурбинные установки (ПТУ). Паровая противодавленческая турбина работает в комплексе с паровыми котлами, используемыми в отопительных и производственных котельных. Пар с давлением 1,3 МПа расширяясь в турбине до давления, например, 0,12 МПа отдает затем в теплообменнике свою энергию воде, нагревая ее до требуемой температуры (например – до 150 °С). В данной энергетической установке до 35–37 % энергии сжигаемого топлива идет на получение электроэнергии, а до 60 % может быть использовано в виде теплоты. Обычно единичная мощность паровых турбин составляет 0,5; 1,5; 3,5 МВт. Давление топливного газа перед паровыми котлами – низкое или среднее.

- Дизельные двигатели (ДД) и газопоршневые двигатели (ГПД). ДД и ГПД конструируются на базе двигателей внутреннего сгорания. В ДД используется дизельное топливо, в ГПД – природный газ. Давление газа перед двигателем зависит от типа двигателя внутреннего сгорания. В таких установках до 43–45 % энергии сжигаемого топлива идет на получение электроэнергии, свыше 50 % может быть использовано в виде теплоты (подогревать воду или генерировать пар низких параметров).

Каждый из указанных типов приводов электрогенераторов имеет определенные достоинства и недостатки, которые будут рассмотрены в соответствующих главах и которые в значительной степени определяют «нишу» для каждого из них.

Оптимальный выбор электрогенератора зависит от условий, в которых он используется. При этом основными критериями выбора является экономическая целесообразность, надежность, простота обслуживания наряду с учетом потребности объекта в теплоте и электроэнергии, а также суточной и сезонной неравномерности их потребления.

Концепция развития когенерационных технологий базируется на идее надстройки существующих (действующих) в разных сферах экономики теплогенераторов или технологических процессов электрогенерирующими агрегатами с газотурбинным или газопоршневым приводом, теплота отработанных газов которых утилизируется в упомянутых (базовых) теплогенераторах или котлах-утилизаторах [12, 13, 14]. Поскольку топливом для тепловых двигателей является природный газ, внедрение когенерационных технологий необходимо осуществлять на тех объектах, где природный газ используется на безальтернативной основе, например, в коммунальном теплоснабжении, транспорте природного газа, разнообразных теплотехнологических процессах в промышленности (печи, сушилки и т. п.). В этих областях экономики потребляется около 70 % от объема природного газа, потребляемого в стране. Ожидаемые объемы внедрения когенерации в Украине составляют ориентировочно 4–6 ГВт электрогенерирующих мощностей на существующем теплотреблении.

Преимущества когенерационных технологий:

1. Возможность создания сектора децентрализованной генерации электроэнергии с привлечением средств отечественных и зарубежных инвесторов (удельные капиталозатраты составляют 300–700 USD/кВт₃).

2. Повышение эффективности использования топлива на 10–30 % в сравнении с раздельным производством того же количества электрической и тепловой энергии.

3. Уменьшение удельных затрат топлива при генерировании электроэнергии почти в 2 раза в сравнении с аналогичным показателем действующих ТЭС.

4. Уменьшение выбросов парниковых и вредных газов в окружающую среду: 1000 МВт₃ когенерационных мощностей, установленных на замену отработавших мощностей ТЭС, уменьшает выбросы CO₂ в атмосферу на 4 млн тонн в год.

5. Уменьшение потерь электроэнергии в электрических сетях, поскольку децентрализованные источники электроэнергии располагаются вблизи ее потребителей.

Реализация программы развития когенерационных технологий в разных секторах экономики одновременно с внедрением энергосберегающих мероприятий, в том числе – в тепловых сетях, где потери тепловой энергии в ряде случаев превышают 20 %, обеспечит эксплуатацию когенерационных установок без привлечения дополнительного топлива на производство электроэнергии.

По сути, когенерационная технология есть модификацией известного принципа комбинированного производства тепловой и электрической энергии, в соответствии с которым электрогенерирующая установка надстраивается теплоутилизационным контуром, благодаря чему повышается эффективность использования топлива при производстве электроэнергии. Отличие состоит в том, что в рассматриваемом подходе реализации когенерационных технологий базовым продуктом есть теплота, а возможным элементом технологического процесса генерирования энергии может явиться сжигание топлива в потоке отработанных газов двигателя, которое производится на участке утилизации (так называемое дожигание) с целью обеспечения номинальной или требуемой тепловой мощности когенерационной установки. Этим обеспечивается максимально возможная в теплоэнергетике эффективность использования топлива 90–92 %, а также уменьшаются на 30–50 % вредные выбросы по сравнению с раздельно работающими котлами и тепловыми двигателями той же мощности за счет оптимальной организации процесса дожигания (двухступенчатое сжигание). Кроме того, благодаря дожиганию обеспечивается возможность реализации схем с глубокой утилизацией теплоты дымовых газов, включая теплоту парообразования, затраченную при сжигании природного газа, что позволяет дополнительно экономить до 12 % топлива, которое сжигается в когенерационной установке.

Когенерационные электрогенерирующие мощности создаются практически на месте потребления электрической и тепловой энергии заинтересованными предприятиями, что позволяет обеспечить их энергетическую независимость и технологическую безопасность в случае отключения электроснабжения. Это обстоятельство, а также возможность получения прибыли, являет-

ся одним из наиболее привлекательных моментов для конкретных потребителей когенерационных технологий.

Для государства в целом создание когенерационной составляющей энергетики означает:

1. Создание новых электрогенерирующих мощностей без привлечения бюджетных средств.

2. Реализацию огромного ресурсосберегающего потенциала: при внедрении каждых 1000 МВт когенерационных электрогенерирующих мощностей при условии вывода из эксплуатации соответствующих мощностей отработавших ресурс тепловых электростанций экономится около 1,5 млн тонн условного топлива в год.

3. Уменьшение потерь энергии в сетях.

4. Улучшение экологической обстановки.

5. Решение некоторых социальных проблем – создание новых рабочих мест, загрузка отечественных предприятий энергетического машиностроения, развитие научно-исследовательских работ в энергетике, развитие энергетического машиностроения, приборостроения и т. п.

Несомненно, принимаемые решения должны зависеть не только от требований рынка, но и от конкретных условий строительства или модернизации каждой отдельной станции, включая эффективность и степень износа существующего оборудования, наличие технических возможностей для размещения нового оборудования, состояние зданий, сооружений, инфраструктуры и т. д.

Для украинских ТЭЦ, использующих, как правило, в качестве основного топлива природный газ и мазут, наиболее перспективным представляется использование газотурбинных и парогазовых технологий, которые в последнее время динамично развиваются в мировой энергетике. Разработан комплекс проектов модернизации и развития ТЭЦ, которые могут быть объединены в следующие основные группы:

1. Для строительства новых ТЭЦ, или реконструкции существующих станций средней и большой мощности, оборудование которых пришло в негодность, целесообразно применение парогазовых установок (Одесская ТЭЦ, Симферопольская ТЭЦ, Мукачевская ТЭЦ).

2. Расширение существующих ТЭЦ за счет паротурбинной технологии, при условии, что в реализацию проекта (строительные работы, оборудование) уже вложены значительные средства (Киевская ТЭЦ-6).

3. Для ТЭЦ, оборудование которых (в основном паровые турбины), несмотря на значительные сроки эксплуатации, сохранило работоспособность и может быть еще эффективно использовано, целесообразна надстройка существующего парового цикла газотурбинным (Севастопольская ТЭЦ, Сакская ТЭЦ). Эта технология широко используется за рубежом. Оптимальное решение находится индивидуально в зависимости от конкретных особенностей ТЭС, которая модернизируется.

5.2. Модернизация паротурбинных ТЭС и ТЭЦ

Постепенно увеличивающиеся трудности с обеспечением страны первичными энергоресурсами и, прежде всего – природным газом, наличие развитой системы газопроводов высокого давления и сложившаяся высокая доля газа, используемого в тепловой и коммунальной энергетике, необходимость более рационального его использования, напрямую связана с модернизацией действующих ТЭС и ТЭЦ на базе современных энергоэффективных технологий [15, 16].

В сложившихся экономических условиях определяющим является оптимизация принимаемых решений по показателю энергоэффективности.

При рассмотрении имеющихся альтернативных решений с целью покрытия растущей потребности в дополнительной энергии необходимо сделать правильный выбор между сооружением новых энергетических объектов и реконструкцией уже имеющихся электростанций. Модернизация старой паротурбинной электростанции с внедрением газовых турбин имеет множество преимуществ перед сооружением нового объекта:

- наличие готовой площадки;
- наличие инфраструктуры, например, высоковольтных линий электропередачи;
- уменьшенный объем необходимых строительных работ;
- низкие удельные инвестиционные затраты за счет максимального использования существующего оборудования.

Применение предвключенных газовых турбин позволяет существенно повысить мощность энергоблока, коэффициент полезного действия и снизить вредные выбросы.

Повышение КПД при модернизации конденсационной ТЭС с использованием ГТУ может составлять от 5 до 7 %, а ТЭЦ с аналогичным оборудованием – от 10 до 15 % в зависимости от применяемых технологических схем [15].

Классическими схемами реконструкции ПТУ с применением ГТУ являются (рис. 1.8):

1. Схема с предвключенной ГТУ.
2. Схема с замещением регенеративных подогревателей воды.
3. Схема с дополнительным парогенератором (КУ).

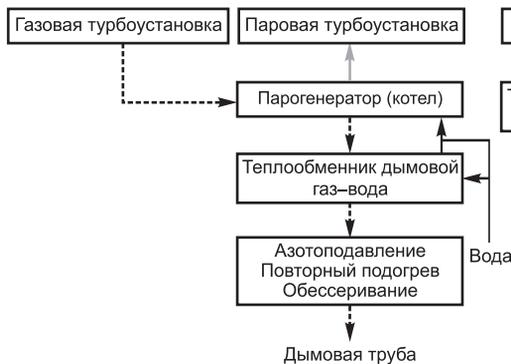
Выбор конкретной схемы зависит от схемы модернизируемой ПТУ, от ее остаточного ресурса и от реальных возможностей дальнейшего использования имеющегося оборудования.

Общей характерной чертой всех трех схем является утилизация в паровом цикле части теплоты выхлопных газов ГТУ, что и позволяет увеличить мощность и КПД модернизируемого блока. Их различие заключается в способе использования этой теплоты в паровом цикле, что определяет конкретную схему установки и состав использованного оборудования. Так, в схеме 1 теплота выхлопных газов ГТУ вносится непосредственно в топку существующего парового котла и в этом плане газовая турбина включена как бы последовательно в энергетическую цепочку паровой турбины. В схемах 2 и 3 газовая турбина сбрасывает газы в котел-утилизатор и газотурбинный цикл работает как бы параллельно с паровым.

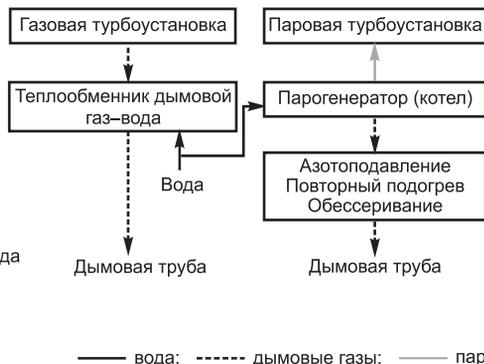
В схеме 2 утилизируемая теплота используется для подогрева цикловой воды, например, конденсата перед поступлением его в деаэрактор, или пита-

тельной воды, подаваемой в паровой котел. Поэтому может быть уменьшен регенеративный подогрев этой воды в штатных теплообменниках, что и обусловит повышение КПД паровой части установки.

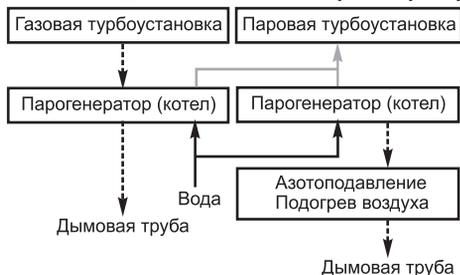
1. Схема с предвключенной ГТУ



2. Схема с замещением регенеративных подогревателей воды



3. Схема с дополнительным парогенератором



— вода; - - - - - дымовые газы; — пар

Рис. 1.8. Схемы реконструкции ПТУ на базе использования ГТУ [15].

В схемах 1 и 3 утилизируемая теплота ГТУ используется для генерирования пара либо непосредственно в энергетическом котле, где выхлопные газы ГТУ участвуют в процессе горения в топке, отдавая свою физическую теплоту и являясь одновременно источником уже подогретого окислителя, либо в паровом котле-утилизаторе, где генерация пара может осуществляться либо в утилизационном режиме, либо с дополнительным сжиганием топлива в потоке выхлопных газов для получения пара повышенных параметров.

Если выхлопные газы ГТУ участвуют в процессе горения, то существенным обстоятельством является количество кислорода, содержащегося в них. Известно, что процесс горения природного газа может быть стабильным при условии, если объемное содержание кислорода в среде окислителя составляет не менее 13 %. Такое условие обеспечивается при коэффициенте избытка воздуха в камере сгорания ГТУ $\alpha \geq 3,5$; при этом КПД ГТУ не превышает 30 %. Совершенствование ГТУ и повышение их экономичности достигается за счет повышения начальной температуры рабочего тела перед турбиной, обеспечиваемого за счет снижения коэффициента избытка воздуха. Так, уже при начальной температуре газа 1150 °С содержание кислорода в продуктах сгорания не превышает 13 %, а при начальной температуре газа 1300 °С $\alpha = 2 \div 3$.

Поэтому при использовании таких турбин в комбинированных схемах с дожиганием требуется подмешивание к выхлопным газам свежего воздуха.

Одной из модификаций схемного решения параллельной работы ГТУ является совмещение в одном котле-утилизаторе функций парогенератора и водоподогревателя (рис. 1.9).

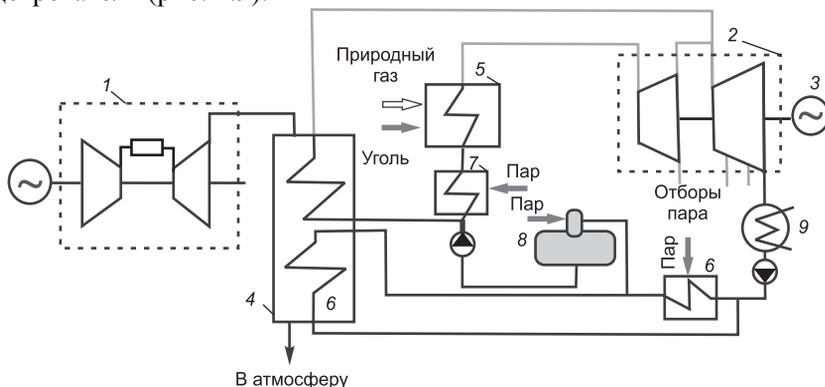


Рис. 1.9. Схема комбинированной ПГУ с паровым котлом-утилизатором и замещением регенеративных водоподогревателей:

1 – ГТУ; 2 – ПТУ; 3 – генератор; 4 – котел-утилизатор; 5 – паровой котел (базовый); 6 – подогреватель конденсата; 7 – штатный подогреватель питательной воды; 8 – деаэрактор; 9 – конденсатор.

На рис. 1.10 и 1.11 представлены примеры модернизации пароугольных блоков ТЭС путем надстройки их газотурбинными установками. На рис. 1.10 показана последовательная схема с предвключенной ГТУ, а на рис. 1.11 – параллельная комбинированная схема с генерацией пара средних параметров и подогревом цикловой воды.

Блок очистки дымовых газов, включающий узел азотоподавления (DENOX) и узел обессеривания дымовых газов (REA), показанные на рис. 1.10 и 1.11, необходимы только для работающих на угле паротурбинных электростанций, к эксплуатации которых, с точки зрения защиты окружающей среды, предъявляются повышенные требования.

Серьезными недостатками схемы с предвключенной ГТУ являются:

- достаточно высокая стоимость реконструкции действующего парового котла, перевод его с условий работы с уравновешенной тягой на работу под наддувом;
- усложнение эксплуатации комбинированной установки;
- большое время, требуемое для реконструкции паротурбинной части установки, в частности котлоагрегата, что практически невозможно обеспечить при отсутствии резерва мощности на модернизируемой электростанции;
- большие потери (низкая экономичность) при работе ГТУ в автономном режиме.

В значительной степени этих недостатков лишены параллельные схемы. Поэтому они являются более предпочтительными особенно при условии, что энергетический котел находится на грани истощения ресурса.

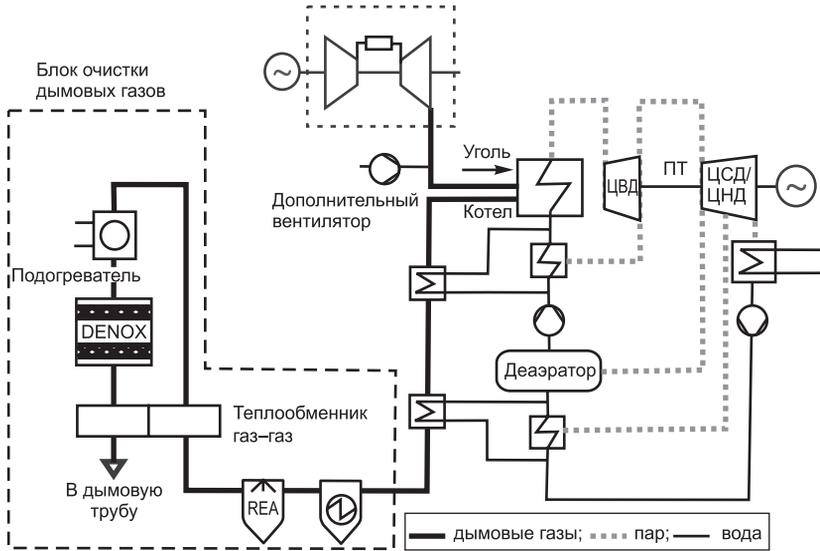


Рис. 1.10. Схема реконструкции ПТУ, работающей на угле, с применением предвключенной ГТУ.

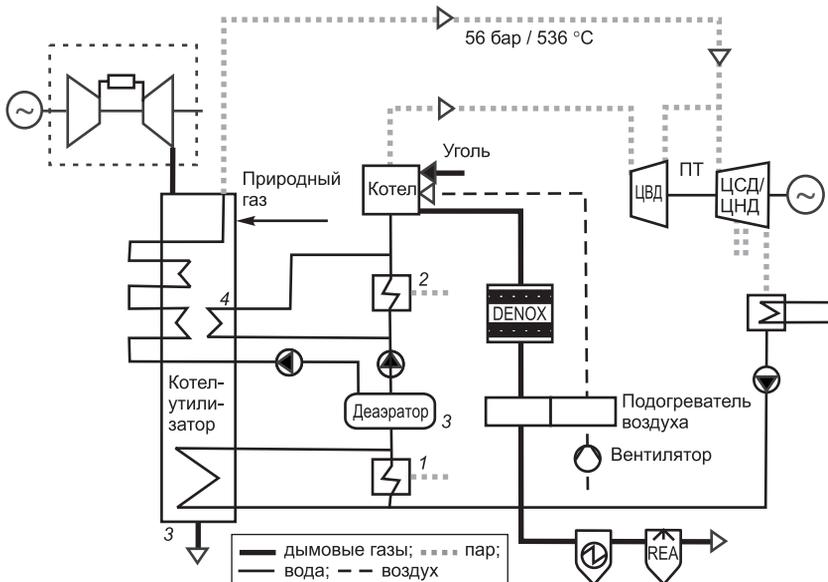


Рис. 1.11. Схема реконструкции ПТУ, работающей на угле, с замещением регенеративных подогревателей воды [15]:

1, 2 – регенеративные (штатные) подогреватели воды; 3, 4 – замещающие подогреватели воды.

В параллельной схеме соединяются достоинства комбинированной парогазовой электростанции (высокий коэффициент полезного действия при высоких нагрузках) и паротурбинной электростанции (высокий коэффициент полезного действия при средних и низких нагрузках). При реконструкции станции по параллельной схеме может понадобиться замена паровой турбины или установка дополнительной. Общее увеличение мощности зависит от соотношения мощности газовой турбины и мощности паровой турбины и в каждом конкретном случае схема подлежит оптимизации.

Котел-утилизатор газовой турбины в любой параллельной схеме соединяется с паровым циклом по воде и пару. Если котел-утилизатор работает без дожига, то в нем вырабатывается пар с параметрами, необходимыми для его подачи в цилиндр среднего или низкого давления паровой турбины, как это показано на рис. 1.11. В рассматриваемой схеме кроме генерирования пара в котле-утилизаторе производится подогрев конденсата и питательной воды в дополнение к штатным регенеративным подогревателям 1 и 2 (как это показано на схеме), либо вместо них.

С учетом водно-химического режима оба парогенератора (котел-утилизатор и основной парогенератор на угле) должны иметь принудительную циркуляцию.

В комбинированном цикле, работающем по параллельной схеме 2 (рис. 1.8), отбор пара турбины на регенеративный нагрев воды уменьшается, в результате чего возрастает поток пара через турбину в конденсатор, а также увеличивается нагрузка на лопатки цилиндра низкого давления. С учетом перераспределения потоков пара рабочий процесс в паровой турбине нуждается в дополнительном расчетном анализе. Наряду с преимуществами, заключающимися в простоте схемы и в сжатых сроках реконструкции, рассматриваемая схема обладает такими недостатками, как резко уменьшающийся коэффициент полезного действия при работе на частичных нагрузках и увеличивающийся расход пара через промежуточный пароперегреватель, следствием которого является понижение его температуры на выходе. Именно поэтому данная схема до сих пор реализована только в редких случаях.

Рассмотренные схемы параллельной работы ГТУ практически равнозначны в условиях ТЭЦ и их выбор определяется, прежде всего, энергетической инфраструктурой станции. При наличии на станции пиковых водогрейных котлов, которые можно использовать в качестве котлов-утилизаторов для ГТУ (что удешевляет модернизацию станции на 25–30 %), более предпочтительной является схема 3. Эта схема позволяет получать значительную экономию топлива на всех возможных режимах эксплуатации блока – при полной и частичной нагрузке, а также в режиме автономной работы ГТУ с генерированием пиковых (зимних) отопительных мощностей.

Изменение коэффициента полезного действия электростанций при их модернизации

На рис. 1.12 приведены данные о возрастании коэффициента полезного действия паротурбинных электростанций после модернизации с использованием газовых турбин по параллельной схеме (схемы 2 и 3). Диапазон соотноше-

ния мощностей, в котором представлены данные по КПД, ограничен соотношением $N_{ГТ}/N_{блока} = 0$ для традиционных паротурбинных электростанций без модернизации и соотношением $N_{ГТ}/N_{блока} = 0,66$ для электростанций с ПГУ на природном газе. Нижняя прямая на рисунке относится к более старой паротурбинной электростанции, верхняя – к современной. Коэффициенты полезного действия ПГУ рассчитывались на основе термодинамических характеристик применяемого оборудования. Например для ПГУ, реализующей при модернизации паротурбинной ТЭС параллельную схему при соотношении мощностей $N_{ГТ}/N_{блока}$ на уровне 0,2, рост КПД, рассчитанный для конкретного оборудования станции, составляет 3,5 % (от 37,5 до 41 %). Коэффициент полезного действия паротурбинной ТЭС, модернизированной по параллельной комбинированной схеме 2, несколько ниже КПД ТЭС, модернизированной по параллельной схеме 3, т. к. в последнем случае утилизируемая теплота ГТУ используется на более высоком энергетическом уровне – для генерирования пара. Коэффициенты полезного действия электростанций, реализующих комбинированный цикл с предвключенной газовой турбинной, при соотношении мощностей $N_{ГТ}/N_{блока}$ в диапазоне до 0,25–0,30, приблизительно на 0,5–1,0 % выше, чем в случае электростанций с параллельной схемой модернизации, поскольку сбросная теплота газовой турбины передается в большей степени пару высокого давления.

В остальных случаях (при $N_{ГТ}/N_{блока} > 0,3$) коэффициент полезного действия электростанций, модернизированных по последовательной схеме, всегда ниже коэффициента полезного действия электростанции с параллельной схемой.

Использование газовой турбины для модернизации паротурбинной электростанции по любой схеме значительно улучшает экономичность работы блока на частичных нагрузках (рис. 1.13).

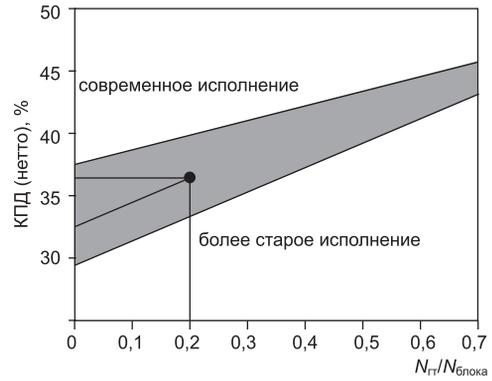


Рис. 1.12. Увеличение коэффициента полезного действия нетто после реконструкции паротурбинной электростанции с реализацией параллельной схемы [15].

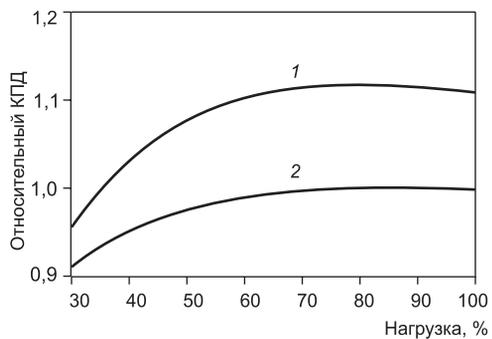


Рис. 1.13. Сравнение коэффициентов полезного действия электростанции с комбинированным циклом на природном газе и угле и паротурбинной электростанцией на каменном угле [15]:

1 – электростанции с комбинированным циклом (на природном газе и угле); 2 – паротурбинные электростанции.

Сравнение рентабельности

Рентабельность различных схем определяется инвестиционными затратами на реконструкцию и получаемыми при этом увеличением мощности и коэффициента полезного действия, а также потерями от вынужденного простоя электростанции на период ее реконструкции.

В табл. 1.14 указаны мероприятия, которые необходимо осуществить в рамках модернизации паротурбинной станции, а также удельные инвестиционные затраты, соотнесенные с достигнутым увеличением мощности. Сравнительно высокие затраты на реализацию варианта последовательного комбинированного цикла объясняются, прежде всего, большим объемом работ по переоборудованию котельной установки. В этом случае простой модернизируемой электростанции составляет от 6 до 8 месяцев, в то время как на реализацию варианта с параллельной схемой требуется всего лишь от 1,5 до 2 месяцев.

Преимущества использования предвключенных газовых турбин, а также большое количество старых установок, которые можно модернизировать, представляют собой значительный потенциал для выполнения как экологических требований, предъявляемых к энергетике, так и возможности реализации проектов ввода новых относительно недорогих электрогенерирующих мощностей.

Таблица 1.14

Сравнение состава работ и инвестиционных затрат, необходимых для сооружения блоков с последовательной и с параллельной схемой в рамках переоборудования паротурбинной электростанции

Переоборудование с целью сооружения блока с последовательным комбинированным циклом	Переоборудование с целью сооружения блока по параллельной схеме
Включение газовой турбины Расширение комплекса электрооборудования и АСУ ТП Строительные работы	
Сооружение канала дымовых газов	Монтаж котла-утилизатора
Замена воздушной системы	Монтаж дополнительных трубопроводов и насосов
Замена горелок	Прочее (например, доводка паровых турбин)
Переоборудование напорной части котла	
Замена поверхностей нагрева	
Инвестиционные расходы на кВт дополнительной мощности	
1200–1800 DM	900–1200 DM

Компанией Alstom Power проведен сравнительный анализ эффективности и затрат различных технологий генерации электроэнергии (табл. 1.15).

Как видно, модернизация паротурбинных электростанций на основе их надстройки ГТУ может явиться одним из самых эффективных направлений развития теплоэнергетики Украины.

Таблица 1.15

**Данные Alstom по эффективности модернизации ПТУ
путем их ГТ надстройки**

Технология	КПД, %	Затраты на строительство, USD/кВт
ПГУ	58	350–700
ПТУ до модернизации	35	600–1300
Модернизированная ПТУ с ГТ надстройкой	56	300–550

5.3. Возможность ввода новых генерирующих мощностей

Инвестиции в энергетику придут при условии, что стоимость электроэнергии будет выше ≈ 5 центов за 1 кВт·ч. Это определяется нижним порогом рентабельности вложения капитала, поскольку при 12 % годовых за кредит, возврате капитала через 10 лет, удельных капитальных затратах порядка 700 USD за 1 кВт и среднегодовом числе часов использования 5000 ч, только плата за вложенный капитал в стоимости генерируемой энергии составит 3–3,5 цента за 1 кВт·ч. В 2006 году цены закупки электроэнергии на Оптовом рынке электроэнергии Украины (ОРЭ) составляли 2,4 цента за кВт·ч.

При недостаточных инвестициях в энергетику, обусловленных малой привлекательностью этой отрасли экономики, отсутствии стабильности и необходимой законодательной базы, тарифы на электроэнергию будут расти, платежеспособность потребителей и, в первую очередь, населения, – падать, что обусловит снижение доходов генерирующих предприятий, уменьшение возможностей обновления оборудования или поддержания его в работоспособном состоянии.

В этих условиях у крупных потребителей энергии появляется интерес к созданию собственных децентрализованных источников энергии, способных не только обеспечить независимость и надежность энергообеспечения, но и обладающих высокой энергоэффективностью, т. е. позволяющих снизить затраты предприятия на энергоносители.

Децентрализованные источники тепла и электроэнергии на базе дизель-генераторов или газотурбинных установок относительно небольшой мощности достаточно широко использовались в различных странах, в тех районах, где их применение было безальтернативным.

В настоящее время имеется экономически обоснованная возможность введения новых электрогенерирующих мощностей путем надстройки существующих средних и крупных водогрейных котлов городских отопительных котельных или теплогенерирующего оборудования промышленных предприятий энергетическими тепловыми двигателями (ГПД или ГТД) [17, 18].

Принципиальная технологическая схема ГТ-надстройки мощностью 16 МВт к водогрейному котлу КВГМ-100 приведена на рис. 1.14.

Продукты сгорания после газовой турбины, содержащие до 17 % свободного кислорода, сбрасываются в топку котла и используются как окислитель при сжигании природного газа.

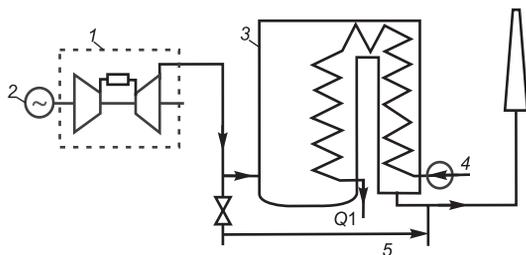


Рис. 1.14. Водогрейный котел с газотурбинной надстройкой [17]:

1 – ГТУ; 2 – генератор; 3 – котел; 4 – питательный насос; 5 – байпас.

Мощность ГТУ выбирается таким образом, чтобы расходы продуктов сгорания после газовой турбины и продуктов сгорания котла были близки. Технической проблемы организации процесса сжигания дополнительного топлива в потоке продуктов сгорания ГТУ практически не существует. Реальным препятствием реализации рассматриваемой установки может быть отсутствие места для размещения ГТУ на площадке котельной. Однако обследование ряда московских котельных показывает, что по крайней мере у 50 из 100 водогрейных котлов тепловой мощностью 100 Гкал/ч и выше такая возможность имеется. Как правило, ГТУ удобно размещать снаружи котельной, со стороны дымовой трубы, при этом продукты сгорания ГТУ сбрасываются в воздухозаборное устройство котла.

При модернизации котельной, имеющей несколько однотипных котлов, целесообразно объединить их с несколькими ГТУ общим коллектором, что повысит надежность работы установки и облегчит возможность вывода отдельных агрегатов на текущий ремонт.

В табл. 1.16 приведены основные результаты расчетов работы водогрейного котла КВГМ-100 с газотурбинной надстройкой мощностью 16 МВт для 2 режимов: при сохранении расхода продуктов сгорания через котел и сбросом избытка продуктов сгорания ГТУ через байпасный котел-утилизатор (режим 1) и при форсированном режиме работы котла с возможной установкой дополнительного дымососа (режим 2) [17].

Таблица 1.16

Показатели работы водогрейного котла КВГМ-100 с газотурбинной надстройкой мощностью 16 МВт

Показатель	Котел КВГМ-100	ГТУ-16	ГТУ + котел	
			Режим 1	Режим 2
Электрическая мощность, МВт	–	16	16	16
Расход продуктов сгорания, кг/с	50,43	57,5	50,43	59,6*
Коэффициент избытка воздуха в топке котла	1,1	–	1,1	1,1
КПД котла, %	92,5	–	91,9	91,3
Тепловая производительность, Гкал/ч	99,7	–	92,6	105,3
Температура уходящих газов, °С	127,5	460,0	125,3	137,7
КПД η_b , %	–	32	94,9	92,7

* – расход продуктов сгорания ГТУ + топливо, дополнительно сжигаемое в котле.

КПД выработки электроэнергии на тепловом потреблении в когенерационной установке определяется по следующей формуле:

$$\eta_э = \frac{N_э}{g_т \cdot Q_н^p - \frac{Q_н}{\eta_к}}$$

где: $N_э$ – полезная электрическая мощность;

$g_т$ – суммарный расход топлива в ГТУ и котле;

$Q_н^p$ – низшая теплотворная способность топлива, ккал/кг;

$Q_н$ – отпускаемая полезная тепловая мощность установки (мощность котла);

$\eta_к$ – КПД водогрейного котла на данном режиме работы без ГТУ.

Как видно, при КПД отдельно работающей ГТУ 32 %, эффективность выработки электроэнергии в комбинированном цикле достигает уровня эффективности использования топлива в котле.

Сезонные изменения в режимах работы отопительных котельных весьма велики, а нагрузки изменяются от 100 % в зимний период до 20 % в летний. Выполненные расчеты показывают, что ГТ-надстройка весьма удачно вписывается в эти условия работы при сохранении заданной электрической нагрузки в течении всего года. Минимальная тепловая нагрузка котла в летний период обеспечивается только за счет утилизации тепла продуктов сгорания ГТУ. Максимальная (в зимний период) – еще и за счет сжигания в выхлопных газах турбины дополнительного топлива, доводя содержание кислорода в них до 2 %. При этом расход продуктов сгорания на всех режимах работы котла остается практически неизменным. В случае изменения расхода продуктов сгорания через ГТУ, например, при снижении электрической нагрузки, для поддержания тепловой нагрузки котла в топку котла подается дополнительный воздух.

В случае останова ГТУ котел может работать в автономном режиме.

При модернизации крупных теплофикационных котлов городской отопительной системы необходимо рассмотреть вопрос, в какой степени ГТ надстройка котла может отразиться на работе существующей ТЭЦ или всей отопительной системы в целом.

В общем случае городская отопительная система получает тепло как от ТЭЦ, так и от районных отопительных котельных, причем последние могут работать и самостоятельно, и на объединенную теплотрассу. Обычно колебания тепловой нагрузки принимают на себя в первую очередь водогрейные котлы с тем, чтобы не затрагивать режимы работы ТЭЦ и не снижать их КПД. В этом плане ГТ-надстройки водогрейных котлов не затрагивают сложившейся системы теплоснабжения и тем более режим работы ТЭЦ. Проблема сводится к реализации производимой дополнительно электрической энергии, выработанной с высокой эффективностью и поэтому являющейся конкурентом для существующей энергосистемы.

Следует также отметить, что, несмотря на дополнительное сжигание топлива на отопительных котельных при их надстройке ГТУ, экологическая нагрузка на регион как это будет показано в главе 4, – снижается.

При модернизации тепловых сетей города, в том числе с увеличением поставок тепла потребителям, можно искать решения проблемы развития коммунальной энергетики в двух направлениях.

Первое направление – обновление, техническое перевооружение и реконструкция действующих теплофикационных систем на базе применения когенерационных технологий. Однако, прежде чем приступить к реконструкции и обновлению действующих систем, следует проверить целесообразность их дальнейшего функционирования в существующем виде. В одних случаях локальные источники тепла целесообразно объединять для совместной работы, полностью исключая при этом необходимость содержания резервного энергооборудования. В других случаях, когда теплоснабжение города чрезмерно централизовано, а их техническое перевооружение или ремонт сетей требуют неоправданно больших капиталовложений, систему предпочтительно делить.

Второе направление – освоение новых технологий, новых энергоисточников прежде всего в населенных пунктах, где нет в настоящее время ТЭЦ и ГРЭС, за счет вытеснения морально и физически стареющих городских котельных путем внедрения новых полностью автоматизированных паросиловых, газотурбинных и парогазовых ТЭЦ. В то же время для ТЭЦ, расположенных в промышленных зонах, и особенно в угледобывающих регионах, особое внимание необходимо уделить применению угля в комбинированных схемах.

В любом случае проблему развития системы теплоснабжения города необходимо решать на основе технико-экономического анализа.

5.4. Объединение газотурбинной и пылеугольной технологий для реабилитации угольных ТЭС

Одним из возможных путей развития энергетики Украины является объединение двух технологий: применение газотурбинной надстройки (ГТН) и стадийного сжигания топлива в котельном агрегате, например, в котле типа ТПП-312А одном из самых распространенных котлов, применяемых в энергетике, что позволит получить максимальный эффект при решении экономических проблем [19].

Суть технологии состоит в следующем. В нижней части топки (в первичной зоне) сжигается угольная пыль с избытком воздуха $\alpha_{\text{top}} = 1,05 \div 0,95$, что несколько ниже проектного значения. Выше основных горелок через специальные инжекторы дожигания топлива подается природный газ в количестве около 2,9 кг/с. В верхнюю часть топки (зону догорания) в качестве третичного воздуха подаются сбросные газы ГТУ в количестве до 140 кг/с, что обеспечит полное использование остатков несгоревшего топлива. Как показали результаты испытаний на Ладыжинской ТЭС внедрение системы дожигания целесообразно и позволило снизить выбросы окислов азота на 40–50 %.

Использование ГТН реализует практически технологию стадийного сжигания топлива и позволяет существенно повысить эффективность этой технологии, а именно:

- снять ограничение по количеству газов рециркуляции;
- уменьшить нестабильность работы пылесистем и топочного режима при ухудшении качества углей;
- использовать сбросные газы ГТН в качестве транспортирующего агента (около 100 кг/с) при совместном сжигании угля и природного газа (расход газа 5,8–8,6 кг/с);

- при всех нагрузках котельного агрегата улучшить аэродинамические характеристики за счет обеспечения проектных (оптимальных) расходов в основных и специальных горелках, шлицах ввода третичного воздуха и газов рециркуляции;

- существенно улучшить КПД (нетто) котельного агрегата.

Схема использования сбросных газов ГТУ в котельном агрегате ТПП-312А показана на рис. 1.15. Котельный агрегат работает на угле, природном газе, либо смеси «уголь–газ». В газовой турбине сжигается природный газ (9,8–7,4 кг/с). Выхлопные газы турбины вначале охлаждаются от 543–526 до 430–340 °С в газодляных теплообменниках (ГВТ), предназначенных для замещения регенерации парового цикла и бойлеров теплосети, а затем направляются в котельный агрегат. При сжигании угля часть сбросных газов (до 84 кг/с) используется на сушку топлива в пылесистемах и далее в качестве первичного воздуха поступает в основные горелки котла. Большая часть газов направляется в топку в качестве вторичного воздуха через основные горелки и шлицы рециркуляции. Кислород, содержащийся в выхлопных газах ГТУ, используется в котельном агрегате в качестве окислителя, а стальные составляющие (азот, окислы углерода и др.) являются балластом (по аналогии с рециркуляцией).

В котельном агрегате сжигаются высокорекреационные газовые (реже бурые) угли, существенной особенностью которых является обязательная сушка топлива инертными газами; по условиям взрывоопасности содержание кислорода в работающей углеразмельной мельнице должно быть около 16 %.

Подача на сушку выхлопных газов ГТУ гарантирует подготовку топлива с влажностью вдвое выше проектной ($W_{пр} = 11\%$) и снимает ограничение по электрической нагрузке до 40 МВт.

Важным фактором сохранения оптимального топочного режима при сжигании влажного угля является обеспечение заданного соотношения скоростей вторичного и первичного воздуха. Понизить скорость последнего при существующем оборудовании технически невозможно, так как снижение сушильной производительности углеразмельной мельницы приводит к разгрузке энергоблока по расходу топлива. Подача выхлопных газов ГТУ в каналы вторичного воздуха основных горелок при содержании кислорода 15 % эквивалентно увеличению расхода в 1,4 раза и упрощает задачу обеспечения оптимальной скорости (в эксплуатационных режимах шибера периферийных каналов вторичного воздуха необходимо прикрывать на 80–90 %). В результате объединения технологий ГТН и стадийного сжигания топлива выбросы NO_x уменьшаются до 270–340 мг/м³ при сжигании угля и до 200 мг/м³ – при сжигании природного газа.

С технической и экономической точек зрения рассмотренный вариант ГТН с подачей в котел выхлопных газов ГТУ, предварительно охлажденных в газодляных теплообменниках, обладает следующими достоинствами:

- упрощается решение задачи продления ресурса надежной работы паросилового оборудования энергоблока (на 50 тыс. ч и более), особенно после 170 тыс. ч эксплуатации;

- более чем в два раза сокращаются выбросы окислов азота и на 10–15 % выбросы CO_2 , уменьшаются затраты на природоохранные мероприятия;

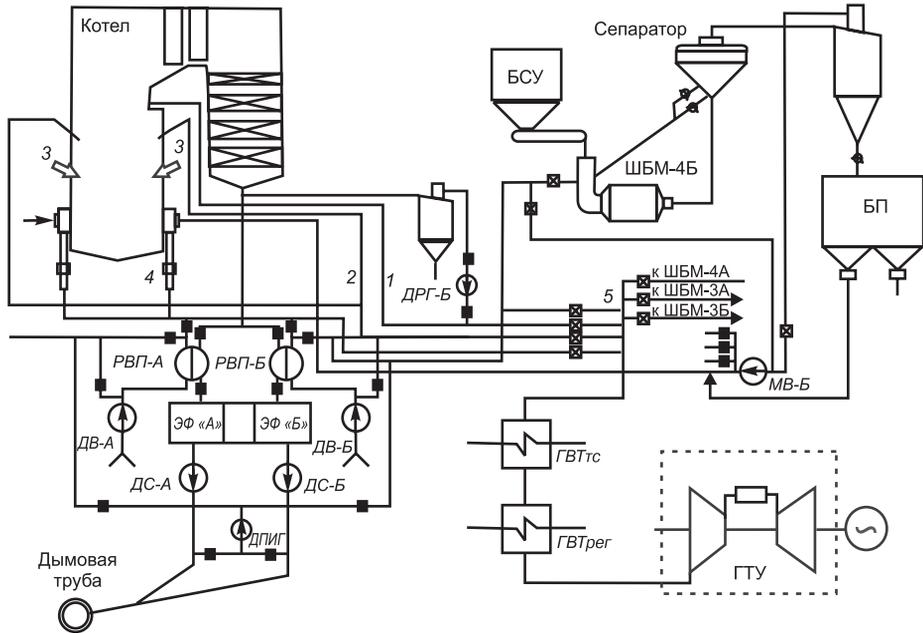


Рис. 1.15. Схема использования сбросных газов ГТУ в котельном агрегате ТПП-312А [19]:

1 – подача сбросных газов через щлицы рециркуляции; 2 – подача третичного воздуха (сбросные газы); 3 – инжекторы топлива дожигаания; 4 – подача сбросных газов в каналы вторичного воздуха основных горелок; 5 – подача сбросных газов на сушку топлива в пылесистему; ШБМ – шаровая барабанная мельница; РВП – воздухо-подогреватель; ДВ – дутьевой вентилятор; ЭФ – электрофильтр; ДС – дымосос; ДПИГ – дымосос присадки холодных инертных газов; ДРГ – дымосос рециркуляции; МВ – мельничный вентилятор; БП – бункер пыли; ГВТгс – газовойдяной теплообменник теплосети; ГВТрег – газовойдяной теплообменник системы регенерации; БСУ – топливный бункер.

- облегчаются условия работы поверхностей нагрева парогенератора за счет снижения температуры в топке, что позволяет в некоторых случаях продлить срок эксплуатации парогенератора;

- облегчается решение проблемы увеличения (обеспечения) производительности систем пылеприготовления при поступлении влажных углей;

- КПД котла (нетто) повышается на 1–2 %; уменьшается потребляемая мощность дутьевых вентиляторов, дымососов рециркуляции газов.

В табл. 1.17 проведено сравнение показателей объединенной технологии и существующей. Расчеты были выполнены применительно к использованию в проекте ГТУ модели V94.2 компании Siemens и отечественной ГТЭ-115 НПО «Турбоатом».

Для варианта ГТУ V94.2 дополнительный отпуск электроэнергии при работе в пиковом (46 %), дневном (21 %) и ночном (33 %) режимах составит 487–590 млн кВт·ч в год, что эквивалентно прибыли только за счет сэконом-

ленного топлива на уровне 8,75–11,08 млн USD (при цене за 1 т у. т. 52 USD) При нетто затратах в 72 млн USD срок окупаемости составит 6–8 лет.

Таблица 1.17

Сравнение существующего и модернизированных вариантов энергетических технологий

Показатель	Существующее оборудование	Подача выхлопа ГТН в топку и в пылесистемы	Объединенная технология
Электрическая мощность (брутто) при поступлении низкокачественных углей МВт	260–270	430–390	430–390
КПД энергоблока, %	37–38,5	43–45	43–45
Приведенный срок эксплуатации, тыс. ч	250	300	300
Расход условного топлива, т/ч	90	120	120
Сушильная производительность мельницы при влажности 11–15 %, кг/с	21–16	21	21
Фактическая температура газов в поворотном газоходе котла при изменении зольности от 25 до 35 % (без учета поправки на излучение открытого спая), °С	890–930	840–870	850–880
Выбросы NO _x при работе на угле, мг/м ³	950–1250	350–560	270–340
Расход природного газа V94.2/ГТЕ-115, кг/с	–	9,8/7,44	12,7/10,34
Подача охлажденного выхлопа после ГТУ V94.2/ГТЕ-115, кг/с:	–	514/400	514/400
– на две пылесистемы при влажности угля 11–15 %	–	84–168	84–168
– на рециркуляцию вверх топки	–	137	70
– в качестве третичного воздуха	–	–	140
– в периферийные и центральные каналы горелок	–	340	200
– в качестве транспортирующего агента при совместном сжигании угля и природного газа	–	–	100

5.5. Повышение эффективности и надежности энергоснабжения на региональном уровне

Использование угля на ТЭЦ

Одним из наиболее острых вопросов, требующих решения в регионах Украины, является самообеспечение их тепловой и электрической энергией на базе местных энергоносителей с использованием экологически чистых

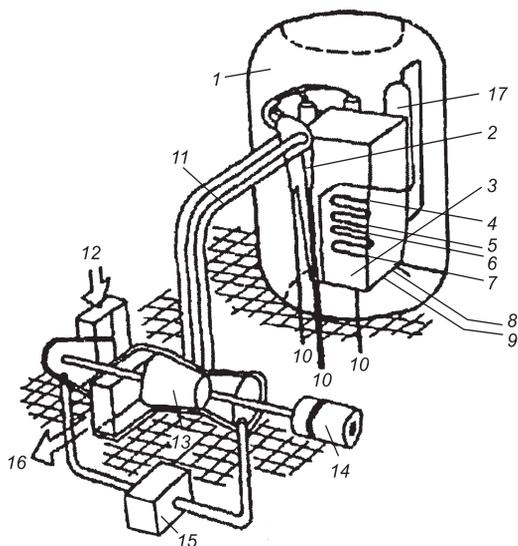


Рис. 1.16. ПГУ с КСД пузырькового типа [20]: 1 – сосуд давления; 2 – циклон; 3 – котел; 4 – горячая нитка промперегрева; 5 – холодная нитка промперегрева; 6 – паропровод свежего пара; 7 – трубопровод питательной воды; 8 – топливо; 9 – сорбент; 10 – зола; 11 – дымовые газы; 12 – вход воздуха; 13 – газовая турбина; 14 – генератор; 15 – конвективный охладитель; 16 – выход к экономайзеру и дымовой трубе; 17 – резервуар для материала слоя.

пиковых водогрейных котлов). Топливо – бурый уголь. ТЭЦ оснащена модулем P200, который реализует технологию ПГУ КСД (ABB Carbon) (рис. 1.16). В состав модуля входит ГТУ GT35P – 17 МВт и паровые турбины 1XG32 и 1XVEE63.

В 1991 г. на Стокгольмской ТЭЦ «Вэртан» введен в работу блок ПГУ с двумя модулями P200, вырабатывающими пар для общей паровой турбины. Блок оснащен системой очистки от оксидов азота. Топливо – битуминозный уголь. Конденсационные модули P200 имеют следующие характеристики: электрическая мощность нетто – 100 МВт, удельные капитальные затраты – 1200 USD/кВт, КПД – 42–43 %.

Учитывая наличие значительных запасов бурого угля, эта технология может найти применение в перспективе и в Украине.

Примером успешного использования ПГУ с газификацией угля в промышленных масштабах является ТЭС в Пуэрто-Ланго (рис. 1.17). Газификатор типа PRENFLO был поставлен консорциумом Krupp Koppers и Babcock & Wilcox, установка сепарации воздуха – фирмой Air Liquide, генерирующий блок – консорциумом Siemens и Babcock & Wilcox. Станция, рассчитанная на

технологий. Возможным путем положительного решения этой проблемы может быть использование когенерационных технологий. Так, например, в угледобывающих районах накоплены большие объемы шламов и отходов углеобогащения, которые могут быть использованы для производства электроэнергии. Значительная часть этих запасов рассредоточена, что не позволяет использовать их на крупных КЭС. Однако в таких условиях может успешно эксплуатироваться ТЭЦ, оснащенная котлами с циркулирующим кипящим слоем (ЦКС) малой и средней мощности, а также КСД – котлами с кипящим слоем под давлением [20].

На рис. 1.16 представлена ПГУ с КСД пузырькового типа.

Известны примеры успешного использования технологии ПГУ КСД на ТЭЦ.

В городе Котбус (Германия) сооружена ТЭЦ электрической мощностью 74 МВт и тепловой 220 МВт (от энергоблока и двух

сжигание битуминозного угля, имеет мощность 300 МВт (нетто) при КПД 45 %, и полностью отвечает европейским нормам по вредным выбросам. Удельные капитальные затраты при строительстве установки составили около 1850 USD/кВт. Ожидается, что для второго поколения установок этот показатель будет снижен до 1100 USD/кВт.

Особенно эффективно использование когенерационных установок совместно с реализацией современных технологий сжигания низкосортных углей в топках ЦКС, входящих в состав малых теплоэнергокомплексов (МТЭК) [21, 22], создаваемых на базе угольных шахт. Перспективным регионом для внедрения подобных МТЭК является Западный Донбасс.

МТЭК предназначены для комбинированной выработки тепла и электроэнергии, а их высокая эффективность достигается за счет выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

Расчеты, проведенные применительно к условиям шахт ГХК «Укрзападуголь», показали, что общее количество выбросов загрязняющих веществ при вводе теплоэнергетического комплекса в эксплуатацию уменьшится в 1,5 раза. Максимальные приземные концентрации загрязняющих веществ (окислов азота и диоксида серы), составлявшие в базовом варианте 1,2 ПДК, при внедрении теплоэнергетического комплекса с топками ЦКС не превысят 0,3 ПДК за счет вывода в резерв двух котельных, сжигающих пылеугольное топливо по традиционной технологии.

Экономическая эффективность энергетических комплексов на базе нерентабельных угольных шахт обусловлена:

- низкой стоимостью используемого топлива (низкосортный необогащенный уголь, отходы углеобогащения);
- отсутствием затрат на обогащение и транспортирование угля до электростанции и передачи электроэнергии от электростанции к угледобывающим предприятиям.

Согласно выполненным проработкам применительно к условиям ГХК «Укрзападуголь», теплоэнергетический комплекс, реализующий паротурбинную когенерационную технологию, будет содержать в своем составе два угольных котлоагрегата типа Е-120-3,9-440 с ЦКС и два паровых противодавленческих турбоагрегата типа ПР-12-3,4/1,0/0,1. При годовом потреблении

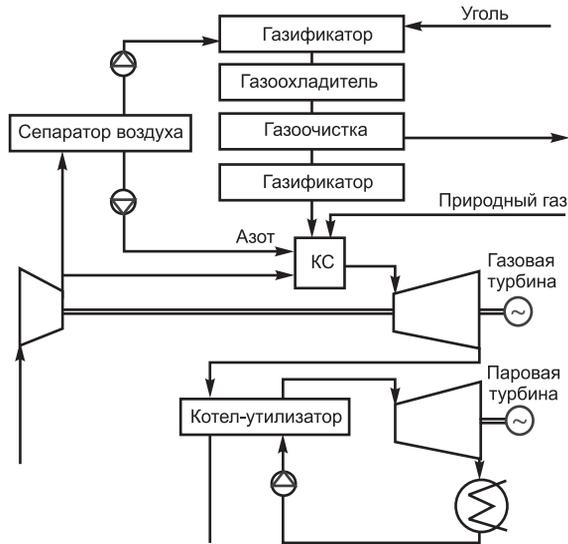


Рис. 1.17. Принципиальная схема ТЭС в Пуэрто-лано (Испания) [20].

125 тыс. т условного топлива, 40 тыс. т известняка и 1 млн м³ воды комплексом будет вырабатываться 594 тыс. Гкал тепла и 113 млн кВт·ч электроэнергии. Данный проект обеспечивает себестоимость вырабатываемых тепловой и электрической энергии в 3–4 раза ниже действующих тарифов. Кроме того, за счет вывода из эксплуатации отопительных котельных сокращается расход природного газа на один комплекс на 45–50 млн м³ в год. В районах области наиболее целесообразно развитие ТЭЦ на базе энергетических установок мощностью 300–500 кВт.

Использование биомассы на ТЭЦ

Значительным нереализованным топливным потенциалом для Украины является биомасса.

Основными источниками биомассы являются бытовые отходы, отходы перерабатывающей промышленности, отходы лесного хозяйства и деревообработки, излишки соломы в сельском хозяйстве, продукция энергетического лесоводства. По оценкам Института нетрадиционной энергетики и электротехники в Украине ресурсы твердого топлива биологического происхождения могут составить до 10 млн т у. т. в год [20].

Основной проблемой при использовании биомассы в энергетике является трудность обеспечения стабильных поставок значительных объемов топлива. В результате мощность станций, использующих биомассу, редко превышает 10–15 МВт, хотя имеются примеры строительства станций мощностью до 100 МВт.

Следствием малых единичных мощностей являются пониженная экономичность установок и высокие удельные капитальные затраты. Поэтому такие установки применяются, в первую очередь, при наличии на ТЭЦ дешевого топлива, где повышение эффективности может быть получено за счет преимуществ комбинированной выработки.

В качестве примера крупной биогазовой ТЭЦ можно привести ТЭЦ целлюлозной фабрики YO Metsa-Botnia AB в Кеми (Финляндия). Паротурбинная установка электрической мощностью 105 МВт и теплофикационной 22 МВт введена в эксплуатацию фирмой Siemens в 1996 г. Пар вырабатывается котлом для сжигания черного щелока и парогенератором, работающим на древесной коре. Двухкорпусная паровая турбина вырабатывает электроэнергию и отпускает пар нескольких давлений для нужд производства и отопления.

Использование биомассы хорошо сочетается с паротурбинными технологиями. В таких схемах биомасса сжигается в котлах с ЦКС или в котлах камерного типа с факельными или слоевыми топками. Удельные затраты на сооружение установки мощностью 30 МВт с КПД около 20 % можно оценить в 1800 USD за 1 кВт установленной мощности.

В последнее время широко применяется технология газификации биомассы с последующим сжиганием полученного газа в газовых турбинах или поршневых двигателях. Удельные капиталовложения в установку мощностью 1,5 МВт можно оценить в 1500–2000 USD за 1 кВт установленной мощности.

Перспективным является использование биомассы на ТЭЦ параллельно с другими видами топлива. Это позволяет повысить единичную мощность и КПД установок, а также снизить капитальные затраты. В качестве примера комплексного использования топлива можно привести ТЭЦ «Аведор-2» (Дания). Электрическая мощность нового энергоблока – 570 МВт, тепловая 425 МВт. В состав нового энергоблока, который введен в эксплуатацию в 2001 г., входит котел на сверхкритические параметры (30 МПа, 600 °С), две газовые турбины со сбросом отработавших газов в котел-утилизатор и паровой котел на биомассе. Схема блока представлена на рис. 1.18.

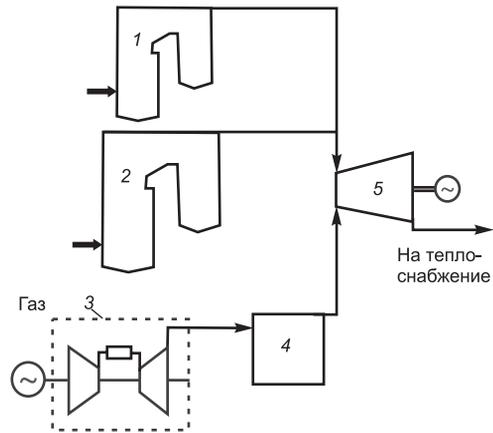


Рис. 1.18. Схема блока № 2 ТЭЦ «Аведор»: 1 – паровой котел на биомассе; 2 – паровой котел на традиционном топливе; 3 – газовая турбина; 4 – котел-утилизатор; 5 – паровая турбина.

Газификация регионов

В Украине проводятся работы по газификации ряда регионов. Только комплексное рассмотрение систем газо-, тепло- и электроснабжения позволит получить оптимальные решения по развитию систем энергообеспечения региона, а проводимая правительством программа газификации областей обеспечит не только социальный, но и экономический эффект.

Дополнительным стимулом газификации регионов следует рассматривать возможность реализации комбинированной выработки тепла и электроэнергии на небольших ТЭЦ, использующих газ в качестве основного топлива [23]. Важными преимуществами ТЭЦ на базе поршневых (ГПУ) и газотурбинных (ГТУ) установок небольшой мощности являются возможность их блочной поставки на строительную площадку, быстрый ввод в эксплуатацию и сервисное обслуживание фирмами-изготовителями оборудования.

Результаты технико-экономических исследований применения ТЭЦ малой мощности на базе ГТУ или ГПУ показали, что их наибольшая эффективность обеспечивается при сочетании с действующими котельными при их реконструкции, расширении или модернизации [23]. При этом на площадке устанавливается при необходимости топливный дожимной компрессор, шумоглушители, размещается оборудование для резервного топлива и пр. Необходимым условием является обеспечение гарантированной максимальной возможной тепловой нагрузки установки.

Среди основных достоинств мини-ТЭЦ следует отметить:

- увеличение энергетической обеспеченности областей;
- повышение надежности и качества тепло- и электроснабжения малых населенных пунктов и отдельных предприятий;

- рост квалификации персонала, работающего на предприятиях малой энергетики;
- увеличение занятости населения в производстве тепла и электроэнергии на местных (районных или заводских) ТЭЦ;
- уменьшение оттока денежных средств из бюджетов областей на покупку электроэнергии;
- снижение себестоимости тепла на заводских ТЭЦ (по сравнению с себестоимостью на существующих котельных) и сокращение объемов покупки электроэнергии на оптовом рынке;
- получение предприятиями дополнительного дохода от продажи избытков электроэнергии.

Установкой в котельной или рядом с ней собственных энергоустановок полностью или частично решается задача автономности электрообеспечения предприятия.

Варианты модернизации котельных путем надстройки их тепловыми двигателями отличаются друг от друга, главным образом, термодинамическими особенностями предлагаемых схем. Наиболее предпочтительными являются схемы с противодавленческими турбинами в диапазоне единичных мощностей до 12 МВт. Начальные параметры пара перед турбинами могут быть различными: 4 МПа, 440 °С; 2,4 МПа, 320 °С и т. д. Выбор начальных и конечных параметров пара до и после турбин однозначно определяется параметрами пара котлов действующей котельной и параметрами пара, необходимыми потребителю.

В условиях промышленного предприятия с относительно стабильной паровой нагрузкой при определении типа паровой турбины предпочтение следует отдавать турбинам с противодавлением в силу их высокой тепловой экономичности. Установка в котельной турбины с противодавлением замещает соответствующую мощность в энергосистеме. Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии в системе (340–370 г у. т./кВт·ч) существенно выше удельного расхода топлива при установке в котельной турбин с противодавлением (170–200 г у. т./кВт·ч), что позволяет получить существенную экономию энергоносителей, или получить себестоимость производимой электроэнергии в 2–3 раза ниже действующих тарифов.

Уже имеющийся мировой опыт показывает, что повышение надежности энергообеспечения непосредственно связано с децентрализацией систем электроснабжения, с развитием систем локального энергоснабжения и, прежде всего, на основе применения когенерационных технологий. Во многих регионах, особенно в гористой местности и вблизи морей, из-за неблагоприятных погодных условий известны многочисленные случаи обесточивания населенных пунктов вследствие аварий на линиях электропередач (ЛЭП). Примером может служить предновогодняя неделя 2001 года, когда крупные города Сочи, Туапсе и все Кавказское побережье Черного моря осталось без электричества из-за падения опор ЛЭП, не выдержавших нагрузки от тяжести ледяных муфт диаметром до 15 см, образовавшихся на проводах. После этих событий была построена и запущена в 2005 г. Сочинская парогазовая ТЭЦ.

Памятной также является зима 2006 г., когда произошла авария на магистральной теплотрассе в г. Алчевске и сотни многоэтажных зданий остались без теплоснабжения.

Указанные примеры свидетельствуют о том, что надежность энергоснабжения регионов должна базироваться в том числе и на строительстве распределенных источников энергоснабжения, особенно в тех местах, где имеются местные распределительные газопроводы.

В таком мегаполисе, как столице Российской Федерации, ежегодно электрические мощности должны возрасти на 3,9 млн кВт, а тепловые мощности – на 9,8 тыс. Гкал/ч. Правительство Москвы отдало предпочтение газотурбинным когенерационным технологиям и своим Постановлением от 13.01.2004 г. наметило строительство высокоэффективных ГТУ – ТЭЦ малой и средней мощности [24].

Ближайшие проекты, которые планируется реализовать, – это строительство газотурбинных установок на РТС-3 и РТС-4 в Зеленограде на объектах: «Перedelкино», «Кожухово», «Молжаниновка», «Терешково», «Поселок Северный», «ПУ-Митино», а также парогазовой установки на РТС «Строгино».

Строящийся в настоящее время в Москве Международный деловой центр будет иметь собственный энергоисточник на базе газотурбинных двигателей SGT-800 (GTX100) компании Siemens. В конце 2004 года закончена разработка исходно-разрешительной документации на строительство газотурбинной электростанции аэропорта «Внуково».

Объекты применения энергетических газотурбинных установок в Москве представлены на рис. 1.19.

К настоящему времени уже завершено строительство электростанций на РТС «Люблино» (2 ГТУ Уральского турбинного завода), РТС «Курьяново» и «Пенягино» (4 ГТУ НПО «Сатурн»).

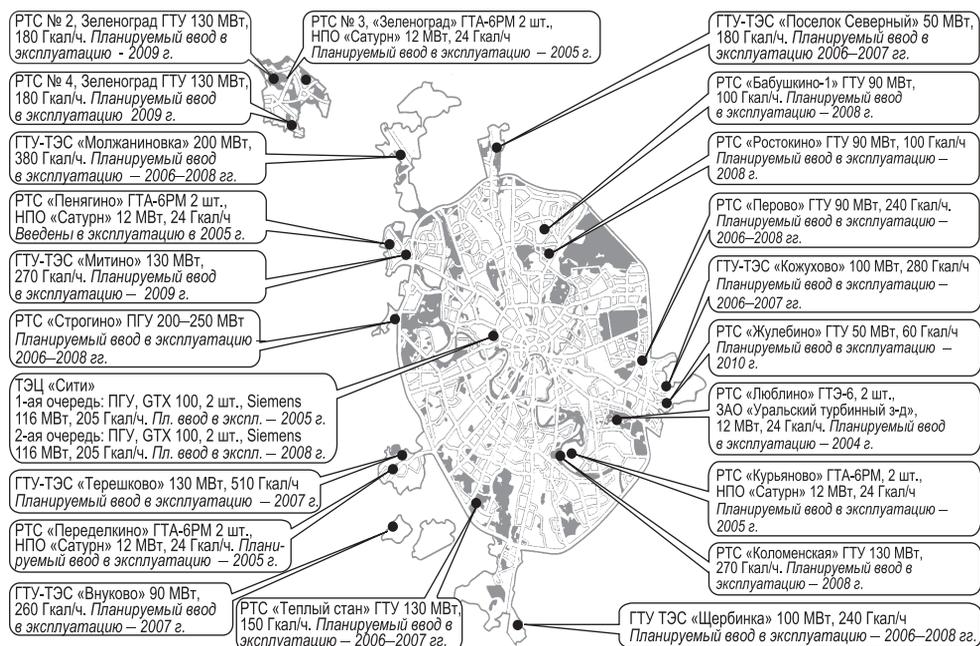


Рис. 1.19. Объекты строительства в г. Москве энергетических газотурбинных установок комбинированного цикла [24].

5.6. Эффективное производство холода

Нередко когенерационные модули на основе ГПД или ГТУ включают холодильные абсорбционные машины и генерируют не только электроэнергию и теплоту, но и холод, что в еще большей степени позволяет увеличить эффективность использования топлива. Такая технология, называемая также тригенерацией, особенно подходит для целей кондиционирования воздуха или технологических процессов, где требуется холодильная мощность [25]. Такие комбинированные энергосистемы применяются для энергоснабжения больничных комплексов, предприятий, административных зданий, гостиниц, спортивных сооружений и т. п.

Известно, что при работе когенерационных станций генерируемая теплота не всегда может быть полностью использована (например, в летние месяцы). Однако, именно в этот период обычно имеется необходимость в холодильной или морозильной мощности.

Для целей кондиционирования воздуха в зданиях очевидным решением является использование избыточной тепловой энергии, которая производится когенерационными модулями в летние месяцы (электропотребление здания сохраняется практически постоянным в течение года) в абсорбционной холодильной машине. Тип и характеристики тригенерационной установки полностью определяются характером изменения и уровнем электрических, тепловых и холодильных нагрузок в течение года.

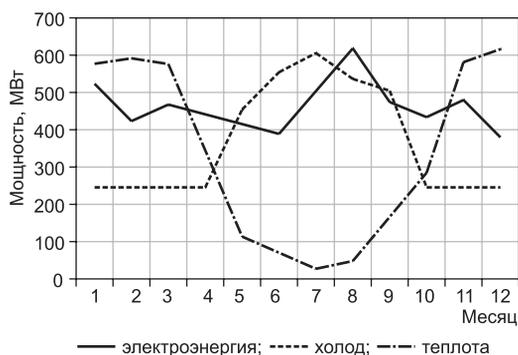


Рис. 1.20. Энергетические профили потребления электроэнергии, теплоты и холода.

Одним из наиболее благоприятных для применения тригенерации является профиль потребляемой энергии в здании, приведенный на рис. 1.20. Он обеспечивает достаточно равномерную нагрузку энергетического блока в течение года и, следовательно, максимальную эффективность использования топлива.

В термодинамическом плане холодильные нагрузки являются такими же базовыми для реализации когенерационных технологий, как и тепловые нагрузки, а удачное сочетание этих нагрузок является способом достижения максимальной эффективности комбинированных циклов.

В плане практической реализации тригенерационные технологии являются более сложными и дорогими, чем когенерационные, поскольку включается в схему холодильная машина.

Для производства холода применяются холодильные машины, основанные на различных принципах преобразования энергии.

В компрессионных холодильных машинах (КХМ) приводной энергией является электрическая, в абсорбционных (АХМ) — тепловая. Принцип действия и устройство АХМ изложены в 5-й главе. Наиболее целесообразным для интегрирования в когенерационные схемы является использование АХМ,

поскольку в таких схемах используется избыточная тепловая энергия, содержащаяся в выхлопных газах тепловых двигателей.

Наибольшее распространение получили 2 типа АХМ, отличающихся составом рабочего тела (бинарных растворов, состоящих из двух компонентов: холодильного агента и поглотителя – абсорбента):

- водоаммиачные АХМ, в которых в качестве рабочего тела используется водный раствор технического аммиака ($\text{NH}_3\text{--H}_2\text{O}$); в нем хладагентом является аммиак, а абсорбентом – вода;

- бромистолитиевые АХМ (рабочее тело – водный раствор бромистого лития ($\text{H}_2\text{O--LiBr}$), в которых хладагентом является вода, а абсорбентом – бромистый литий).

Водоаммиачные холодильные машины обеспечивают большую глубину охлаждения теплоносителя (до $-60\text{ }^\circ\text{C}$) и холодопроизводительность (35–1000 кВт). Их применяют в химической промышленности, на крупных мясокомбинатах и др. предприятиях, потребляющих значительное количество холода. Водоаммиачные машины периодического действия средней холодопроизводительности (до 12 кВт) применяются в сельском хозяйстве для охлаждения продуктов.

Бромистолитиевые абсорбционные машины имеют холодопроизводительность 450–3000 кВт, но обеспечивают охлаждение теплоносителя не ниже $+(5\dots7)\text{ }^\circ\text{C}$. Поэтому они нашли применение, в основном, в системах кондиционирования.

По сравнению с компрессионными холодильными машинами АХМ имеют меньший холодильный коэффициент, более громоздки и металлоемки, больший расход охлаждающей воды для конденсатора и абсорбера. Однако их преимуществами являются: большая надежность работы из-за отсутствия движущихся элементов, меньшие потребности в запасных частях, незначительный расход электроэнергии.

При производстве холода с температурой $-35\text{ }^\circ\text{C}$ тепловой коэффициент АХМ составляет 0,45, а холодильный коэффициент КХМ составляет 2,0. Инвестиционные издержки по АХМ (для $-35\text{ }^\circ\text{C}$) в два раза выше издержек по КХМ, в то время как эксплуатационные расходы по АХМ составляют всего лишь 25 % эксплуатационных расходов по КХМ. Согласно одному из расчетов, выполненных применительно к ценам на энергоносители в Испании, срок окупаемости капиталовложений в АХМ мощностью 2000 кВт по холоду ($-35\text{ }^\circ\text{C}$) составляет 2,5–3 года.

Выхлопные газы когенерационной установки не являются единственным источником тепла для реализации холодильного цикла в АХМ. В качестве источника энергии может быть использован любой вид тепла с температурой более $90\text{ }^\circ\text{C}$. На химических заводах или в других производственных процессах часто вырабатывается тепло необходимых для АХМ параметров.

Поставляемые АХМ имеют холодопроизводительность от 100 кВт до нескольких мегаватт. Маломощные установки (холодопроизводительностью от 100 кВт до 1 МВт) поставляются в модулях блочной сборки, которые требуют минимальных монтажных работ на месте. Они поставляются с системой управления для работы в автоматическом режиме. Более мощные установки выпускаются под заказ и состав оборудования оговаривается заказчиком.

Значительным рынком для систем с применением когенерационных установок и АХМ является пищевая промышленность. Холод является незаменимым для обработки и хранения пищевых продуктов. Сельские районы очень часто испытывают недостаток электроснабжения, поэтому тригенерационная установка (производящая электричество и холод) является намного более выгодной, чем когенерационная установка с отдельно работающей компрессорной холодильной машиной.

Другой основной целевой группой являются отрасли промышленности, которым необходим процесс охлаждения, в регионах с плохим электроснабжением или высокой стоимостью электроэнергии. Устанавливая тригенерационную систему, пользователь становится независимым от сети, что означает большую безопасность и независимость в плане перебоев с электроснабжением или повышением цен на электроэнергию.

Когенерационные установки, оснащенные абсорбционным охладителем входного воздуха, лучше всего подходят для местностей с жарким климатом и для ГТУ, основная задача которых заключается в производстве электроэнергии. При снижении температуры воздуха на входе в ГТУ ее КПД повышается на 1–2 % при снижении температуры входящего в ГТУ воздуха на 30 °С. Например, при уменьшении температуры воздуха на входе в ГТУ с 30 °С до 0 °С, мощность LM 2500 (General Electric) увеличивается с 20 100 кВт до 23 300 кВт. В случае отсутствия охлаждающей воды для АХМ, установка может поставляться с воздушными охладителями.

В зависимости от размера когенерационной установки и типа монтажа, АХМ предпочтительнее устанавливать вблизи источника сбросной теплоты, чтобы обеспечить свободное прохождение выхлопных газов через АХМ. Если АХМ должна быть установлена на некотором расстоянии от когенерационной установки, тогда десорбер АХМ можно установить непосредственно в газоотводной трубе на выхлопе турбины или двигателя. Соединение между АХМ и десорбером осуществляется путем насосной циркуляции водоаммиачного раствора. Таким образом можно преодолеть несколько сотен метров между когенерационной установкой и АХМ.

Одним из объектов, на котором внедрена тригенерационная система, является находящийся рядом с поселком Немчиновка Московской области торговый комплекс «Три Кита» общей площадью около 100 тыс. м² [26]. Его снабжение необходимыми видами энергии производится специально построенным для этих целей энергоцентром, в котором установлены когенерационные модули, представляющие собой автономно действующую блочную теплоэлектростанцию (БТЭС).

Производство электроэнергии в энергоцентре осуществляется генераторами с приводом от четырехтактных газопоршневых двигателей, использующих в качестве топлива природный газ. Тепловая энергия в БТЭС вырабатывается в результате утилизации отводимого от двигателей тепла – из системы охлаждения и тепла отработанных газов.

В энергоцентре установлены четыре модуля, максимальная мощность каждого из которых составляет: по электрической энергии – 1,5 МВт, по тепловой – 1,03 МВт. Суммарный коэффициент полезного действия этих энергоустановок достигает 82 %.

Для погашения пиковых тепловых нагрузок в холодное время года дополнительно используются два водогрейных котла мощностью 3,85 МВт каждый. Подача тепловой энергии от энергоцентра осуществляется по схеме закрытого типа с распределением тепла потребителям через тепловые пункты, расположенные в зданиях торгового комплекса и административно-хозяйственного блока. Как особенность, следует отметить то, что в здании торгового комплекса используется также водяной подогрев полов. Система теплоснабжения позволяет при плановых или аварийных выводах из работы энергооборудования котельной пос. Немчиновка подключать ее потребителей к БТЭС при помощи соединительной тепло-трассы, тем самым обеспечивая жителей поселка горячей водой от энергоцентра.

В летний период вырабатываемая тепловая энергия используется для работы двух холодильных машин абсорбционного типа (производительность по холоду 1,6 МВт), обеспечивающих функционирование систем кондиционирования торгового комплекса.

Необходимые температурный и влажностный режимы в торговых, служебных и складских помещениях торгового комплекса круглогодично поддерживаются с использованием централизованной системы автоматического управления и контроля.

Когерационные модули оснащены эффективной автоматизированной системой управления и контроля, помогающей быстро определять возникающие отклонения. Модули зарекомендовали себя, как достаточно надежное оборудование при условии неукоснительного выполнения всех требований по их эксплуатации и техническому обслуживанию. В процессе эксплуатации отключения были лишь по причине падения давления в подводящем газопроводе. Ресурс модулей составляет 60 тыс. ч работы до капитального ремонта.

Основное энергетическое оборудование, установленное в энергоцентре и торговом комплексе изготовлено зарубежными фирмами Австрии (модули и котлы), Германии (генераторы), США (холодильные машины), Италии (вспомогательное оборудование) и др.

Экономические расчеты, выполненные по результатам двухгодичной работы с учетом всех эксплуатационных расходов и режимов использования оборудования, показали, что средняя себестоимость производства энергоцентром электрической и тепловой энергии в 6 раз меньше, чем действующие тарифы на эти виды энергии.

По предварительным оценкам расчетный срок окупаемости затрат на создание таких объектов, как указанный энергоцентр, использующих когерационные модули, составляет 4,5 года. Использование же отечественного оборудования позволит дополнительно снизить капитальные затраты, что в свою очередь приведет к уменьшению сроков окупаемости.

5.7. Повышение эффективности работы газотранспортной системы Украины

Газотранспортная система (ГТС) Украины наибольшая в Европе (после российской). Она обеспечивает транспортирование природного газа по территории Украины собственным потребителям и его транзит в страны Европы. Система включает 36 тыс. км газопроводов, 71 КС суммарной мощностью

5279 МВт, 12 подземных хранилищ газа, 1374 газораспределительных и 60 газоизмерительных станций. Пропускная возможность ГТС на входе около 287,7 млрд м³, а на выходе 175,3 млрд м³, из них 135 млрд м³ газа идет в страны Центральной и Западной Европы.

На КС ДК «Укртрансгаз» в 107 компрессорных цехах (КЦ) эксплуатируются 684 ГПА 20-ти типов отечественного и зарубежного производства: в 76 КЦ установлено 430 газотурбинных ГПА; в 19 КЦ – 158 электроприводных агрегатов; в 12 КЦ – 96 поршневых газокомпрессоров. Большая часть газотурбинных ГПА общей мощностью 4326 МВт потребляет на собственные нужды более 7,0 млрд м³ газа в год, с выхлопными газами они выбрасывают свыше $108 \cdot 10^9$ МДж теплоты [27]. Ежегодно все КС потребляют приблизительно 1,5 млрд кВт·ч электроэнергии. Около 16 % ГПА выработало свой моторесурс, почти 50 % агрегатов физически и морально устарело, имеют сравнительно низкий эффективный КПД 24–26 %, неудовлетворительные экологические характеристики по уровню шума и концентрации вредных выбросов с выхлопными газами в атмосферу.

Характеристика газотранспортной системы Украины приведена в табл. 1.18.

Таблица 1.18

Газотранспортная система Украины (основные газопроводы)

Наименование газопровода	Проектная мощность, млрд м ³ /год	Количество КС	Тип ГПА	Установленная рабочая мощность, МВт		Расход газа на собственные нужды в год	
				ГТУ	ЭП	Топл. газ, млрд м ³	Электроэнергия, млн кВт·ч
Союз	26,0	12	ГТК-10П	600,0	–	2,10	–
Уренгой–Помары–Ужгород	28,5	9	ГТК25П ГПА-25	350,0 100,0	– –	1,20	–
Прогресс	28,5	9	ГПА25 ЭГПА25 ГПУ10 ГПАЦ16 ГПУ16 СТД12,5	100,0 – 110,0 32,0 48,0 –	– 100,0 – – – 62,5	0,95	13,2
Елец–Кременчуг–Ананьев–Измаил	32,0	8	ГПУ10 ГТК10 ГТН16 ГПАЦ6,3	374,6	–	1,05	–
Ивацевичи–Долина	28,0	3	ГТН6 СТД4000	6,0	– 136,0	0,20 –	– 8,4
Долина–Ужгород	23,0	3	ГТК10	210,0	–	0,50	–
Всего	166,0	44		1930,6	298,5	6,00	21,6

Приведенные данные по использованию тепловых двигателей в ГПА газотранспортной системы Украины указывают на огромные потенциальные возможности создания когенерационных электрогенерирующих мощностей в этой отрасли экономики путем использования тепловой энергии высокотемпературных потоков сбросных газов двигателей и прежде всего – газовых турбин в паровых котлах-утилизаторах с последующей выработкой электрической энергии в паротурбинных энергетических установках. Практически каждый ГПА с газотурбинным приводом представляет собой базу для преобразования его в парогазовую установку, реализующую не только увеличение приводных мощностей станции, но и повышение эффективности использования природного газа на собственные нужды станции.

Первым для ГТС Украины в 1988–1992 гг. ОАО «Турбогаз» (г. Харьков), ОАО «ИВП «ВНИПИТрансгаз» (г. Киев) вместе с предприятиями России и немецкой фирмой PLE (дочернее предприятие концерна «Рургаз») был разработан технический проект утилизационной паротурбинной установки УПТУ-6 мощностью 6 МВт для производства электроэнергии и пара на КС «Долина» УМГ «Прикарпаттрансгаз». В процессе выполнения этих работ было решено много концептуальных технических вопросов:

- разработана и изготовлена паровая турбина в бесподвальном исполнении К-6-16, которая работает на переменных параметрах пара. Изготовитель – АО «Калужский турбинный завод» (Россия);

- по заданию ОАО «Турбогаз» разработан секционный воздушный конденсатор для этой паровой турбины;

- для оснащения каждого ГПА на КС индивидуальным малогабаритным котлом-утилизатором, который работает в широком диапазоне тепловых нагрузок, разработан котел КГТ-25-14/300. Изготовитель – АО «Белэнергомаш» (Россия) [27]. Проект не был реализован.

Второй когенерационный проект для модернизации газоперекачивающей станции был разработан в 1999 году применительно к КС «Богородчаны» УМГ «Прикарпаттрансгаз» [28]. Выбор объекта проектирования был обусловлен следующими благоприятствующими условиями:

- большой установленной мощностью ГПА с ГТУ – приводом и высокой степенью загрузки их мощностей; на данной КС сходятся три магистральные газопровода: «Союз», «Прогресс» и «Уренгой–Помары–Ужгород»;

- на КС установлены три электроприводные ГПА мощностью 25 МВт каждый и 6 ГПА мощностью по 4 МВт, что обеспечивает потребление практически всей произведенной электроэнергии непосредственно на самой станции;

- наличием на расстоянии 2–3 км от КС потенциальных потребителей тепловой энергии – тепличного хозяйства «Богородчаны» и отопительной системы города (не считая теплопотребления самой станции).

Техническая суть проекта заключается в том, что на основе семи газотурбинных ГПА типа ГТК-10И и трех ГПА типа ГТК-25И общей мощностью 145 МВт создается парогазовая установка, в котлах-утилизаторах которой используется сбросная теплота газоперекачивающих агрегатов. Выработанная установкой электроэнергия планировалась использоваться для питания эксплуатируемых на КС электроприводных ГПА, а теплота из отборов паровых турбин – для целей теплофикации. Установка может выраба-

тывать до 460 млн кВт·ч электроэнергии и около 91 тыс. Гкал тепловой энергии в год.

Схема когенерационной установки на базе КС «Борогодчаны» приведена на рис. 1.21.

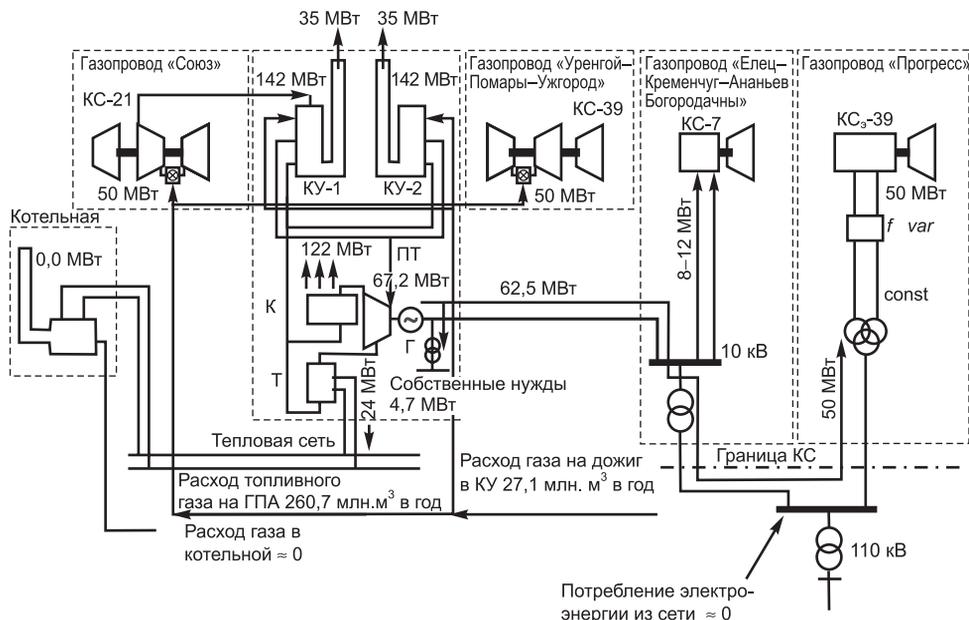


Рис. 1.21. Схема реконструкции КС «Борогодчаны» [28].

На схеме указаны: КС-21 (7 ГПА типа ГТК-10И), КС-39 (3 ГПА типа ГТК-25И), КС-7 (6 электроприводных ГПА типа СТД-4000), КС₃-39 (3 электроприводных ГПА типа ЕГПА-25РЧ), КУ-1, КУ-2 – котлы-утилизаторы с дожигом, К – конденсатор, Т – теплообменник, ПТ – паровая турбина, Г – генератор.

Когенерационная установка КС «Борогодчаны» базируется на двух компрессорных станциях КС-21 и КС-39, на которых установлены, соответственно, 7 ГПА типа ГТК-10И мощностью по 10 МВт каждый, и 3 ГПА типа ГТК-25И мощностью по 25 МВт. В расчетах было принято, что одновременно зимой работают 5 агрегатов на КС-21 и 2 агрегата на КС-39 суммарной мощностью 100 МВт. Сбросные газы однотипных ГТУ объединяются, согласно одному из вариантов проекта, общим коллектором, подключенным к своему котлу-утилизатору (КУ-1 или КУ-2). Котлы-утилизаторы имеют общий паропровод, соединяющий их с паровыми турбинами. Другие варианты предусматривали применение индивидуальных или групповых котлов-утилизаторов, объединенных общим паропроводом.

С целью увеличения мощности и экономичности парогазовой установки в котлах-утилизаторах предусматривалось дожигание топлива в потоке уходящих газов ГПА. При номинальном режиме установки количество дожигаемого топлива составляло примерно 10 % от расхода природного газа на ГПА. Это позволяло увеличить мощность паровых турбин практически вдвое по сравнению со

схемой, применяющей пассивные котлы-утилизаторы, а КПД установки – дополнительно на 10 %.

Проектом предусматривалось применение теплофикационной паровой турбины фирмы ALSTOM мощностью 67 МВт с отбором до 24 МВт тепловой мощности. Практически вся выработанная электроэнергия должна быть использована на собственные нужды КС «Богородчаны»: 50 МВт – для двух электропроводных ГПА КС-39 и 8–12 МВт – для 2–3 работающих агрегатов КС-7.

Приведенные данные получены для случая внедрения когенерационных схем с дожиганием. Если использовать схемы без дожигания, то эти показатели уменьшаются примерно вдвое.

Аналогичные проекты могут быть реализованы также и на других КС газотранспортной системы Украины. При внедрении установок когенерации в масштабах ГТС можно за их счет получить около 2000 МВт установленной электрической мощности [28].

Использование теплоты выхлопных газов газотурбинных ГПА на КС газотранспортной системы в ПГУ позволило бы выработать около 16 млрд кВт·ч электроэнергии в год, на что потребовалось бы 5 млрд м³ природного газа при генерировании электроэнергии на ТЭС. Такому уменьшению потребления природного газа на тепловых электростанциях эквивалентно снижение выбросов CO₂ в атмосферу примерно на 8 млн т в год.

Оценку эффективности производства тепловой и электрической энергии в газотранспортной системе при модернизации КС с использованием пассивных котлов-утилизаторов выполнили ОАО «Укргазпроект» и ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» [27]. Результаты расчетов приведены в табл. 1.19.

В расчетах для отечественных ГПА различной единичной мощности приняты следующие соотношения мощностей установленной паровой турбины и базового ГПА: 2 МВт – для ГПА мощностью 6 МВт; 3 МВт – 10 МВт; 5 МВт – 16 МВт; 8 МВт – 25 МВт, т. е. в среднем установленная электрическая мощность паровой турбины составляет около 30 % единичной мощности ГПА. Эффективность реализации проекта производства электрической и тепловой энергии в ПГУ на КС магистральных газопроводов рассмотрена в энергетическом, экономическом, экологическом и социальном аспектах.

ПГУ КС газопроводов Украины общей установленной мощностью 1100 МВт приблизительно отвечают одному блоку АЭС. Без дополнительных затрат топлива они смогут вырабатывать за год около 9 млрд кВт·ч электрической и 26 млн ГДж тепловой энергии. Это дает значительный экономический эффект. При существующих в Украине тарифах на электроэнергию в среднем 0,04 USD/кВт·ч (без НДС) стоимость вырабатываемой ПГУ электроэнергии превышает 350 млн USD в год. При этом будет сэкономлено более 1 млн т у. т. за счет вывода из эксплуатации эквивалентных отработавших мощностей ТЭС.

Децентрализованное размещение ПГУ на 76 площадках КС с газотурбинными агрегатами в разных районах Украины в непосредственной близости к потребителям дает дополнительный экономический эффект за счет уменьшения протяженности линий электропередач и потерь в них электроэнергии.

Экологический эффект при внедрении ПГУ достигается за счет снижения количества выбросов в атмосферу CO₂ и NO_x при эквивалентном замещении генерирующих мощностей на ТЭС. Снижение температуры выхлоп-

ных газов ГПА после КУ уменьшает также тепловое загрязнение окружающей среды.

Таблица 1.19

**Технические характеристики ПГУ, создаваемых
на базе газоперекачивающих агрегатов КС**

Показатель	Величина				
	6+2	6+2	5+2	3+2	2+1
Количество рабочих и резервных ГПА на КС	6+2	6+2	5+2	3+2	2+1
Единичная номинальная мощность ГПА, МВт	6	10	10 (10)*	16	25
Эффективный КПД ГПА, %	31	34	36 (25,7)*	34	35
Расчетная электрическая мощность ПГУ, МВт	12	18	18 (28,8)*	15	16
Количество паровых турбин единичной мощностью 6 МВт на КС	2	3	3 (1)*	2	2
Количество паровых котлов	3	4	4 (2)*	3	3
Установленная электрическая мощность ПГУ, МВт	12	18	18 (28,8)*	12	12
Количество электроэнергии, вырабатываемой ПГУ, млн кВт·ч/год	78,8	118,3	113,6 (219)*	63,1	70,4
Электрическая мощность на собственные нужды КС и ПГУ, МВт	2,0	2,1	2,0 (1,7)*	1,8	1,9
Потеря мощности ГПА при установке котла-утилизатора, МВт	0,7	0,7	0,7 (1,5)*	0,7	0,7
Располагаемая электрическая мощность ПГУ для внешних потребителей, МВт	9,3	15,2	15,3 (25,6)*	9,5	9,4
Располагаемое количество электроэнергии для внешних потребителей, млн кВт·ч/год	55,8	91,2	91,8 (194,6)*	57,0	56,4
Коэффициент использования топливного газа ПГУ, %	37,0	41,0	45,0 (37,6)*	40,0	42,0
Прирост КПД ГПА, %	6,0	7,0	9,0 (12,5)*	6,0	7,0
Теплопотребление промплощадки КС, МВт	2,2	4,5	3,5	2,8	2,7
Тепловая мощность водоподогревателей котлов КС, МВт	15,0	18,0	15,0	25,5	14,0
Располагаемая тепловая мощность для внешних потребителей, МВт	12,8	13,5	11,5	22,7	11,3
Располагаемое количество тепла для внешних потребителей, млн ГДж/год	0,28	0,29	0,25	0,49	0,24
Коэффициент использования топливного газа ПГУ при полном использовании теплоты уходящих газов ГПА, %	50,0	51,0	56,0 (80,5)*	58,0	51,8
Прирост КПД при полном использовании теплоты газов, %	19,0	17,0	20,0 (22,0)*	24,0	16,0

* Для газоперекачивающих агрегатов ГТК-10И фирмы AEG KANIS. В скобках указаны показатели ПГУ, полученные по схеме с дожигом и паровой турбиной ALSTOM.

6. РОЛЬ КОГЕНЕРАЦИИ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ

6.1. ГТУ в производстве хлора и каустической соды [29]

Производство хлора и каустической соды (едкого натра) методами электролиза относится к группе производств с высокой удельной энергоемкостью и большим объемом выпускаемой продукции. При диафрагменном методе из электролизеров получают малоцентрированные щелоки, которые затем упаривают в многоступенчатых выпарных установках (МВУ) для получения товарной каустической соды. При электролизе с ртутным катодом получают концентрированную щелочь особой чистоты, которая не требует дополнительного упаривания в отличие от диафрагменного метода, но при этом выше удельный расход электроэнергии, хотя меньше потребление тепловой энергии. Кроме того, применение ртутного метода приводит к ухудшению экологической обстановки из-за наличия ртути в производственных выбросах. Доля производства ртутным методом постоянно снижается в пользу диафрагменного и мембранного методов. В табл. 1.20 приведены данные о расходе энергоресурсов при различных методах. Непосредственно на стадии выпаривания электролитических щелоков при диафрагменном методе расходуется около 90 % потребляемой тепловой энергии.

Таблица 1.20

Расход энергоресурсов в производстве хлора и каустической соды

Энергоресурс	Расход энергоресурса при электролизе			
	с диафрагмой		с ртутным катодом	
	на 1 т Cl ₂	на 1 т NaOH	на 1 т Cl ₂	на 1 т NaOH
Электроэнергия постоянного тока, кВт·ч	2700–3100	2400–2750	3390–3720	3000–3200
Тепловая энергия (пар), кВт·ч	3030–4305	2670–3720	395–1320	350–1165
Вода, м ³	10–15	9–13	10–15	9–13

Энергоемкость производства хлора и каустической соды в России превышает зарубежные показатели в среднем на 30 %. При продолжающемся росте цен на топливно-энергетические ресурсы задача снижения их удельного потребления и доли в себестоимости производства этих продуктов приобретает важное значение.

Один из путей решения этой задачи – использование комбинированных установок на базе встроенных газотурбинных установок малой мощности для децентрализованного энергоснабжения производства. Комбинирование ГТУ с теплотехнологической установкой (в данном случае с МВУ) позволяет снизить затраты на производство продукции, вырабатывать энергоносители оптимальных параметров применительно к конкретному технологическому процессу, повысить экономическую и энергетическую эффективность производства продукции в целом.

Применение ГТУ позволяет существенно уменьшить расход первичного органического топлива на производство такого же количества данной химической продукции. Кроме того, ГТУ с комбинированным производством электрической и тепловой энергии характеризуются низкими удельными выбросами вредных веществ, незначительными расходами охлаждающей воды, они могут размещаться на стесненных площадках в непосредственной близости от энергопотребляющих производств. К тому же эти установки требуют в 3–4 раза меньше капитальных затрат и в 2 раза меньше эксплуатационных расходов на единицу установленной мощности по сравнению с крупными централизованными энергоустановками.

Комбинирование ГТУ с существующими МВУ можно осуществить по следующим схемам:

ГТУ-КУ-МВУ – пар от котла-утилизатора (КУ) поступает в греющую камеру первой ступени МВУ, а излишки пара направляются в сеть предприятия;

ГТУ-КУ1-КУ2-МВУ – пар низкого давления от КУ 2-й ступени (КУ2) поступает в греющую камеру промежуточной ступени МВУ, при этом уменьшается расход на МВУ пара от КУ 1-й ступени (КУ1);

ГТУ-УДТ-КУ-МВУ – предусмотрено устройство ввода дополнительного топлива (УДТ) для сжигания его в потоке выхлопных газов ГТУ. Включение в схему УДТ позволяет регулировать производительность КУ в широких пределах в зависимости от потребности производства в тепловой энергии, при этом имеется возможность теплоснабжения других потребителей помимо МВУ.

Эффективность этих схем проанализирована для предприятий с тремя независимыми технологическими линиями выпаривания электролитических щелоков на базе трехступенчатых МВУ. Расчетное потребление пара давлением 1,3 МПа (как правило, этот пар подводится из отборов турбин ТЭЦ) составляет 19–60 т/ч, потребляемая электролизерами электрическая мощность – 21–23 МВт. Учитывая уровень потребления тепловой и электрической энергии, рассматривается вариант использования трех комбинированных установок на базе ГТУ типа ГТГ-6 (ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев) номинальной мощностью 6,7 МВт; теплота выхлопных газов утилизируется в горизонтальных газотрубных КУ типа Г, вырабатывающих пар давлением 1,0 МПа.

При децентрализованном энергоснабжении производства хлора и каустической соды по предложенным схемам изменяется потребление энергоресурсов от сторонних источников по сравнению с существующей схемой (табл. 1.21). При резком уменьшении потребления электрической и тепловой энергии от централизованных источников отмечается увеличение потребления природного газа, связанное с обеспечением работы ГТУ. Данные табл. 1.21 для всех трех схем энергоснабжения соответствуют одной и той же мощности производства по товарной продукции.

Таким образом, использование комбинированных установок на базе встроенных ГТУ малой мощности для энергоснабжения производства хлора и каустической соды – эффективный способ повышения его экономической и энергетической эффективности, а также снижения себестоимости продукции.

Таблица 1.21

Изменение потребления энергоресурсов при использовании когенерации в производстве хлора и каустической соды

Схема энергоснабжения	Изменение потребления ЭР		
	Электроэнергия, МВт	Тепловая энергия, МВт	Природный газ, м ³ /ч
ГТУ-КУ-МВУ	-19,8	-26,8	+6510
ГТУ-КУ1-КУ2-МВУ	-19,5	-30,4	+6510
ГТУ-УДТ-КУ-МВУ	-19,7	-53,6	+9280

6.2. Газотурбинные энерготехнологические комплексы утилизации пластика [30]

В лаборатории перспективных энергетических технологий Украинского государственного морского технического университета разработана технология переработки отходов термопластичных полимеров в искусственное жидкое топливо методом низкотемпературного пиролиза, которая позволяет получать альтернативные топлива, близкие по своим свойствам к стандартным бензинам, дизельным и газотурбинным топливам, а также мазутам.

На базе этой технологии разработан энерготехнологический комплекс, предназначенный для производства газотурбинного топлива с последующей выработкой электрической энергии. Процесс получения жидкого топлива для газотурбинных двигателей основан на непрерывном крекинге отходов термопластичных полимеров, последовательно происходящем в нескольких отдельных технологических аппаратах (рис. 1.22). Реализация указанного технологического цикла обеспечивает выход жидкого высококачественного топлива в количестве 93–95 % от исходного сырья.

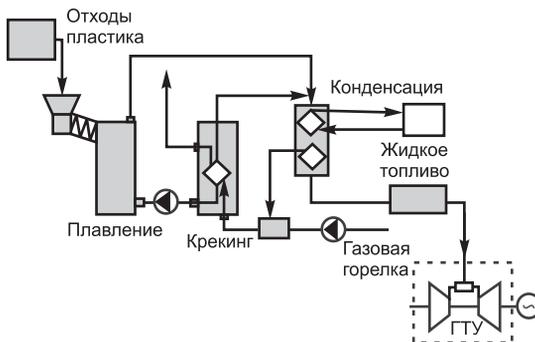


Рис. 1.22. Энерготехнологический комплекс получения жидкого топлива для ГТУ с выработкой электроэнергии [30].

Затраты энергии на переработку сырья компенсируются за счет использования 10–15 % полученного топлива. Технология реализована в экспериментальной установке, рассчитанной на переработку до 100 кг отходов полимеров в сутки.

Рассмотренная технология позволяет получать целый ряд искусственных топлив, аналогичных по своим свойствам топливам, применяемым в тепловых двигателях (поршневых и газотурбинных) и для сжигания в котлоагрегатах.

Характеристики получаемых искусственных топлив приведены в табл. 1.22.

Таблица 1.22

Характеристики искусственных топлив, полученных из полимеров

Показатель	Искусственные топлива			
	Бензин	Дизельное	Газотурбинное	Котельное
Цетановое число, не менее	–	45	–	–
Октановое число, не менее	76	–	–	–
Фракционный состав:				
Начало перегонки, °С	35	–	65	–
10 % перегоняется при t , °С	70	–	110	–
50 % – « –	110	270	210	370
90 % – « –	180	–	–	–
96 % – « –	–	350	315	–
Кинематическая вязкость при 20 °С, сС	1,5	33	6,0	30 (50 °С)
Температура замерзания, °С	–55	–18	–15	–5
Температура вспышки в закрытом тигле, °С	–	45	50	70
Содержание водорастворимых кислот и щелочей	Нет	Нет	Нет	Нет
Концентрация фактических смол, мг/100 см ³	2	20	15	–
Кислотность, мг КОМ на 100 см ³	2	5	5	5
Йодное число, г йода на 100 г топлива	4	6	6	–
Содержание серы	Нет	Нет	Нет	Нет
Испытания на медной пластине	Выдерж.	Выдерж.	Выдерж.	Выдерж.
Зольность, %	–	0,02	0,02	0,15
Коксуемость 10 % остатка, %	–	0,2	0,2	–
Содержание механических примесей, %	Нет	Нет	Нет	Нет
Содержание воды, %	Нет	Нет	Нет	Нет
Плотность при 20 °С, кг/м ³	690	780	740	900
Теплотворная способность, кДж/кг	44 000	42 000	42 500	40 000

Анализ свойств искусственных топлив, полученных на данной установке, показал, что они близки к соответствующим показателям стандартных топлив и могут быть использованы вместо них как альтернативные.

Выход и качество искусственных топлив являются управляемыми и в зависимости от осуществляемых технологических режимов можно обеспечить

преобладающий выход того или иного продукта, аналога например, бензина или газотурбинного топлива. Выходы искусственных топлив в зависимости от режима работы установки приведены в табл. 1.23.

Таблица 1.23

Выход искусственных топлив при переработке полимеров

Топливо	Режим производства топлива			
	Бензина	Дизельного	Газотурбинного	Котельного
Бензин, %	70	20	10	5
Дизельное топливо, %	15	60	20	5
Газотурбинное топливо, %	10	10	60	15
Котельное топливо, %	5	10	10	75
Суммарный выход с 1 тонны переработанных отходов, кг	700	750	800	900

Искусственные топлива, полученные на экспериментальной установке, прошли предварительные испытания в двигателях внутреннего сгорания (бензин и дизельное топливо), в газотурбинном двигателе и котле. Некоторые результаты сравнительных испытаний представлены в табл. 1.24. Эти данные показывают, что эксплуатационные показатели всех испытанных объектов удовлетворительны при их работе на соответствующих искусственных топливах.

Таблица 1.24

Результаты испытаний искусственных топлив

Показатель	Объект использования							
	Бензиновый двигатель 4Ч 9,2/9,2		Дизельный двигатель 6ЧН 12/14		Газотурбинный двигатель АИ-8		Котел КСВа-0,25 Лж	
	Топливо							
	Стандартное	Искусственное	Стандартное	Искусственное	Стандартное	Искусственное	Стандартное	Искусственное
Мощность, кВт	62	63	50	48	36	39	250	250
Расход топлива, кг/ч	17,3	18,1	12,1	12,0	18,9	18,4	22,5	21,5
Максимальное давление цикла, МПа	7,1	7,2	9,35	9,64	0,55	0,55	–	–
Максимальная температура цикла, °С	2500	2550	1900	1940	860	874	–	–
Температура уходящих газов, °С	427	430	408	423	760	745	160	155

Экологические показатели энерготехнологических комплексов являются более благоприятными, нежели аналогичные показатели существующих производств по переработке отходов полимеров. Это объясняется тем, что в качестве сырья используются исключительно отходы полиэтилена, полипропилена, полистирола и их сополимеров, которые свободны от таких опасных элементов как хлор, фтор, CN-группы и их производные. Объемы переработки хлор- и фторсодержащих отходов полимеров также ограничены на уровне 10–12 %, что позволяет обеспечить допустимые уровни концентраций вредных соединений в сбросных газах. Достижению приемлемых экологических показателей способствует также использование замкнутого непрерывного технологического цикла низкотемпературного пиролиза.

Экологические показатели энерготехнологического комплекса в сравнении с некоторыми производствами приведены в табл. 1.25.

Таблица 1.25

**Экологические показатели некоторых производств
по переработке полимеров**

Показатель	ПДК	Энерготехнологический комплекс	Нефтепорегионный завод	Промышленные котельные (газовые)
Общий органический углерод, мг/м ³	10	2	10	2
Окислы азота NO _x , мг/м ³	150	60	120	100
Двуокись серы SO ₂ , мг/м ³	50	–	185	10
Хлористый водород HCl, мг/м ³	10	3	0,5	–
Фтористый водород HF, мг/м ³	1	0,1	–	–

Как видим, загрязнение окружающей среды энерготехнологическими комплексами для переработки отходов полимеров и производства электроэнергии не превышает норм ПДК.

Кроме установки производительностью 100 кг/сут находится в опытной эксплуатации установка, перерабатывающая в сутки до 300 кг отходов термопластиков. В качестве сырья используются термопластичные полимеры в виде промышленных отходов, медицинских одноразовых инструментов, посуды, тары и упаковки.

На основе выполненных исследований были разработаны два проекта энерготехнологических комплексов для переработки отходов термопластичных полимеров и производства электроэнергии. Первый проект предусматривает создание электростанции в г. Хайдарабат, штат Андхара Прадеш, Индия, второй проект предназначен для Чернобыльской зоны, Украина. Оба проекта реализуют замкнутые термодинамически связанные технологические циклы переработки отходов полимеров и производства электроэнергии. Основные показатели проектов представлены в табл. 1.26.

Таблица 1.26

Характеристики энерготехнологических комплексов

Показатель	Хайдарабат, Андхара Прадеш, Индия	Чернобыль, Украина
Мощность электрическая, МВт	45	67
Объем переработки отходов полимеров, т/сут	200	290
Перерабатывающий комплекс	4×50 т/сут	4×75 т/сут
Тип газотурбинного двигателя	2×GT-16	2×GT-25
Годовое производство электроэнергии, МВт·ч	378 000	562 800
Удельная стоимость 1 кВт установ- ленной мощности, USD	740	730
Удельные затраты, USD на 1 тонну сырья в год	475	484
Удельные эксплуатационные затраты, USD на 1 тонну сырья в год	22,3	28,2
Срок окупаемости, лет	2	1,8

6.3. Когенерация в нефтехимическом производстве [31]

На заводе компании Техасо (Роттердам) две существующие печи для первичной переработки сырой нефти с общей производительностью 30 тыс. т в сутки были переоборудованы в установку когенерации с использованием газовой турбины Rolls-Royce Avon мощностью 14 МВт. На рис. 1.23 представлена схема процесса.

Газовая турбина работает с двумя источниками топлива, один из которых – природный газ из газовой сети, а другой – водородный газ из установки риформинга нефтеперерабатывающего завода. Газовая турбина может работать либо на одном из указанных видов топлива, либо на их смеси.

Из газовой турбины 1 поступает приблизительно 78 кг/с сбросного газа к горелкам печей 6 переработки сырой нефти с температурой 470 °С. Содержание кислорода в сбросном газе составляет 15,5 об. %.

Первоначально печи работали по гравитационной системе потока нефти. В процессе модернизации и дооборудования этих печей по схеме комбинированного производства энергии они были перестроены на принудительную циркуляцию, но таким способом, что в топке печей создается небольшое разрежение. При нормальных условиях газовая турбина обеспечивает достаточное количество кислорода для печи. Тем не менее, возможна и параллельная работа вентиляторов 5.

Для обеспечения бесперебойного функционирования печи вентиляторы запускаются автоматически при сбое работы газовой турбины. Вентиляторы используются также для подачи воздуха в топку печей, когда газовая турбина не

работает. Сбросной газ поступает в печь через каналы, снабженные внешней изоляцией. Принимая во внимание высокую температуру, стенки канала изготовлены из низколегированной стали. В печах каналы разделяются на 4 секции, идущие к боковым 9 и подовым 8 горелкам печей. Каждая из двух печей имеет 20 горелок комбинированного типа для сжигания мазута или газа. Использование сбросного газа газовой турбины в качестве предварительно нагретого окислителя на 19 % снижает расход топлива в печах (от 161,0 до 130,4 МВт), что на 65 % перекрывает потребность ГТУ в топливе (КПД ГТУ – 30 %) и снижает себестоимость выработанной электроэнергии более чем в 2 раза. Установка комбинированного производства находится в эксплуатации с ноября 1982 г. Модификация печей была осуществлена в течение одного месяца. Более подробные сведения о специфике и деталях аналогичных проектов приведены в 5 главе.

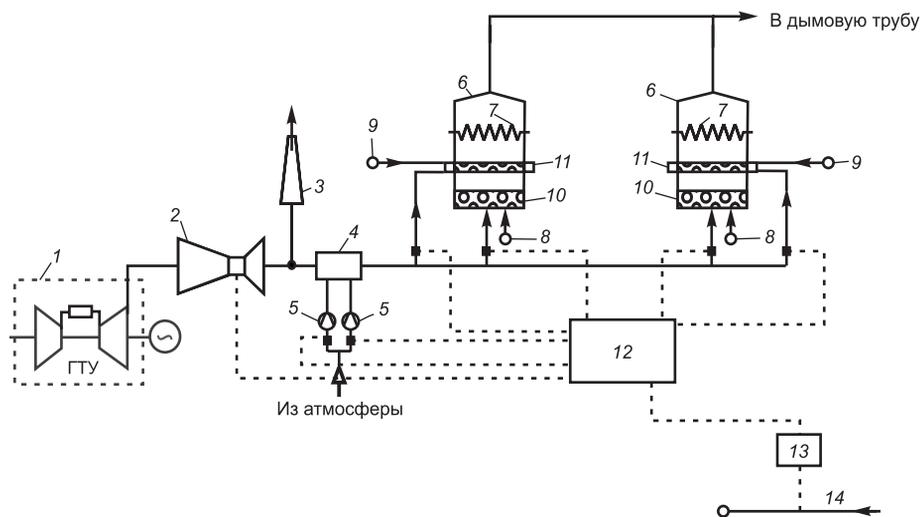


Рис. 1.23. Схема когенерационной установки Техасо [31]:

1 – ГТУ; 2 – сопло Вентури; 3 – сбросная свеча; 4 – смеситель; 5 – вентиляторы; 6 – крекинг-печь; 7 – трубная поверхность; 8 – топливо к подовым горелкам; 9 – топливо к боковым горелкам; 10 – подовые горелки; 11 – боковые горелки; 12 – система регулирования качества топливной смеси; 13 – дозатор топлива; 14 – топливная магистраль; - - - - - сигнальные линии датчиков.

6.4. Когенерация в производстве цемента [32]

На Белорусском цементном заводе (БЦЗ) в г. Костюковичи ГТУ была интегрирована в технологический процесс не по классической когенерационной схеме, а с непосредственным использованием теплоты выхлопных газов для сушки сырья. Производство цемента является крайне энергоемким – составляющая энергоресурсов в себестоимости достигает 70 %. Так, БЦЗ использует для нужд производства около 32 МВт, мощностей и 20 тыс. $\text{нм}^3/\text{ч}$ природного газа, из которых 8 тыс. $\text{нм}^3/\text{ч}$ расходуется на сушку сырья.

В 2000 году в лаборатории технологических энергоустановок научно-исследовательского института «БелГЭИ» был рассмотрен вариант обеспечения предприятия электроэнергией за счет установки двух ГТУ мощностью по 16 МВт. Экономическая привлекательность проекта заключалась в возможности использования тепла выхлопных газов ГТУ в технологическом процессе сушки сырья. Тепловая схема представлена на рис. 1.24. В ней предусмотрена возможность использования имеющейся топки в качестве камеры дожигаания. Это позволяет поддерживать необходимую для сушки сырья температуру в случае снижения электрической нагрузки ГТУ и, соответственно, снижения температуры выхлопных газов. Схема обладает достаточной эксплуатационной гибкостью, допуская автономную работу как технологической цепи (участка сушки сырья), так и самой ГТУ с выбросом отработавших газов в атмосферу.

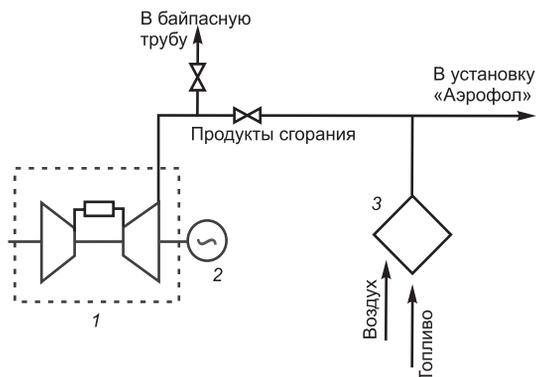


Рис. 1.24. Схема использования ГТЭ-15 для сушки сырья на БЦЗ:

1 – ГТУ; 2 – генератор; 3 – камера дожигаания.

Отработка совместных режимов работы ГТУ и сушильной печи производилась в ходе опытно-промышленной эксплуатации установки.

В состав газотурбинных энергетических установок входят:

- газотурбинный двигатель со вспомогательными системами;
- турбогенератор со вспомогательными системами;
- система автоматического управления, регулирования, контроля и защиты;
- низковольтное комплектное распределительное устройство собственных нужд.

Основные характеристики ГТУ в условиях объекта согласно техническим условиям приведены в табл. 1.27.

Таблица 1.27

Основные характеристики установки ГТЭ-15

Показатель	Величина
Мощность на клеммах генератора, МВт	16,4
КПД на клеммах генератора, %	33,1
Температура выхлопных газов на срезе газоотвода, °С	421
Расход выхлопных газов на срезе газоотвода, кг/с	71,8

В составе энергоустановки ГТЭ-15 применен универсальный газотурбинный двигатель UGT 15000, производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев), аналоги которого уже наработали почти миллион часов в составе газоперекачивающих агрегатов. Номинальная частота вращения силовой

турбины – 3000 об/мин, что позволяет использовать ее для непосредственного привода генератора. В ГТД применена низкоэмиссионная камера сгорания с сухой системой подавления выбросов вредных веществ. Параметры ГТД приведены в табл. 1.28.

Таблица 1.28

Параметры ГТД UGT 15000

Показатель	Величина
Мощность на валу силовой турбины, МВт	16,9
КПД привода, %	35,0
Суммарная степень повышения давления в компрессорах	19,6

Оборудование энергетической установки (ГТД, генератор, топливные агрегаты и комплексное воздухоочистительное устройство (КВОУ)) скомпоновано в блоках, предназначенных для наружной установки на объекте. Все помещения блоков оборудованы системами вентиляции, отопления, освещения, датчиками системы газо- и пожарообнаружения, а также трубопроводами распыления огнегасящего вещества (СО₂).

Поставка оборудования в погодозащищенных, тепло-, звукоизолирующих укрытиях позволила свести к минимуму объем капитального строительства на объекте.

Укрытие генератора проходит макетную сборку со всем электрооборудованием в заводских условиях, затем разбирается для транспортировки. Система вентиляции отсека ГТД также проходит макетную сборку на заводе. Монтаж установки на предприятии выполнен менее чем за два месяца.

При монтаже установки была произведена следующая реконструкция заводских систем:

- проложен газопровод высокого давления (3,0 МПа) от ГРС на БЦЗ;
- построен пункт подготовки газа для очистки и подогрева подаваемого к ГТУ топливного газа;
- установлено в имеющемся помещении оборудование трансформаторной подстанции 380 В с двумя независимыми линиями питания;
- установлено в имеющемся помещении комплектное распределительное устройство 10 кВ для подключения генератора ГТУ к шинам главной подстанции завода;
- смонтирован участок газохода для подачи выхлопных газов ГТУ в установку «Аэрофол».

В январе 2004 г. установка была выведена на номинальную мощность при работе на байпасную линию и прошла комплексное опробование в течение 72 часов, по результатам которого была принята в эксплуатацию. Проведены первые опыты по сбросу выхлопных газов в «Аэрофол», давшие положительные результаты.

Уже первые недели эксплуатации показали, что для завода стоимость электроэнергии, вырабатываемой установкой, оказались в два раза ниже покупной. Использование выхлопных газов для сушки сырья даже без модернизации существующего оборудования позволяет сэкономить до 30 % природ-

ного газа. В перспективе планируется провести мероприятия для достижения 100 %-го замещения тепла сжигаемого топлива теплом выхлопных газов.

7. КОГЕНЕРАЦИЯ И КИОТСКИЕ СОГЛАШЕНИЯ

7.1. Рыночные механизмы Киотского протокола

Рамочная Конвенция ООН об изменении климата (РКИК) была принята 9 мая 1992 г. и вступила в силу 21 марта 1994 г. Парламент Украины ратифицировал Конвенцию 29 октября 1996 г., и 11 августа 1997 г. Украина стала одной из сторон РКИК, то есть наше государство было включено в Приложение 1 РКИК. В настоящее время сторонами Конвенции являются 186 стран, включая все развитые страны и страны СНГ.

Конвенция призвана объединить усилия по предотвращению опасных изменений климата и добиться стабильной концентрации парниковых газов в атмосфере на относительно безопасном уровне. На Первой Конференции Сторон РКИК в 1995 г. в Берлине международное сообщество приняло решение начать поэтапные действия по ограничению роста выбросов парниковых газов в атмосферу и создать соответствующую систему эколого-экономических отношений.

В конце 1997 г. на Третьей Конференции Сторон РКИК в г. Киото был принят Киотский протокол РКИК, закрепляющий количественные обязательства как развитых стран, так и стран с переходной экономикой, включая Украину, по ограничению и снижению поступления парниковых газов в атмосферу.

Украина подписала протокол 15 марта 1999 г. Сейчас он ратифицирован 119 странами, на долю которых приходится 44,2 % мировых выбросов парниковых газов по состоянию на 1990 г.

Целью Киотского протокола является сокращение уровня выбросов в атмосферу парниковых газов, образованных в результате деятельности человека, с тем, чтобы остановить или замедлить процесс глобального потепления климата планеты. Для каждой страны протоколом установлена определенная квота выбросов в зависимости от их уровня в 1990 г. В среднем подписавшие протокол государства в 2008–2012 гг. должны продемонстрировать сокращение выбросов на 5 %. Однако на данный момент большинство из них не только не смогли добиться снижения выбросов, но и начали их наращивать. Например, Канада (квота – 94 % от уровня 1990 г.) в 1990–2000 гг. увеличила выбросы парниковых газов на 20 %.

Для Украины, как и для других стран с переходной экономикой, была установлена квота в размере 100 % (т. е. нашей стране в 2008–2012 гг. разрешено иметь такой же уровень выбросов, как и в 1990 г.). Сворачивание промышленного производства в государстве привело к небывалому сокращению выбросов парниковых газов: в 1998 г. в атмосферу выбрасывалось лишь 55 % от установленной нормы. Прогнозируется, что в 2010 г. выбросы составят около 85 % квоты. При этом, скорее всего, Украина не превысит квоты на протяжении действия Киотского протокола даже при высоких темпах экономического роста.

Киотский протокол предлагает добиваться сокращения выбросов с наименьшими затратами: по сути, все равно, в каком месте планеты это произойдет, и протокол дает возможность финансировать именно те проекты, где стоимость мер по сокращению будет наименьшей. Для этого были созданы так называемые гибкие механизмы – проекты совместного осуществления (ПСО), а также международная торговля эмиссионными квотами и механизм чистого развития [33, 34]. Украина может принимать участие в их реализации и получить при этом немалые выгоды.

Механизм совместного осуществления

Киотский протокол позволяет предприятиям, которые должны снизить выбросы парниковых газов, не делать это на своем производстве. Например, компания в Канаде не обязана модернизировать свое и без того современное производство, а может вложить сравнительно меньшие суммы в поставку новых технологий и оборудования, например, в Украину, и таким образом получить сертификат о требуемом сокращении выбросов парниковых газов. То

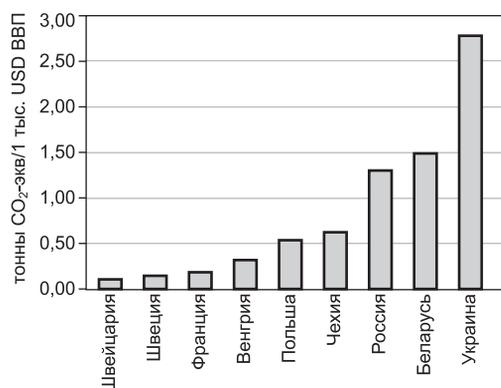


Рис. 1.25. CO₂-интенсивность ВВП некоторых стран Европы в 2001 г. [33].

есть, за инвестиции украинская компания-реципиент расплачивается не деньгами, а единицами сокращения выбросов (ЕСВ).

Украина является страной с одним из наиболее CO₂-интенсивным ВВП (рис. 1.25).

Есть основания полагать, что дешевле добиться сокращения этой интенсивности в Украине, чем в странах, где CO₂-интенсивность ВВП и без того невысока. По различным оценкам, благодаря этому механизму страны с переходной экономикой могут рассчитывать на 2,4–5,8 млрд USD денежных вливаний в период с 2008 г. по 2012 г. Наше го-

сударство, по мнению экспертов Европейского банка реконструкции и развития (ЕБРР), обладает наибольшим потенциалом для освоения этих инвестиций. Для реализации же данного потенциала Украине нужно будет создать необходимую институциональную структуру (по этому показателю наша страна занимает одно из последних мест среди центральноевропейских стран). В настоящее время подавляющее большинство предприятий не измеряют свои выбросы «у трубы», а рассчитывают их по статистическим данным о потреблении топлива. Поэтому должен быть создан специальный Регистрационный центр, ведущий учет наличия и «движения» квот. И если удастся создать прогнозируемую среду для проектов совместного осуществления, это может способствовать выгодному решению внутренних проблем: стимулировать интерес иностранных инвесторов к украинским предприя-

ям, повысить энергоэффективность, развить альтернативные источники энергии, внедрить новые технологии.

Механизм международной торговли эмиссионными квотами

Следующим по приоритетности является механизм международной торговли эмиссионными квотами. Киотский протокол определяет для каждой страны максимально допустимое количество выбросов. При этом эмиссионная квота может быть представлена в единицах установленного объема (ЕУО). В случае если страна, благодаря активным действиям по сокращению выбросов парниковых газов, имеет избыток ЕУО, она может продать их тем, кто превышает свою норму по выбросам. Участие в механизме торговли эмиссионными квотами обуславливается возможностью государства убедительно доказать сокращение выбросов, для чего требуется наличие внутренних систем учета выбросов парниковых газов. Можно сохранять ЕУО и использовать их в те периоды, когда происходит превышение квоты. Киотский протокол также предусматривает ограничение на продажу ЕУО в случае, если страна вплотную подошла к потолку своей квоты.

Страна, продающая ЕУО, должна быть уверена, что не превысит своей квоты, а также должна обзавестись инфраструктурой учета выбросов. При этом, если государство активно вовлечено в проекты совместного осуществления, оно не только получает инвестиции и технологии, а и все больше увеличивает запас свободных ЕУО, которые могут быть реализованы посредством механизма международной торговли.

Учитывая все ограничения на продажу эмиссионных квот, Украина могла бы, во-первых, их продавать в размере примерно 150 млн т CO_2 -эквивалента (рис. 1.26). При прогнозируемой цене в 10 USD за 1 т это будет равно около 1,5 млрд USD ежегодно на протяжении 2008–2010 гг.

Во-вторых, появится источник финансирования для проектов по увеличению энергоэффективности производства, развитию альтернативных источников энергии, которые будут способствовать ослаблению зависимости от импортируемых энергоресурсов.

Ратификация протокола парламентом в 2003 г. хотя и обязательное, однако недостаточное условие для максимизации Украиной выгод от участия в Киотском протоколе. Нужно также предпринять ряд шагов по созданию инфраструктуры, необходимой для полноценного участия в реализации гибких механизмов.

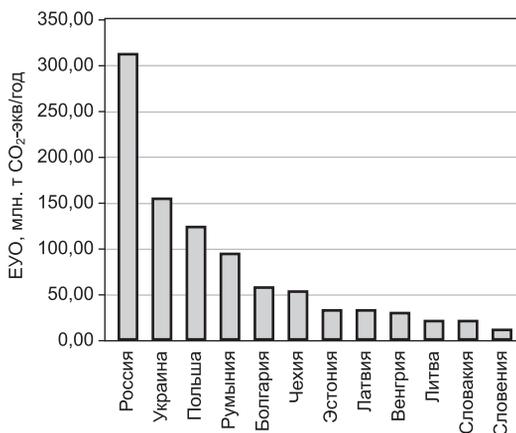


Рис. 1.26. Количество единиц установленного объема, доступных к продаже в 2008–2012 гг. (млн т CO_2 -эквивалента в год) [33].

Разработка критериев отбора и контроля за проектами совместного осуществления подведут Украину к состоянию готовности начать пилотные проекты совместного осуществления, которые уже проводятся в других центральноевропейских странах.

Комбинированное производство тепловой и электрической энергии может стать ключевым моментом в этом направлении. Эффективное использование энергии ведет к снижению выбросов вредных веществ (CO_2 , SO_2 , NO_2 и др.) в атмосферу. Комбинированное производство энергии признается как единственная и самая важная политическая цель в снижении выбросов CO_2 .

Комбинированное производство энергии является одной из немногих технологий, которые позволяют решать проблему энергоэффективности за весьма непродолжительный срок. Согласно оценкам, снижение выбросов CO_2 при производстве 1 МВт·ч электроэнергии по комбинированному циклу в сравнении с раздельным производством электрической и тепловой энергии составляет от 139 до 909 кг. В среднем это снижение CO_2 можно оценить в размере 500 кг/МВт·ч.

В октябре 1997 г. Совет Министров ЕС принял стратегию, предлагающую согласованно влиять на внедрение комбинированного производства тепловой и электрической энергии. Эта инициатива должна способствовать расширению сотрудничества в ЕС между его членами, энергосистемами и потребителями электрической и тепловой энергии и тем самым устранять барьеры в развитии этой энергосберегающей концепции.

Различные исследования оценивают технический потенциал производства электроэнергии на ТЭЦ в ЕС в размере 900–1000 ТВт·ч в год. Это примерно в 4 раза превышает количество электроэнергии, произведенной на ТЭЦ в 1994 г. Достаточно грубая оценка показывает, что полное использование этого потенциала позволит снизить выбросы CO_2 на 300 Мт в год или на 9 % от общих выбросов в странах – членах ЕС в 2010 г., оцениваемых в размере 3457 Мт.

Комбинированное производство тепловой и электрической энергии – это наиболее эффективная технология, которую можно использовать для покрытия повсеместно возрастающих потребностей в обоих видах энергии, вырабатываемых за счет сжигания органических топлив.

Когенерационные технологии предлагают один из наиболее экономичных путей сокращения выбросов CO_2 [35].

Обычные угольные электростанции характеризуются выбросами CO_2 на уровне 800 г/кВт·ч. Современные большие парогазовые станции имеют электрическую эффективность (КПД) 55 % и выбросы CO_2 на уровне 360 г/кВт·ч. Когенерационные установки обеспечивают выбросы CO_2 на уровне 250 г/кВт·ч – рис. 1.27.

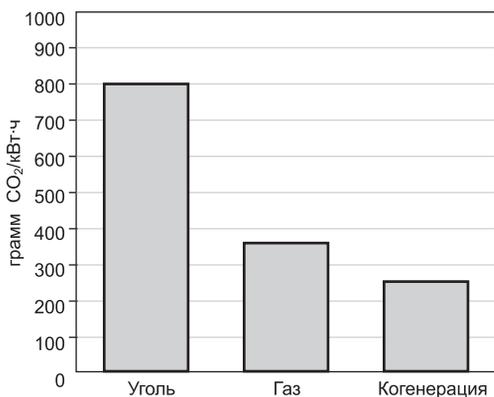
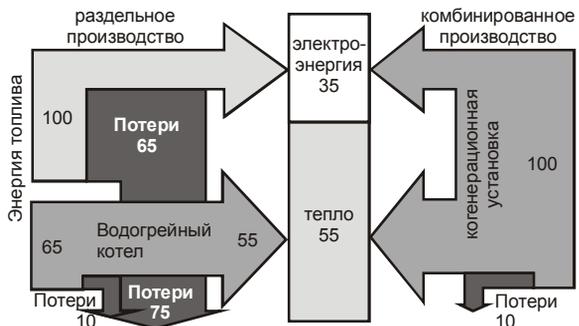


Рис. 1.27. Уровень выбросов CO_2 при производстве энергии из органических топлив [35].

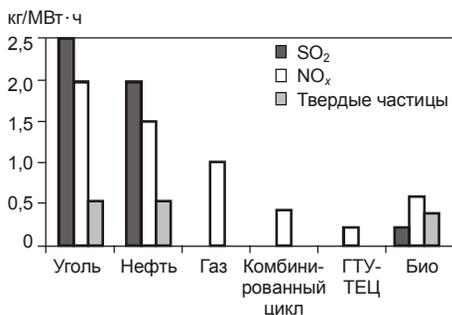
ПРЕИМУЩЕСТВА КОГЕНЕРАЦИИ



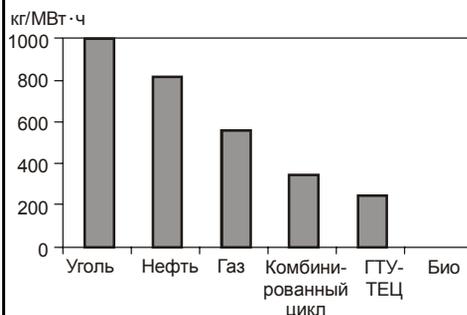
Диаграммы потоков энергии при раздельном и комбинированном производстве теплоты и электроэнергии.

Экономия топлива за счет когенерации составляет:

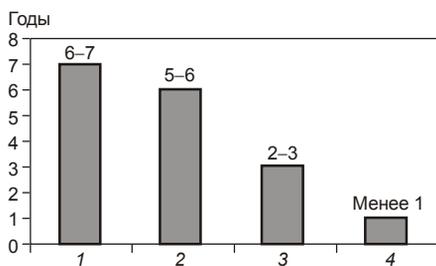
$$(165-100)/165 = 39 \%$$



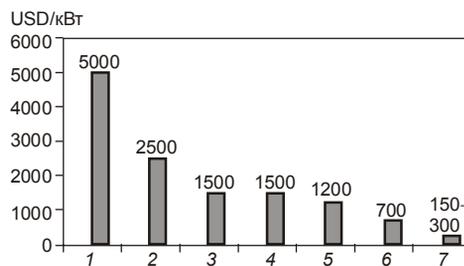
Выбросы в окружающую среду для разных технологий электрогенерирования.



Выбросы в окружающую среду CO₂ для разных технологий электрогенерирования.



Сроки ввода в эксплуатацию электрогенерирующих установок (российский опыт): 1 – АЭС; 2 – крупные паротурбинные установки (ПТУ) (мощностью более 300 МВт); 3 – крупные ГТУ (мощностью более 100 МВт); 4 – ПТУ и газотурбинные установки малой и средней мощности.



Ориентировочная стоимость 1 кВт установленной мощности (российский опыт), USD: 1 – солнечная энергетика; 2 – геотермальная энергетика; 3 – гидроэлектростанции; 4 – АЭС; 5 – крупные электростанции, работающие на угле, с паровыми турбинами; 6 – крупные ПГУ; 7 – надстройки на промышленно-отопительных котельных с паровыми турбинами малой и средней мощности.

Таким образом, уровень выбросов CO_2 когенерационной станции примерно в 1,5 раза ниже, чем выбросы централизованной газовой станции и в 3 раза ниже, чем выбросы централизованной угольной станции.

7.2. Когенерационные проекты совместного осуществления и сокращения выбросов CO_2

Украина является одной из наиболее энергоемких стран мира в результате неэффективности технологий постсоветской промышленности. По данным исследований специалистов Департамента Энергетики США энергоемкость ВВП Украины в 1997 г. составляла 34 ккал/USD, что почти в 12 раз превышает уровень США (2,9 ккал/USD) и более чем в 26 раз – Японии (1,28 ккал/USD). По данным тех же исследований энергоемкость ВВП в Украине существенно выше, чем у ее соседей – также стран переходного периода, включая Россию. В 1997 г. в Польше энергоемкость составляла 7,86 ккал/USD, Турции – 3,65 ккал/USD, Румынии – 15,5 ккал/USD, России – 15,4 ккал/USD. По энергопотреблению на душу населения Украина занимает третье место в мире.

Удельные выбросы двуокиси углерода на единицу ВВП в Украине являются также чрезвычайно высокими. Причиной этого является низкая производительность и неэффективность производства в целом. Это обусловило уровень удельных выбросов двуокиси углерода в 1997 году на уровне 2,2 т на одну тысячу USD ВВП. Для сравнения, удельные выбросы двуокиси углерода в Соединенных Штатах в 1997 году были 0,18 т на тысячу USD ВВП, в Румынии – 1,01 т, России – 1,0 т, Польши – 0,7 т, Турции – 0,23 т. В 1990 базовом году Украина занимала седьмое место в мире по выбросам углекислого газа.

Проекты совместного осуществления предназначены для внедрения совместно с иностранными партнерами, заинтересованными как в приобретении ЕСВ, так и в выгодном вложении капитала.

По данным инвентаризации выбросов парниковых газов (ПГ), которые проведены в Украине, выбросы CO_2 от сжигания органических видов топлива составляют более чем 90 % от общего объема выбросов CO_2 . Таким образом, основными мероприятиями по сокращению выбросов ПГ являются мероприятия по сокращению расходов топлива за счет повышения энергоэффективности. Некоторые из проектов для совместного осуществления на Украине приведены в табл. 1.29.

За базовый уровень выбросов ПГ, то есть уровень, с которым сравнивается рассчитанное сокращение выбросов ПГ по проекту, принято предположение относительно продолжения в будущем ситуации «без проекта» на весь период проектного жизненного цикла.

Рассмотрим некоторые из проектов.

Таблица 1.29

Некоторые проекты совместного осуществления в Украине

№ п/п	Название проекта	Стоимость проекта, тыс. USD	Сокращение выбросов CO ₂ , т	Капиталоемкость сокращения выбросов, USD/т CO ₂	Срок окупаемости, лет	Чистая прибыль, тыс. USD	Рентабельность, %
1	Утилизация сопутствующего газа на Качановском газоперерабатывающем заводе (6 МВт)	3 000	547 250	5,5	6,7	216	13,8
2	Внедрение комбинированного производства электро- и теплоэнергии на Полтавском заводе медицинского стекла (3 МВт)	1 750	362 700	4,8	4,4	1 254	21,0
3	Внедрение комбинированного производства электро- и теплоэнергии на «Баглейкокс» (12 МВт)	2 922	1 094 500	2,7	3,1	5 194	32,0
4	Внедрение комбинированного производства электроэнергии, пара и теплоэнергии на Авдеевском коксохимическом комбинате	13 000	1 469 576	6,8	3,2	15 470	30,6
5	Утилизация тепла в системе вентиляции главного корпуса на предприятии «Росава»	3 100	349 341	8,9	6,0	1 173	15,7
6	Установление системы комбинированного производства электро- и теплоэнергии на ОАО «Пивобезалкогольный комбинат «Славутич»	2 500	413 734	6,0	9,5	-302	9,0
7	Автономный источник электроэнергии на базе котельной ОАО «Днепрошина»	5 610	990 313	6,2	4,4	4 841	22,5

Комбинат «Баглейкокс», г. Днепродзержинск

На заводе ежедневно сжигается в факеле 7 тыс. м³ коксового газа. После введения в действие новой коксовой батареи объем газа увеличится на 16 тыс. м³, т. е. общий объем газа, который может быть утилизирован, вырастет до 23 тыс. м³ в час, что эквивалентно расходу 10,8 т у. т./ч. Проект предусматривает использование всего избыточного коксового газа для производства электрической и тепловой энергии для собственных технологических потребностей и населения города. В рамках проекта будет реконструирован котлоагрегат ТП-35 с повышением его производительности до 50 т/ч, установлена конденсационная паровая турбина Калужского турбинного завода (Россия) ПТ-12 с промышленным и теплофикационным отборами пара. Срок эксплуатации установленного оборудования – 20 лет.

Технические данные:

Общая мощность турбогенератора, МВт	12
Коэффициент загрузки, %	68
Производство электроэнергии, тыс. МВт·ч в год	72

Расчеты объемов необходимых инвестиций

Оценка стоимости проекта базируется на соответствующем технико-экономическом обосновании, которое было разработано Харьковским Центральным конструкторским бюро, и фактической стоимости турбогенератора Калужского завода. Объем необходимых инвестиций на установление парового турбогенератора мощностью 12 МВт и реконструкцию котлоагрегата составляет 2,92 млн USD (в том числе стоимость оборудования – 1,54 млн USD) или около 240 USD на 1 кВт установленной электрической мощности.

Расходы, выгоды и объемы снижения выбросов ПГ:

Объем инвестиций, тыс. USD	2922
Текущие эксплуатационные расходы на год, тыс. USD	288
Среднегодовые выгоды от проекта, USD	1588
Среднегодовой объем сокращения выбросов ПГ, тонн CO ₂ -эквивалента	54 726
Объем сокращения выбросов ПГ в течение жизненного цикла (20 лет), тонн CO ₂ -эквивалента	1 094 514

Согласно финансовому анализу, при стоимости ЕСВ 5 и 10 USD за тонну CO₂, чистый дисконтированный доход от внедрения когенерационной установки составит, соответственно, 7,2 и 9,8 млн USD при ставке дисконтирования 10 %.

Авдеевский коксохимический комбинат, Донецкая обл.

Технологическое оборудование на существующей ТЭЦ Авдеевского коксохимического завода (АКХЗ) практически исчерпало свой срок службы, и в следующие пять лет потребуются замена основной части этого оборудования. АКХЗ работает практически безостановочно. Для производства кокса и коксо-

вого газа (КГ), как побочного продукта, завод потребляет большое количество пара и электроэнергии. В настоящее время потребность в паре удовлетворяется путем производства его в установках сухого гашения кокса и на ТЭЦ, где КГ используется как топливо. Неиспользованный КГ выбрасывается в атмосферу или сжигается в факеле. Потребность в электроэнергии удовлетворяется собственным производством электроэнергии паровыми турбинами на ТЭЦ и покупкой электроэнергии от энергосистемы «Донбасс-Энерго». Месячное потребление технологического пара и электроэнергии относительно постоянно, а потребность завода в паре для отопления помещений зависит от времени года. Комбинированное производство значительно увеличивает количество электроэнергии и пара, которые можно получить из определенного количества топлива, в сравнении с раздельной выработкой того и другого. При наличии бесплатного топлива и относительно высоком среднегодовом коэффициенте нагрузки собственное производство электроэнергии будет дешевле, чем покупка ее от постороннего поставщика. Из всех возможных альтернатив наилучшим вариантом для АКХЗ является газотурбинная система (то есть газотурбогенератор на коксовом газе с котлом-утилизатором), потому что газовые турбины имеют достаточно высокий КПД, и они сопоставимы по стоимости с паровыми турбинами при мощности, которая необходима заводу.

Срок эксплуатации установленного оборудования 13 лет.

Технические характеристики газовой турбины при ее полной нагрузке по условиям Международной организации по стандартизации (ISO):

Мощность, кВт	16 595
Тепловая эффективность, кДж/ кВт·ч	11 513
Тепловая эффективность, ккал/ кВт·ч	2 750
Расход топлива, кг/с	1,432
Температура газов на выходе ГТД, °С	377
Расход газа на выходе ГТ, кг/с	92,5

Компания АВВ предоставила оценку расходов на приобретение одной установки, включая турбогенератор и котел-утилизатор. Дополнительные расходы должны включать расходы на подготовку площадки, фундамента, подведение коммуникаций, выполнение проектных работ, руководство проектом, подготовку кадров и пуско-наладочные работы.

Стоимость системы комбинированного производства электроэнергии и пара, млн USD,	13,25
в т. ч.:	
– турбогенератора	5,8
– котла-утилизатора	1,5
– строительно-монтажных работ, сервис и дополнительные расходы	3,95
– топливного компрессора	2,0

Расходы, выгоды и объемы снижения выбросов ПГ:

Объем инвестиций, тыс. USD	13 000
Текущие расходы в год, тыс. USD	552

Среднегодовые выгоды от проекта, тыс. USD	5975
Среднегодовой объем сокращения выбросов ПГ, тонн CO ₂ -эквивалента	113 044
Объем сокращения выбросов ПГ в течение жизненного цикла, тонн CO ₂ -эквивалента	1 469 576

Финансовый анализ показывает, что чистый дисконтированный доход от проекта составит 18,9 млн USD при цене ECB 5 USD за тонну CO₂ при ставке дисконтирования 10 %.

ОАО «Днепрошина», г. Днепропетровск

ОАО «Днепрошина» – одно из ведущих предприятий в Украине по производству шин для легковых, грузовых и сельскохозяйственных машин, является также значительным потребителем тепловой и электрической энергии. Тепловую энергию в виде технологического пара и горячей воды предприятие получает от собственных котельных, а электрическую энергию покупает по высоким тарифам в энергосистеме. В то же время предприятие имеет значительный энергетический потенциал на своих котельных, который используется неэффективно – технологический пар имеет начальные параметры больше, чем необходимо для технологии производства шин. Избыточное давление пара котельная вынуждена сбрасывать на дроссельных установках без полезного использования его энергетического потенциала. Главная идея инвестиционного проекта заключается в использовании избыточной энергетической мощности котельной в паровых турбинах для производства электроэнергии при сохранении существующего объема отпуска тепловой энергии на технологические потребности при незначительной дополнительной затрате топлива. Электрическая энергия будет, таким образом, в значительной мере сопутствующим продуктом производства тепла для технологических нужд, а дополнительные расходы топлива на производство электроэнергии будут приблизительно в 3 раза меньше, чем на электростанциях энергосистемы.

Срок службы оборудования – 20 лет.

С целью повышения эффективности работы паровой котельной, основного энергетического оборудования, а также бесперебойного обеспечения предприятия электрической энергией при условии покрытия производственных паровых нагрузок, намечено создание энергоисточника, который бы работал параллельно с существующей схемой энергоснабжения предприятия. Для этого предлагается установить две противоаварийные турбины мощностью 6 МВт каждая (ПР-6-3,4/1,0-1 и ПР-6-3,4/1,5/0,5-1).

Главные пункты проектных инвестиционных затрат следующие:

- Стоимость проектно-конструкторских работ – 100 тыс. USD.
- Стоимость оборудования – 2,6 млн USD.
- Стоимость строительно-монтажных работ – 2,4 млн USD.
- Непредвиденные расходы приняты на уровне 10 % от стоимости оборудования и строительно-монтажных работ и равняются 510 тыс. USD.

Таким образом, общие расходы по проекту составляют 5,61 млн USD. Ежегодные расходы на эксплуатацию и техническое обслуживание составляют 305,2 тыс. USD. Расчеты выполнены базируясь на уровнях цен на природный газ – 56,6 USD/тыс. м³, и на электроэнергию – 0,035 USD/кВт·ч.

Расходы, выгоды и объемы снижения выбросов ПГ:

Объем инвестиций, тыс. USD	5600
Текущие эксплуатационные расходы на год, тыс. USD	305,2
Среднегодовые выгоды от проекта, тыс. USD	2348
Среднегодовой объем сокращения выбросов ПГ, тонн CO ₂ -эквивалент	45 516
Объем сокращения выбросов ПГ в течение жизненного цикла проекта, тонн CO ₂ -эквивалент	910 313

Финансовый анализ показывает, что при ставке дисконтирования 10 % и цене ECB 5 USD за тонну CO₂, чистый дисконтированный доход составит 6,6 млн USD.

Принято оценивать влияние любого парникового газа по величине его CO₂-эквивалента, который равняется количеству углекислого газа, оказывающего такое же тепловое влияние на окружающую среду, как и данный парниковый газ. Так, например, если для углекислого газа величина CO₂-эквивалента равняется 1, то для метана (CH₄) она составляет 21, для NO₂ – 310, а для SF₆ – 23 900.

Метан является активным парниковым газом. Парниковый эффект выброса 1 кг метана в 21 раз превышает парниковый эффект выбросов 1 кг углекислого газа. Ежегодный выброс метана в атмосферу на действующих угольных предприятиях СНГ составляет 8 млрд м³ [36].

Энергетическое использование шахтного метана нейтрализует 90 % его парниковой активности, поэтому оно привлекательно не только с позиций повышения безопасности работы шахт, но также и с экологической точки зрения и поэтому получило широкое распространение в угольных отраслях многих стран мира. В России шахтный метан активно используется на шахтах Воркуты, где системами дегазации извлекается 130 млн м³ метана в год, что составляет всего 14 % от общего объема метана, который выбрасывается в атмосферу (около 900 млн м³/год). Указанный метан используется в котельных угольных шахт Воркуты для выработки тепловой энергии. Для выработки электрической энергии на шахте «Северная» используется газомоторная ТЭЦ с ГПД фирмы Caterpillar электрической мощностью 1000 кВт и тепловой мощностью 1,0 Гкал/ч. В Австралии используются 93 аналогичные установки для получения электрической энергии из шахтного метана.

Расчеты показывают, что до 75 % всей потребляемой угольными шахтами электроэнергии может быть получено за счет каптируемого метана.

Другой важнейшей областью реализации ПСО с применением газомоторных установок является использование биогаза для выработки электрической и тепловой энергии. В ближайшей перспективе объем выработки электроэнергии в результате использования биомассы может достигнуть

20 % от всех энергоресурсов. Катастрофический рост объемов бытовых отходов привел к образованию многочисленных свалок, которые гниют и в некоторых случаях заражают водоносные горизонты. В то же время бытовые свалки могут быть источником получения значительного количества электроэнергии.

Первыми ПСО в РФ, по которым заключены контракты купли-продажи квот на снижение выбросов CO₂ с Датским агентством по охране окружающей среды, являются внедрение двух парогазовых установок по 10 МВт на Медногорской ТЭЦ Оренбургэнерго и перевод двух угольных котлов на газ на Амурской ТЭЦ Хабаровскэнерго.

Одна из первых в РФ инициатив в данной области в малой и коммунальной энергетике – заявка на организацию ПСО для проекта энергосберегающих мероприятий на «Мытищенской теплосети». Он включает в себя перекладку по 5 км теплосети в год, установку по 25 ИТП в год, строительство мини-ТЭЦ 6,7 МВт и вывод из эксплуатации низкоэффективных старых котлов. Общая стоимость углеродного софинансирования составляет по предварительной оценке около 2,4 млн USD.

Парниковые газы будут покупаться по цене от 4,5 до 9 EUR за 1 т при условии, что за период 2008–2012 гг. снижение выбросов будет составлять не менее чем 500 тыс. т по эквиваленту углекислого газа. Ввиду возможности продажи так называемого «горячего воздуха», экономические показатели биоэнергетических проектов существенно улучшатся. Например, снижение эмиссии метана в атмосферу при реализации проекта использования свалочного газа на Луганском полигоне ТБО составляет за год около 70 тыс. т по эквиваленту углекислого газа, т. е. 350 тыс. т за весь период (2008–2012 гг.). При продаже «горячего воздуха» по 9 EUR за 1 т можно получить 3150 тыс. EUR, что в несколько раз выше суммарных капитальных затрат на строительство электростанции.

8. НОВЫЕ КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ СТАНЦИИ В УКРАИНЕ (после 2000 г.)

В связи с нестабильностью экономики при переходе к рыночным отношениям, отсутствием необходимой законодательной базы и недостатком инвестиций крупные энергосберегающие проекты в Украине практически не выполнялись. Однако необходимость повышения гарантированного энергообеспечения отдельных предприятий и рост цен на энергоносители способствовали привлекательности внедрения когенерационных станций на отдельных предприятиях прежде всего за счет собственных и заемных средств. Построенные после 2000 г. станции можно разделить на два типа: работающие по парогазовой технологии с подачей пара на технологические процессы предприятий или отопление и когенерационные станции, работающие параллельно с электросетью и генерирующие теплоту для собственных нужд. Первые обычно базируются на применении газотурбинных установок, вторые – газопоршневых двигателей.

Парогазовая установка Рубежанского КТК

ОАО «Рубежанский картонно-тарный комбинат» (Луганская обл.) установил газотурбинную когенерационную установку мощностью 15 МВт, которая вместе с уже работающей паровой турбиной мощностью 6,4 МВт образовала установку комбинированного цикла, вырабатывающую также пар для технологических целей.

Коэффициент использования топлива установки составляет около 90 %.

Решение о строительстве когенерационного газотурбинного энергоблока ГТЭ-15К на ТЭЦ Рубежанского КТК Заказчик принял в 2001 году.

Генеральным подрядчиком по строительству энергоблока по контракту «под ключ» являлась АК «Южтрансэнерго» (г. Запорожье), генеральным проектировщиком энергоблока – ООО «Энерготехпром» (г. Днепропетровск).

Энергоблок ГТЭ-15К на Рубежанском КТК предназначен для повышения надежности энергоснабжения и снижения энергозатрат предприятия за счет эффективного производства электрической энергии и пара энергетических параметров по когенерационному циклу.

В составе энергоблока предусмотрена установка газовой турбины ДЖ 59ЛЗ мощностью 15,4 МВт (в условиях ISO), производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев). Мощность газовой турбины определена из условия обеспечения электрических нагрузок картонно-тарного комбината с целью снижения закупки электроэнергии из энергосистемы до минимально возможного уровня.

В зависимости от режимов работы выхлопные газы после ГТУ имеют температуру 300–350 °С. При расходе 250–320 тыс. нм³/час выхлопные газы ГТУ несут более 30,0 Гкал/час тепловой энергии.

Для утилизации тепла выхлопных газов после ГТУ и выработки пара с параметрами $P = 3,9$ МПа, $T = 440$ °С предусмотрена установка парового котла-утилизатора. Параметры пара на котле-утилизаторе определены из условия использования его для выработки электроэнергии в существующей паровой турбине ПР-6-3,4/1,5/0,5-1 и последующей передачи на технологические нужды картонно-тарного комбината. Разработка и поставка котла-утилизатора осуществлена АО НТП «Укрпромэнерго» (г. Харьков).

Обеспечение энергетических параметров пара и заданной производительности котла-утилизатора осуществляется за счет сжигания дополнительного количества природного газа в подтопочных горелках, используя в качестве окислителя выхлопные газы после ГТУ.

Мощность котла-утилизатора выбрана равной производительности существующих паровых котлов БКЗ-75, установленных на ТЭЦ, из расчета обеспечения от энергоблока существующих и перспективных нагрузок Рубежанского КТК в паре на технологические нужды. Существующие паровые котлы ТЭЦ при работе энергоблока выводятся в резерв и включаются в работу в случаях длительных плановых или аварийных остановок энергоблока, а также для работы на мазуте – в случаях перебоев с подачей природного газа на ТЭЦ.

Энергоблок размещен на свободной площадке размером 36×32 м между торцом главного корпуса ТЭЦ и зданием ЗРУ-6 заводской подстанции «Картонная».

Такое размещение позволило подключить энергоблок к главным схемам существующей ТЭЦ по пару, питательной воде, выдаче электрической мощности, в полной мере использовать инфраструктуру существующего предприятия. Отвод дымовых газов от котла-утилизатора предусмотрен в существующую дымовую трубу ТЭЦ.

Обеспечение энергоблока природным газом осуществляется из магистрального газопровода через существующую ГРС, давление газа после которой повышено с 1,2 до 2,5 МПа.

Для охлаждения оборудования энергоблока запроектирован локальный оборотный цикл водоснабжения в составе двух градирен, циркуляционных насосов и трубопроводов.

Выдача электрической мощности от энергоблока производится через ГРУ-6 кВ ТЭЦ на заводскую подстанцию «Картонная».

Управление энергоблоком предусмотрено с существующего щита управления ТЭЦ, на котором дополнительно размещены щиты приборов и панели управления энергоблоком.

В первом квартале 2003 года энергоблок был введен в работу, и начиная с мая 2003 г. осуществляется его промышленная эксплуатация.

Уже в первые месяцы эксплуатации достигнуты основные проектные показатели работы энергоблока: мощность ГТУ при температуре наружного воздуха +25...–30 °С и аэродинамическом сопротивлении котла-утилизатора 3,5 кПа поддерживалась на уровне 13,0 МВт, КПД ГТУ по выработке электроэнергии составил 27,5 %.

В настоящее время стабильно поддерживаются расчетные параметры пара на котле 3,9 МПа, 440 °С в диапазоне нагрузок от 20 до 70 т/ч, что обеспечивает работу паровой турбины ПР-6-3,4/1,5/5 с нагрузкой 3–5 МВт в зависимости от паровой нагрузки предприятия.

При работе энергоблока в указанных режимах расход природного газа на ГТУ и в подпочные горелки котла соответствовал расчетным величинам. Эффективность использования тепла топлива в энергоблоке при нагрузке ГТУ 13,0 МВт и выработке 55 т/ч пара на КУП достигает 75 %, при работе энергоблока на номинальных нагрузках его КПД превысит 80 %. При ценах 2003 г. на энергоносители расчетный срок окупаемости составлял около 4 лет.

Газотурбинный энергокомплекс на ОАО «Сумское НПО им. Фрунзе»

На основе газотурбинных технологий в ОАО создан энергетический комплекс, состоящий из двух установок и обеспечивающий выработку электроэнергии и теплоты для собственных нужд:

– когенерационная установка типа ЭГТУ-16 электрической мощностью 16 МВт с водогрейным котлом-утилизатором теплопроизводительностью 21 Гкал/час, другие характеристики приведены в табл. 1.30;

– бинарная парогазовая установка ПГУ-22, схема которой представлена на рис. 1.28.

ПГУ-22 состоит из газотурбогенераторной установки номинальной мощностью 16 МВт, паротурбинной установки мощностью 4–6 МВт, оборудова-

ния вспомогательных систем и электросиловых установок. Основой является ГТД авиационного типа НК-16СТ мощностью 16 МВт конструкции АО «СНТК им. Н. Д. Кузнецова» (г. Самара, Россия). Несмотря на низкий коэффициент полезного действия ($\eta_3 = 29,0\%$ в условиях ISO), его применение оправдано, так как двигатель весьма надежный и имеет приемлемые тепловые ресурсы. ГТД имеет выносной редуктор для понижения частоты вращения ротора силовой турбины НК-16СТ с 5300 до 3000 об/мин; электрогенератор Т-20-2УЗ (ОАО «Привод», г. Лысьва, Россия) с трансформатором, системой возбуждения и синхронизации.

Таблица 1.30

Характеристики когенерационной установки ЭГТУ-16

Показатель	Величина
Мощность электрическая, МВт номинальная, МВт	16
Мощность тепловая, Гкал/ч	21
Электрический КПД, %	25
Расход воды (пара) через котел, т/ч	48,0
Температура воды/пара, К	343/388
Давление воды (пара), МПа	0,6
Коэффициент использования тепла, %	80

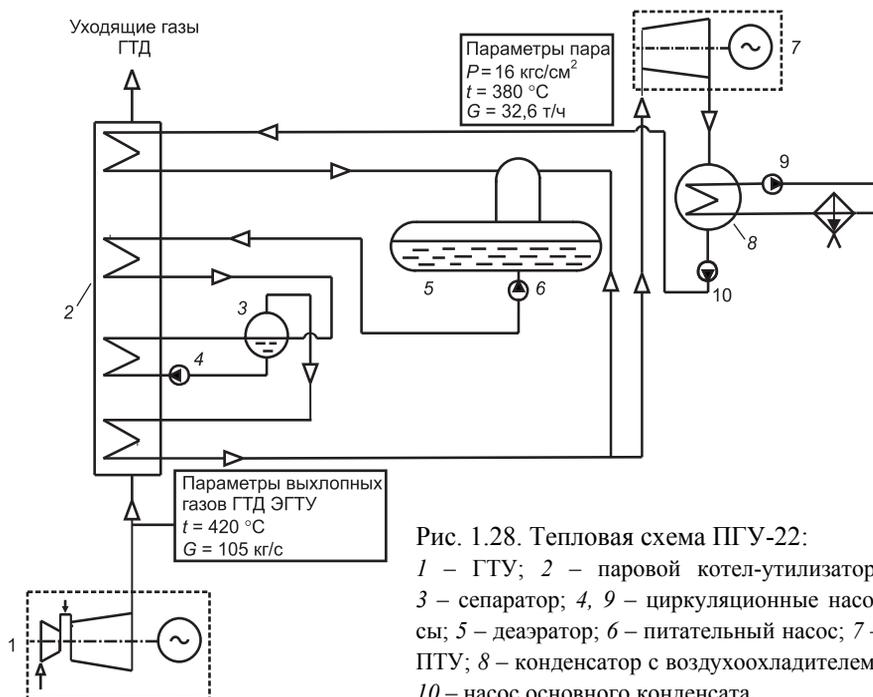


Рис. 1.28. Тепловая схема ПГУ-22:

1 – ГТУ; 2 – паровой котел-утилизатор; 3 – сепаратор; 4, 9 – циркуляционные насосы; 5 – деаэратор; 6 – питательный насос; 7 – ПТУ; 8 – конденсатор с воздухоохладителем; 10 – насос основного конденсата.

НК-16СТ допускает возможность увеличения номинальной мощности на 20 % при снижении температуры атмосферного воздуха ниже 15 °С без увеличения номинальной температуры газа перед турбиной высокого давления.

Выбросы вредных веществ в атмосферу с уходящими газами на режиме номинальной мощности не превышают:

– для окислов азота – 200 мг/нм³ (при температуре 0 °С, атмосферном давлении 0,1013 МПа и условной концентрации кислорода 15 %);

– для окиси углерода – 30 мг/нм³ (при температуре 0 °С, атмосферном давлении 0,1013 МПа и условной концентрации кислорода 15 %).

Уровни звука, создаваемые оборудованием ЭГТУ-16 в 1 м от обшивки укрытий на входе в КВОУ и на выходе из котла не превышают 85 дБ.

В качестве топлива ЭГТУ-16 используется газообразное топливо (природный газ) ГОСТ 5542. При давлении топливного газа ниже 2,0 МПа необходим дожимной топливный компрессор.

Запуск НК-16СТ автоматический.

Паровая турбина К-4-17,5 ($n = 8910$ об/мин), обеспечивающая привод генератора ТГ-62ДУЗ (ОАО «Электротяжмаш», г. Харьков) – трехступенчатая, двухпоточная: 1-я ступень – радиальная; 2-я и 3-я – осевые.

Паровой котел-утилизатор для ПГУ-22 разработан совместно со специалистами ОАО «Укрэнергочермет» (г. Харьков). Паровой котел барабанного типа выполнен газоплотным, вертикальным, с принудительной циркуляцией рабочего тела.

Перегретый пар для паровой турбины вырабатывается в котле-утилизаторе КТУ-6 собственного производства, выполненном из стандартных труб. Паровой котел-утилизатор обеспечивает:

– регулирование тепловой мощности котла в диапазоне 0–100 % с помощью устройства байпасирования, работающего в автоматическом режиме;

– работу газотурбинного двигателя в режиме «сухой» котел.

В состав ПГУ-22 также входят: система импульсного газа; общестанционная система маслоснабжения; электротехническое оборудование; система автоматического управления и регулирования; высоковольтное оборудование для выдачи электроэнергии потребителям на генераторном напряжении и трансформаторы собственных нужд.

В комплект паротурбинной установки входит следующее оборудование, устанавливаемое в капитальном укрытии или в контейнере: паровая турбина мощностью 4–6 МВт; электрогенератор Т-6-2УЗ мощностью 6 МВт; конденсатор; деаэрактор; насосы основного конденсата; питательные насосы КТУ; циркуляционные насосы КТУ; блок воздушных водоохладителей; комплект высокотемпературной арматуры; оборудование системы смазки генератора с насосными агрегатами, с маслоохладителями и маслобаком; блок агрегатов водяного охлаждения генератора; аппараты воздушного охлаждения.

Основные технические параметры ПГУ-22 приведены в табл. 1.31.

Блок управления установками размещен в отдельно стоящем здании. Системы автоматизированного управления и регулирования (САУ и Р) разработаны в ОАО на основе программно-технического комплекса фирмы GE Fanuc

(США) и компании Saturn Data International. САУ и Р обеспечивают решение всего комплекса задач управления и регулирования установками: пуск, останов и защита на всех режимах работы; определение рабочих параметров; регулирование подачи топлива, поддержание заданных режимов работы.

Таблица 1.31

Технические характеристики ПГУ-22

Показатель	Величина
<i>Газотурбогенераторная установка (ГТУ)</i>	
1.1. Привод	газотурбинный двигатель НК-16СТ
Мощность на валу силовой турбины, МВт:	
– номинальная ($t_{нв} = +15 \text{ }^\circ\text{C}$)	16
– максимальная ($t_{нв} = -7 \text{ }^\circ\text{C}$ и ниже)	19,2
Давление топливного газа ГТД, МПа	$2,4 \pm 0,1$
Расход топливного газа номинальный, кг/ч	4248
1.2. Паровой котел-утилизатор (КТУ)	
Температура пара на выходе из котла-утилизатора, $^\circ\text{C}$, не более	380
Давление пара на выходе из КТУ, МПа	1,6
<i>Паротурбинная установка (ПТУ)</i>	
2.1. Паровая турбина	
Мощность паровой турбины, МВт	4,0–6,0
Расход пара, т/ч	32,6
Давление пара на входе в ПТ, МПа	1,6

ПГУ контактного типа «Водолей» на КС Ставищенская

Первая промышленная установка «Водолей-16» находится в эксплуатации на компрессорной станции Ставищенская «Укргазпрома» (г. Богуслав, Киевская обл., Украина).

ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» разработаны оригинальные газотурбинные установки «Водолей», обладающие достоинствами установок с впрыском пара (типа STIG) при отсутствии потерь воды. Установки созданы на основе газотурбинных двигателей UGT 2500, UGT 10000, UGT 15000, UGT 25000 (рис. 1.29). Основные характеристики ПГУ типа «Водолей» представлены в табл. 1.32. По сравнению с аналогами простого цикла установки «Водолей» мощнее на 60 % и экономичней на 20 %.

Применение контактных конденсаторов исключает вынос отработанного энергетического пара вместе с выхлопными газами и значительно сокращает потери котловой воды.

Обладая высокими энергетическими параметрами, установки имеют преимущества в маловодных регионах и в экологически чистых районах, где су-

существуют жесткие ограничения на количество вредных выбросов и водяного пара в выхлопных газах. При высокой температуре наружного воздуха мощность установок может быть увеличена за счет впрыска воды на входе в двигатель. При этом обеспечивается сохранение номинальной мощности ГТД при температурах воздуха $-45 \dots +50$ °С и возврат воды в цикл.

Таблица 1.32

Основные характеристики ПГУ типа «Водолей»

Показатель	Тип установки	
	«Водолей-16»	«Водолей-25»
Тип двигателя	UGT 10000S2	UGT 15000S2
Мощность, МВт	16	25
КПД, %	42,1	41,0
Расход пара, т/ч	21	29,3
Эмиссия NO_x/CO , ppm	25/30	25/30
Температура выхлопных газов, °С	35	35

Пар, полученный в утилизационном котле, используется для получения дополнительной мощности и подавления эмиссии NO_x/CO до 25/30 ppm.

В контактном конденсаторе, установленном за котлом-утилизатором осуществляется конденсация и улавливание воды из отходящей парогазовой смеси (рис. 1.30).

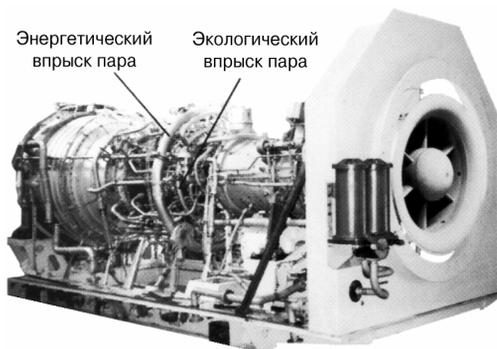


Рис. 1.29. Газотурбинный двигатель UGT 10000S2 (ДУ71Л) с подводом пара.



Рис. 1.30. Котел-утилизатор КУП 2700 с контактным конденсатором КК40.

При температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор менее 30 °С установки «Водолей» способны генерировать дополнительное количество пресной воды, образующейся в результате химической реакции сгорания топлива в двигателе.

Опытная установка «Водолей-25» успешно эксплуатируется с конца 1995 года и отработала более 10 000 часов на испытательной станции ГП НПКГ «Зорья»-«Машпроект».

Когенерация на базе ГТУ-привода на Одесском припортовом заводе

В 1999 г. ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» была произведена модернизация двух установок перекачки аммиака на Одесском припортовом заводе путем замены приводов Sobegga на установки ГТК-16 (на базе ГТД UGT 15000) с утилизацией тепла выхлопных газов в паровом котле. Эти установки являются когенерационными по сути, выдавая как механическую, так и тепловую мощность. Такой вид когенерации также имеет свою эксклюзивную нишу применения, позволяя ощутимо повысить энергоэффективность производства, использующих в технологии наряду с тепловой энергией мощные электроприводные механизмы.

Когенерационная станция в Полтавской обл.

В 1999 г. ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» ввело в эксплуатацию в Полтавской области блочную электростанцию мощностью 6 МВт с утилизацией теплоты выхлопных газов в утилизационном теплообменнике. Общий вид установки приведен на рис. 1.31.

Таким образом, суммарная установленная мощность новых комбинированных и когенерационных станций на базе ГТУ составляет немногим более 110 МВт.

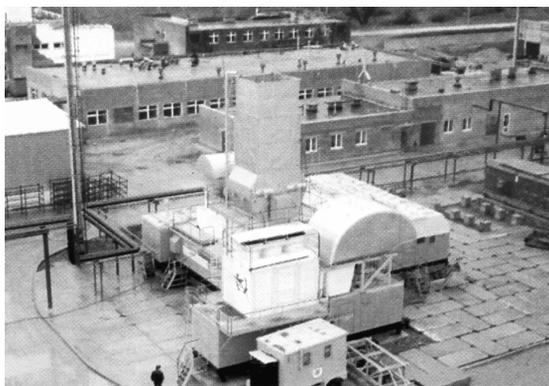


Рис. 1.31. Блочная электростанция мощностью 6 МВт с утилизацией тепла, Полтавская область.

Далее приводятся краткие описания когенерационных станций на базе ГПД.

ЗАО «Вознесенское кожевенное объединение «ВОЗКО»

Для воплощения проекта был проведен открытый международный тендер, победителем которого стала словацкая компания ELTECO. Когенерационная станция выполнена в контейнерном исполнении на базе 2-х установок PETRA 1250 IZI, укомплектованных газовыми двигателями и генераторами, системами теплообмена, распределения электроэнергии, автоматикой и вспомогательным оборудованием. Режим работы полностью автоматизирован. Электрическая мощность станции составляет 2 МВт, тепловая – 2,4 МВт. Она подключена к сети 10 кВ, возможен также островной режим работы. Станция покрывает основную электрическую нагрузку предприятия. Тепло используется в сетях технической воды на технологические нужды. Все это позволяет снизить стоимость 1 кВт·ч электроэнергии в 1,5–1,8 раза, а также сократить расходы на тепло.

Предприятия Львова и области

На ЗАО «Ензим» (дрожжевой завод) благодаря гранту правительства Голландии по проекту ОАО «Львовтеплоэлектропроект» в 2002 г. построена когенерационная станция мощностью 700 кВт на базе газопоршневого двигателя фирмы ABB-Zandig. Когенерационная установка работает надежно и эффективно. Она входит в состав энергетического цеха предприятия, в котором есть еще котельная и компрессорная.

Завершается строительство установки по производству биогаза из отходов данного предприятия. Причем количество биогаза будет достаточно для обеспечения работы как когенерационной установки, так и котельной, т. е. предприятие будет иметь полную энергетическую независимость. При этом резервирование по электроэнергии от энергосистемы предусмотрено.

На Львовской изоляторной компании подготовлена к запуску когенерационная установка мощностью 2 МВт в составе двух агрегатов производства фирмы Wärtsila; тепловая мощность составляет 2,4 Гкал/ч (эти установки раньше были размещены в котельной очистительных сооружений г. Берлина, находились там в эксплуатации лишь 300 часов и демонтированные для продажи по низкой цене в связи со срочным размещением на их месте установок по сжиганию иловых осадков).

С целью полного обеспечения Львовской изоляторной компании собственной электроэнергией выполняются работы по обоснованию строительства второй очереди когенерационной установки на базе двух газопоршневых двигателей-генераторов общей мощностью 1,26 МВт и тепловой мощностью 1,21 Гкал/ч производства ОАО «Первомайскдизельмаш».

ГПД в системе теплоснабжения г. Ивано-Франковска

7 сентября 2004 г. городское теплоснабжающее предприятие «Ивано-Франковсктеплокомунэнерго» (ГТП «ИФТКЕ») ввело в эксплуатацию собственную когенерационную установку, которая обеспечивает одновременное производство электрической и тепловой энергии. Внедрение установки является одним из энергосберегающих мероприятий программы технической реконструкции системы централизованного теплоснабжения города Ивано-Франковска, разработанной Агентством по рациональному использованию энергии и экологии (АРЕНА-ЭКО) в сотрудничестве с ГТП «ИФТКЕ». В качестве когенерационной установки в котельной на ул. Фёдоровича использован газопоршневой двигатель внутреннего сгорания с тепло-утилизатором фирмы Caterpillar максимальной электрической мощностью 1,03 МВт и максимальной тепловой мощностью 1,3 МВт. Когенерационная установка обеспечивает годовое производство около 8,0 млн кВт·ч электрической энергии, которая используется на собственные нужды теплоснабжающего предприятия, и 11,6 тыс. Гкал тепловой энергии для теплоснабжения городских потребителей.

Котельная имеет также водогрейные котлы типа КВГ-6,5 (3 шт.) для обеспечения отопления и горячего водоснабжения (ГВС) городских потребителей и областной больницы, а также паровые котлы типа ДА-800 (2 шт.) для обеспечения паром производственных нужд областной больницы. Температурный график ра-

боты системы теплоснабжения 130–70 °С, схема подключения потребителей закрытая. Отопительный сезон составляет 184 суток, продолжительность ГВС 350 суток. Годовое потребление электрической энергии на собственные нужды котельной и областной больницы колеблется в пределах 1,5–1,75 млн кВт·ч. Годовые затраты природного газа на работу ГПД составляют 2,2 млн м³.

ОАО «Смилянский сахарный комбинат» (Черкасская обл.)

На ОАО «Смилянский сахарный комбинат» установлена когенерационная станция на базе газопоршневых двигателей фирмы Jenbacher. Станция состоит из двух модулей: JMS 612 электрической мощностью 1,45 МВт, тепловой – 1,55 МВт и JMS 616 электрической мощностью 1,94 МВт, тепловой – 2,08 МВт.

Предприятию также необходимы холодильные мощности до 0,3 Гкал/ч при $t = -15$ °С и 0,3 Гкал/ч при $t = +5$ °С.

Шахта им. Засядько

В 2004 г. компания «Синапс» (г. Киев) поставила на шахту им. Засядько четыре газопоршневых двигателя с единичной электрической мощностью 3035 кВт и единичной исходной тепловой мощностью 2920 кВт в рамках выполнения совместного проекта «Синапс» и GE Jenbacher (Австрия), предполагающего поставку 22-х газопоршневых когенерационных систем JMS 620 GS-S.LC суммарной тепловой и электрической мощностью 131 МВт производства GE Jenbacher. Топливом для двигателей является шахтный газ (содержание метана не менее 25 %), что позволит избежать выброса в атмосферу метана в объемах эквивалентных 2,3–2,7 млн тонн углекислого газа в год. КИТ устанавливаемых систем составляет 84,2 %. Вырабатываемые теплоту и электроэнергию предполагается использовать для нужд производственных комплексов шахты и жилых массивов Донецка.

Гостомельский стеклозавод (Киевская обл.)

В 2004 г. фирма «Энергетический Альянс» произвела пуск работающей на природном газе ГПД-ТЭЦ на Гостомельском стеклозаводе. Когенерационные установки компании FG Wilson укомплектованы двумя газопоршневыми двигателями фирмы Perkins (Великобритания) общей электрической мощностью 2 МВт и тепловой – 2,15 Гкал/ч. Эта ТЭЦ значительно повысит энергоэффективность и снизит производственные расходы стеклозавода.

Благодаря использованию этой станции удовлетворяется примерно 57 % всех потребностей в электроэнергии и одновременно существенно снижаются затраты на энергию, в результате чего повышается конкурентоспособность основной продукция. В то же время, тепло, генерируемое когенерационной установкой, будет поступать в соседние жилые дома.

Основные технические характеристики установки приведены в табл. 1.33. Указанные параметры базируются на условии использования природного газа теплотворной способностью 34,71 МДж/м³. Технические характеристики двигателя приведены при номинальной нагрузке.

Таблица 1.33

**Основные технические характеристики
когенерационной установки FG Wilson PG1250B**

Показатель	Величина
Тепловая мощность, кВт	1250
Электрическая мощность, кВт	1000
Модель двигателя Perkins, 4-тактный, с искровым зажиганием, V-образный	4016E61TRS
Расход топлива, $\text{м}^3/\text{ч}$	265,0
Электрический КПД, %	38,9
Число цилиндров	16
Объем двигателя, л	61,12
Диаметр/ход поршня, мм	160/190
Степень сжатия	12:1
Частота вращения коленвала, с^{-1}	25
Эффективное давление, МПа	1,37
Тепловыделение системы выхлопа, кВт	665
Тепловое излучение, кВт	46
Температура выхлопа, $^{\circ}\text{C}$	495
Расход выхлопных газов, $\text{м}^3/\text{мин}$	212
Мощность собственных нужд, %	2,0
Коэффициент использования топлива, %	88

Структурная тепловая схема представлена на рис. 1.32. Газ поступает в модуль редуцирования 1 и далее в газопоршневой двигатель 2 с электрогенератором 4. Выхлопные газы двигателя подаются в систему утилизации 3, после чего с температурой 120°C поступают в стальную дымовую трубу. Охлаждение двигателя реализовано при помощи вторичного контура, в котором в качестве охлаждающей жидкости используется вода.

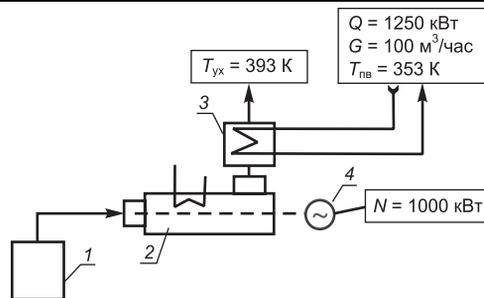


Рис. 1.32. Структурная тепловая схема когенерационной установки:

1 – модуль редуцирования газа до рабочего давления; 2 – газопоршневой двигатель; 3 – система утилизации теплоты выхлопных газов; 4 – электрогенератор.

Завод «Фиолент» (г. Симферополь)

Когенерационная установка компании Tedom в контейнерном исполнении с ГПД типа Cat 3516 сооружена на заводе «Фиолент». Максимальная элект-

рическая мощность составляет 1,03 МВт. Тепловая мощность контура охлаждения двигателя составляет 400 кВт, 477 кВт составляет тепловой потенциал пара, вырабатываемого за счет утилизации теплоты выхлопных газов ГПД. Максимальный коэффициент использования топлива 93,4 %. Электрический КПД двигателя – 37,6 %. Расход топливного газа при 100 % нагрузке – 292,1 нм³/ч. Производительность парового котла-утилизатора 750 кг/ч при температуре уходящих дымовых газов – 200 °С.

Утилизируемая мощность выхлопных газов при производстве пара – 903 кВт; максимальная утилизируемая мощность системы охлаждения двигателя 608 кВт.

Завод «Первомайскдизельмаши»

На крупнейшем в Украине предприятии по производству дизельных, двухтопливных и газопоршневых двигателей накоплен опыт эксплуатации газодизель-электрических агрегатов в режиме когенерации на собственной газодизельной электростанции. Отдельно существовавшие газодизельная электростанция и котельная объединены теплотрассой в единую систему, что позволяет утилизировать тепловую энергию, выделяемую при работе газовых двигателей – генераторов, и использовать ее для нагрева сетевой воды отопительной системы всего завода и жилого поселка. В режиме когенерации предусмотрена работа трех газовых двигатель-генераторов суммарной электрической мощностью 1,8 МВт и тепловой 2,02 Гкал/час. Коэффициент использования тепла сжигаемого топлива достигает 80 %.

О когенерационных станциях внедренных на других предприятиях известны лишь тип приводных тепловых двигателей и их электрическая установленная мощность (табл. 1.34).

Таблица 1.34

Месторасположение и мощности когенерационных установок, введенных в эксплуатацию после 2000 г.

Город, предприятие	Тип приводного двигателя	Установленная мощность (эл.), МВт
Каменец-Подольский, Теплокоммунэнерго	ПТУ	18
Львов, ТЭЦ	ПТУ	10
Пологи, Масло-экстракционный завод	ПТУ	6
Ровно, Масло-экстракционный завод	ПТ	6
Ровно, Теплокоммунэнерго	ПТУ	4
Симферополь, котельная «Залесье»	ГТУ+КУВ	2,5
Хмельницкий, Теплокоммунэнерго	ГПД+КУВ	2
Днепропетровская обл., Птицефабрика «Орель»	ГПД	2
Хмельницкий, Теплокоммунэнерго	ГПД	1
Харьков, Молочный завод	ГПД+КУВ	1
Костополь, Стеклозавод	ГПД+КУВ	0,5
Н. Каховка, Районная котельная «Таврия»	ГПД	0,7

Установленная электрическая мощность когенерационных станций на базе ГПД составляет 33,5 МВт, а на базе ПТУ – 44 МВт. Таким образом, суммарная мощность новых когенерационных станций достигает 190 МВт.

Литература

1. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. – М: Энергоатомиздат, 1982. – 360 с.
2. Pierce M. The history of cogeneration – the dawning of the age of electricity // Cogeneration and On-Site Power Production. – 2000. – July–August. – P. 26–31.
3. Перевозчиков А. О. От промышленной ТЭЦ к трансамериканской корпорации // ASEM, Spring, 1997.
4. Гутеров В. Ф., Байбаков С. А. 100 лет развития теплофикации в России.– Интернет, http://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=2200.
5. Розвиток електроенергетики Харківщини / М. І. Кривий, А. І. Бізно, А. Г. Ємець та ін.; АК «Харківобленерго». – Харків: Факт, 2004. – 328 с.
6. Борисенко А. В. Комбинированная выработка электроэнергии и тепла в Украине. Состояние и перспективы развития // Новини енергетики. – 2000. – № 10. – С. 67–72.
7. Мелентьев Л. А. Очерки истории отечественной энергетики. – М.: Наука, 1987. – 185 с.
8. Шаулов В. Ю. Теплофикация и рынок // Новости теплоснабжения. – 2003. – № 6. – С. 19–21.
9. Салихов А. А. Комбинированной выработке тепловой и электрической энергии – зеленый свет // Энергетик. – 2003. – № 2. – С. 10–14.
10. Закон України «Про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергопотенціалу» від 5 квітня 2005 року № 2509–IV // Вісник Верховної Ради України (ВВР). – 2005. – № 20. – С. 278.
11. McNeely M. Engine orders rebound nicely // Diesel & Gas turbine worldwide. – 2004. – № 10. – P. 30–48.
12. Клименко В. М. Нетрадиційні шляхи рішення проблем теплоенергетики України // Енергетика України на початку ХХІ століття. – Т. 3: Інноваційні пріоритети паливно-енергетичного комплексу України / під ред. А. К. Шидловського. – Київ: Українські енциклопедичні знання, 2005. – С. 272–280.
13. Муну В. А., Филипповский Н. Ф. Степин С. М. и др. Модернизация существующих производственных котельных в мини-ТЭЦ // Новости теплоснабжения. – 2005. – № 4. – С. 28–30.
14. Дубинин В. С., Лаврухин К. М. Комбинированная выработка тепловой и электрической энергии в котельных // Новости теплоснабжения. – 2002. – № 4. – С. 44–47. – № 5. – С. 45–49. – № 6. – С. 28–30.
15. Хайзингер К., Виттко Э. Увеличение мощности паротурбинных электростанций на природном топливе за счет перехода на комбинированный цикл // Siemens Power Journal. Специальное издание. – 1996. – № 4. – С. 10–13.
16. Воробьев И. Е., Тодорович Е. Г. Реабилитация ТЭС и ТЭЦ: пути, эффективность. – Киев: Энергетика и электрификация, 2000. – 214 с.
17. Батенин В. М., Масленников В. М., Цой А. Д. О роли и месте децентрализованных источников энергоснабжения // Энергосбережение. – 2003. – № 1. – С. 44–48.

18. Длугосельский В. И., Зубков В. Я. Надстройки водогрейных котлов газотурбинными установками // Теплоэнергетика. – 1999. – № 1. – С. 47–50.
19. Курышко Г. И. Объединение технологий газотурбинной надстройки и стадийного сжигания топлива на котельных агрегатах ТПП-312А // Энергетика и электрификация. – 1999. – № 6. – С. 23–27.
20. Борисенко А. В. Перспективные технологии генерации для ТЭЦ Украины // Энергетика и электрификация. – 2001. – № 2. – С. 2–7.
21. Булат А. Ф., Чемерис И. Ф., Перепелица В. Г., Подгуркин Д. Г. Когенерационные технологии – прогрессивный путь решения проблем энергопотребления в промышленных регионах Украины // Енергосберігаючі технології та автоматизація. – 2002. – № 2. – С. 44–46.
22. Булат А. Ф., Чемерис И. Ф. Научно-технические основы создания шахтных когенерационных комплексов. – Киев: Наукова думка, 2006. – 150 с.
23. Карасевич А. М., Семенова Е. В., Федяева О. Н., Федяев А. В. Эффективное развитие малых ТЭЦ на базе газотурбинных и дизельных энергоустановок при газификации регионов // Теплоэнергетика. – 2000. – № 12. – С. 35–39.
24. Газотурбинные теплоэлектростанции НПО «Сатурн» на районных тепловых станциях Москвы / О. В. Силаев, О. В. Брындин, В. А. Иванов и др. // Газотурбинные технологии. – 2005. – № 4. – С. 22–25.
25. Langreck J. Cogen – absorption plants for refrigeration purposes and turbine air inlet cooling // Cogeneration and on-site power production. – 2000. – № 2. – P. 46–49.
26. Кузнецов С. В. Опыт применения поршневых двигателей для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии // Новости теплоснабжения. – 2002. – № 5. – С. 50.
27. Эффективное производство энергии на компрессорных станциях магистральных газопроводов / И. Н. Карп, Р. М. Говдяк, И. М. Калапунь и др. // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2002. – № 3. – С. 12–22.
28. Бабієв Г. М. Когенерація на магістральному газотранспорті // Енергетична політика України. – 2001. – № 6. – С. 86–88.
29. Оплетаев А. В., Симонов В. Ф. О целесообразности применения ГТУ малой мощности для децентрализованного энергоснабжения производства хлора и каустической соды // Пром. энергетика. – 2004. – № 12. – С. 2–4.
30. Тимошевский Б. Г., Ткач М. Р., Головащенко А. Ф., Равич А. В. Энерготехнологический комплекс для переработки отходов термопластичных полимеров и производства электроэнергии // Расширение регионального обеспечения газотурбинными и возобновляемыми источниками: Сб. докладов. – Николаев, 2001. – С. 109–117.
31. Лугтен М. С., Гоудапфель Е. Комбинированное производство тепловой и электрической энергии в целях снижения себестоимости топлива и уровня выбросов / Рекламная информация компании Stork engineers & contractors, Амстердам. – 23 с.
32. Романов В., Склярский Д. Первая газотурбинная энерготехнологическая установка для Белорусского цементного завода // Газотурбинные технологии. – 2004. – № 2. – С. 10–12.
33. Полтавец И. Глобальное потепление: от проблемы к прибыли // Энергетическая политика Украины. – 2004. – № 2. – С. 12–15.
34. Сігал О. І., Шютте Р., Гомон В. Реалізація положень Кіотського протоколу // Монтаж + Технологія. – 2004. – № 8. – С. 18–21.

35. Гуменюк А. Е., Алтухов Е. А., Антипов И. В. Киотский протокол и инвестиции: возможности для Украины // Энергоснабжение. – 2003. – № 10. – С. 9–15.
36. Серов В. И. Использование газомоторных ТЭЦ в рамках реализации Киотского протокола по снижению выбросов парниковых газов // Малые и средние ТЭЦ. Современные решения: Матер. науч.-практ. конф. / НПО «Ростеплоснабжение». – Голицино, Московской обл.: УМЦ, 2005. – 6 с.

РАЗНОВИДНОСТИ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ВЫБОР ТЕПЛОВЫХ СХЕМ

1. НЕОБХОДИМОСТЬ ПРЕДПРОЕКТНОГО ЭНЕРГОАУДИТА

В настоящее время за рубежом в качестве энергоустановок средней и малой мощности широко применяются ГТУ, паровые турбины с противодавлением и газопоршневые двигатели (ГПД). Эти установки обычно работают в базовой части графика тепловой нагрузки, а для покрытия пиковой части используют водогрейные и паровые котлы.

Важным преимуществом теплофикационных ГТУ и ГПД небольшой мощности является возможность их блочной поставки на строительную площадку и быстрого ввода в эксплуатацию.

Малые электростанции создаются, главным образом, на базе существующих промышленных и отопительных котельных, имеющих, как правило, переменные тепловые нагрузки, сложившийся уровень эксплуатации теплогенерирующего и теплопотребляющего оборудования. При этом разработка технологической схемы установки для выработки электроэнергии по комбинированному циклу производится, как правило, индивидуально для каждого конкретного заказчика.

В общем случае комплекс работ по реализации когенерационной технологии включает в себя следующие стадии:

- энерготехнологическое обследование объекта заказчика, оценка существующего положения, прогнозирование изменений производства и потребления энергоресурсов;
- оптимизацию существующих тепловых потоков и параметров теплоносителей у потребителей тепловой энергии;
- оптимизацию баланса потребления и производства тепловой и электрической энергии, выбор количества и типов электрогенерирующих установок;
- разработку схемы привязки электрогенерирующего оборудования к тепловой и электрической схемам заказчика;
- оценку капитальных затрат на внедрение электрогенерирующих установок и сроков окупаемости;
- оптимизацию режимов эксплуатации теплоэлектрогенерирующего оборудования, а также режимов теплоэлектропотребления после внедрения автономного энергокомплекса [1].

Эксплуатация малых электростанций в течение длительного времени показала, что окупаемость затрат объектов, для которых технология производства электроэнергии разработана на основе результатов предпроектного

энерготехнологического обследования, существенно ускоряется по сравнению с объектами, для которых такое обследование выполнено не было. Следует отметить, что проводимые энергетические обследования, основной целью которых является разработка технических решений для производства электроэнергии на базе существующего теплогенерирующего оборудования, кроме основного результата, зачастую, приносят значительный эффект по суммарному снижению потребления энергоресурсов (как правило, котельного топлива и электроэнергии) за счет оптимизаций тепловой схемы, параметров теплоносителей и режимов эксплуатации теплогенерирующего оборудования.

Одним из основных элементов предпроектного энергоаудита является исследование перспектив развития энергопотребления предприятия [2]. При этом следует иметь в виду, что использование в процессе модернизации объекта разнообразных энергосберегающих мероприятий, управление потреблением энергии, усовершенствование и обновление технологических процессов на предприятии могут не только сами по себе снизить затраты, но и существенно повлиять на выбор типа когенерационной установки, состав использованного оборудования и экономичность всей системы. Поэтому энергоаудит является комплексным исследованием энергетики предприятия, результатом которого является разработка мероприятий по повышению эффективности на базе использования когенерационных технологий и других энергосберегающих технологий.

На практике широко применяются энергетические обследования двух видов: целевое и комплексное.

Целевое обследование проводится для оценки возможности внедрения существующих когенерационных технологий производства электрической энергии на обследуемом объекте. В процессе этого обследования уточняются исходные данные по тепловым нагрузкам и параметрам теплоносителей, производится предварительная оценка строительных и технологических решений. Результаты целевого обследования являются основополагающими для составления технического задания на проектирование.

Комплексное обследование имеет целью разработку комплекса энергосберегающих мероприятий, направленных на снижение затрат предприятия на приобретение топлива, электроэнергии, водоснабжение и канализацию. При проведении комплексного обследования приоритетным мероприятием является создание собственного источника электрической энергии на основе оптимизации сложившегося на предприятии баланса производства и потребления тепловой и электрической энергии. В этом случае под объект обследования разрабатывается оригинальная технология комбинированного производства тепловой и электрической энергий.

Многочисленные обследования производителей и потребителей тепловой энергии показывают, что имеется большой разрыв между эффективностью производства и эффективностью потребления тепловой энергии. Так, подавляющее большинство котельных, работающих на природном газе, имеют коэффициент использования топлива (отношение отпускаемого количества тепловой энергии к энергии использованного топлива) в пределах 0,75–0,80 и выше, в то время как коэффициент использования тепловой энергии у

потребителей (отношение количества регламентно необходимой тепловой энергии к фактически потребляемой) составляет в ряде случаев 0,3–0,6.

Таким образом, если увеличение расхода топлива, необходимое для выработки электроэнергии в когенерационной схеме, как правило, составляет 5–7 %, а экономия от уменьшения потребления тепловой и электрической энергии за счет внедрения энергосберегающих мероприятий составит 20–40 % (цифры из отчетов комплексных обследований [1]), то на предприятии будет достигнуто общее снижение потребления топлива.

Важным результатом предпроектной проработки должна явиться оценка эффективности мероприятий по внедрению когенерационных технологий.

При установке на объекте тепловых двигателей необходимо произвести определенные капиталовложения в оборудование и строительные работы. С вводом установки в эксплуатацию увеличивается расход топлива на объекте, связанный с производством нового продукта – электроэнергии, возрастают затраты на обслуживание, но уменьшаются затраты на электроэнергию для собственных нужд; в принципе, может быть получен доход от продажи избытка электроэнергии в энергосистему.

Условием эффективной работы когенерационной установки может служить следующее неравенство:

$$C_3 N_3 \tau_3 - C_T b_3 N_3 \tau_3 - a \Delta K - \Delta C_{\text{обсл}} > 0, \quad (2.1)$$

где C_3 – тариф на электроэнергию; N_3 – электрическая мощность КОУ; τ_3 – число часов использования электрической мощности установки; C_T – цена топлива; b_3 – удельный расход топлива на выработку электроэнергии; a – коэффициент отчислений, включающий реновацию, затраты на ремонт и коэффициент эффективности капиталовложений E_n , ($a = a_{\text{рен}} + a_{\text{рем}} + E_n$); ΔK – капиталовложения, связанные с созданием установки; $\Delta C_{\text{обсл}}$ – дополнительные затраты на обслуживание когенерационной установки.

Неравенство (2.1) получено при условии, что тепловые показатели объекта после его модернизации остались без изменения.

При разработке технологического предложения на реализацию когенерационной установки на каждом конкретном объекте ключевым вопросом является выбор типа энергетического теплового двигателя и обеспечение установки топливом. Существует практически 2 направления использования газотурбинных и газопоршневых тепловых двигателей (ТД), а также паровых турбин в когенерационных схемах:

- установка ТД сравнительно небольшой мощности совместно с котлами-утилизаторами (водогрейными КУВ или паровыми КУП) как в районных котельных и ТЭЦ, так и на промышленных объектах;
- использование ГТУ практически любой мощности совместно с паровыми турбинами в парогазовых циклах на ТЭЦ или в качестве самостоятельных энергоисточников на новых площадках и промышленных объектах.

При использовании ГТУ с котлами-утилизаторами независимо от места их размещения следует учитывать ряд специфических условий. Одним из них является определение вида основного и резервного топлива. Природный газ выделяется на объекты теплоэлектроснабжения при обязательном наличии резервного топлива, либо газоснабжение должно производиться от двух независи-

мых источников газа. Как показал многолетний опыт работы ВНИПИэнергопрома, последнее условие практически не может быть обеспечено, что требует использования в качестве резервного топлива мазута, а в последнее время – твердого топлива. При этом для газомазутных котельных и ТЭЦ потребление мазута составляет 25 % (и более) расходуемого топлива, в основном в период низкой температуры наружного воздуха. Вопрос обеспечения ГТУ газом в течение года имеет для когенерационной установки первостепенное значение. В любом случае теплоисточник должен быть обеспечен резервным топливом для осуществления надежного и бесперебойного теплоснабжения. В случае уменьшения подачи газа на КОУ возможна остановка ГТУ (если не предусмотрено резервное жидкое топливо) или перераспределение газа между двигателями и котлами с частичным или полным переводом котлов на резервное топливо (мазут, уголь). Выбор того или иного варианта определяется технико-экономическим анализом.

Применение КУВ с дожиганием обеспечивает теплоснабжение потребителей вне зависимости от режима работы ТД, позволяет вывести из работы устаревшее энергетическое оборудование (котлы), допускает работу как в утилизационном, так и в автономном (с остановленным двигателем) режиме, обеспечивает высокоэкономичный маневренный режим работы энергетической надстройки. Поэтому использование котлов-утилизаторов с дожиганием вместо экономайзерных поверхностей в большинстве случаев является предпочтительным.

Известны различные схемы ПГУ, освоенные в отечественной и зарубежной энергетике: ПГУ с высоконапорным парогенератором (котлом-утилизатором) и ГТУ, работающей на газе или дизельном топливе; ПГУ сбросной схемы (с энергетическим паровым котлом), предусматривающие работу газовой ступени на газе или дизельном топливе, а паровой – на любом виде топлива; ПГУ утилизационной схемы с котлом-утилизатором (и возможно с дожиганием топлива перед КУ), использующие природный газ, газотурбинное или дизельное топливо.

В настоящее время развитие ПГУ за рубежом осуществляется преимущественно по бинарному циклу (ПГУ с КУ) с использованием только природного газа. Именно такие схемы, предусматривающие максимальную газотурбинную мощность и температуру газа за турбиной, обеспечивают практически наивысший КПД цикла, что делает их наиболее привлекательными из всех применяемых схем ПГУ.

В теплофикации эффективность ПГУ утилизационного типа или ПГУ сбросной схемы по удельному расходу топлива практически равноценны. Что касается выработки электроэнергии на тепловом потреблении, то она для ПГУ с КУ выше на 20–30 % по сравнению с этим показателем сбросной схемы. По существу, выбор схемы ПГУ связан с использованием на ТЭЦ нескольких видов топлива: газ–мазут, газ–уголь и т. д. Именно это положение предопределяет применение в теплофикации сбросных схем ПГУ, позволяющих обеспечить надежное теплоснабжение вне зависимости от работы газовых турбин и использование в котлах твердых топлив. Как правило, для ТЭЦ, имеющих обязательное резервное топливо, предполагается использование ПГУ со сбросом уходящих газов в котел и возможностью независимой работы паровой ступени. Паровые котлы, работающие по этой схеме, нуждаются в модернизации.

Основными показателями энергетической эффективности различных схем ПГУ являются: удельные расходы топлива на отпущенную электроэнергию при работе в конденсационном и теплофикационном режимах, удельный расход топлива на отпущенное тепло, удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении (часовая и среднегодовая), коэффициент собственных нужд.

Среди всех типов ПГУ-ТЭЦ наибольшую удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении имеют ГТУ с КУ без дополнительного сжигания топлива за газовой турбиной. Для этих установок кратность удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении (и, следовательно, установленной электрической мощности) в среднем по отдельным группам оборудования составляет: 1,5 – по отношению к отопительным ТЭЦ на давление 24 МПа (паровые турбины Т-250-240); 2,2 – по отношению к отопительным ТЭЦ на давление 13 МПа; 2,4 – по отношению к промышленным ТЭЦ на давление 13 МПа и отопительным ТЭЦ на давление 9 МПа; 3,1 – по отношению к промышленным ТЭЦ на давление 9 МПа; 3,8 – по отношению к отопительным ТЭЦ на давление ниже 9 МПа и 4,5 – по отношению к промышленным ТЭЦ на давление ниже 9 МПа. Необходимо отметить, что при замещении паротурбинных установок ТЭЦ с противодавлением (типа Р) кратность увеличения удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении составляет 5–8 (большее значение соответствует более низким параметрам пара замещаемых паротурбинных установок).

На показатели эффективности существенное влияние оказывают начальные параметры пара ПГУ. В определенных пределах с их ростом экономичность ПГУ увеличивается. Кроме того, с ростом параметров увеличивается удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении. При значительной доле конденсационной мощности учет этого обстоятельства оказывает существенное влияние на технико-экономические показатели ПГУ.

ГТУ в парогазовых установках работают на благородных видах топлива: природном газе или жидком топливе улучшенного качества – дизельном или газотурбинном. Причем последнее перед поступлением в ГТУ должно быть очищено от содержащихся солей. Сжигание в этих установках топочных мазутов, даже при их очистке, не освоено. Однако ориентация на длительное сжигание в ГТУ жидких видов топлива, ввиду их большей стоимости и ограничения поставок, должна быть исключена. В ряде случаев жидкое топливо (дизельное или газотурбинное) можно рассматривать как аварийное или резервное. Поэтому в качестве основного топлива для ГТУ следует использовать природный газ, а в будущем, после промышленного освоения газификации твердого топлива, – получаемые искусственные газы (см. главу 3).

2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Прежде чем приступить к описанию тепловых схем когенерационных установок, дадим определение наиболее важным показателям, облегчающим сравнение альтернативных вариантов тепловых схем.

Тепловую эффективность установки с комбинированной выработкой электрической и тепловой энергии часто характеризуют полным (суммарным) коэффициентом полезного действия, который также называют коэффициентом использования теплоты топлива (Кит). Он представляет собой отношение выработанной установкой электрической и тепловой энергии к энергии затраченного топлива; в единицах мощности записывается как

$$\text{Кит} = \frac{N_э + Q_п}{Q}, \quad (2.2)$$

где $N_э$ – полезная электрическая мощность установки, равная электрической мощности на клеммах генератора за вычетом электрической мощности, используемой на собственные нужды; $Q_п$ – полезная тепловая мощность, передаваемая потребителю; Q – мощность сжигаемого топлива.

Для простейшей когенерационной схемы с ГТУ и пассивным КУ:

$$\text{Кит} = \frac{N_э}{Q_{дв}} + \frac{Q_п}{Q_{дв}} = \eta_э + \eta_т, \quad (2.3)$$

где $\eta_э$ – КПД по выработке электрической энергии, численно равный электрическому КПД автономно работающей ГТУ с электрогенератором, а $\eta_т$ – КПД по выработке тепловой энергии:

$$\eta_э = \frac{N_э}{Q_{дв}}, \quad (2.4)$$

$$\eta_т = (1 - \eta_э) \cdot \eta_к^{\text{пас}}, \quad (2.5)$$

где $Q_{дв}$ – тепловая мощность топлива, сжигаемого в камере сгорания двигателя; $\eta_к^{\text{пас}}$ – коэффициент полезного действия пассивного котла-утилизатора, определяемый по соотношению:

$$\eta_к^{\text{пас}} = \frac{\Theta' - \Theta_{\text{yx}}}{\Theta' - t_{\text{н.в}}}. \quad (2.6)$$

Здесь Θ' и Θ_{yx} – температуры выхлопных газов двигателя на входе в котел-утилизатор и на выходе из него, соответственно; $t_{\text{н.в}}$ – температура наружного воздуха.

Для когенерационной установки с дожиганием топлива

$$Q = Q_{дв} + \Delta Q_к, \quad (2.7)$$

где $\Delta Q_к$ – тепловая мощность топлива, сжигаемого перед котлом-утилизатором для стабилизации его тепловой мощности при изменении $t_{\text{н.в}}$ или для увеличения тепловой мощности КУ (например, в отопительный период).

Очевидно, что при этом $\frac{N_э}{Q_{дв} + \Delta Q_к} \neq \eta_э$. Приведенное указывает на то, что в определении Кит (2.2) отсутствует формальная связь КПД по выработке

электрической и тепловой энергии с процессом их комбинированной выработки, т. е. составляющие в формуле (2.3) следует рассматривать лишь как доли выработанных видов энергии в энергии топлива. Распределение затрат топлива на выработку этих видов энергии, как неоднократно указывалось, можно получить только на основе принятия одного из существующих (или нормативно утвержденных) методов разделения затрат. Известны физический, пропорциональный (метод ОРГРЭС), эксергетический, диспетчерский и другие методы. Метод разделения существенно влияет на результаты расчета показателей экономичности установок. Вместо ранее использовавшегося в энергетике физического метода на электростанциях в настоящее время применяется пропорциональный метод. В его основу положен принцип разделения расхода топлива на ТЭЦ, при котором КПД по выработке видов энергии пропорциональны КПД при их отдельной выработке (на КЭС и в котельных). В этом методе коэффициент пропорциональности составляет $\eta_{КЭС}/\eta_{кот} = \eta_s/\eta_r = 0,45 \div 0,52$. При анализе энергетической эффективности альтернативных когенерационных схем можно использовать также метод разделения затрат топлива описанный ниже.

Другим показателем экономичности КОУ является коэффициент экономии топлива

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{разд}} - Q_{\text{ког}}}{Q_{\text{разд}}}, \quad (2.8)$$

который характеризует снижение расхода топлива на производство тепловой и электрической энергии при когенерации по отношению к расходу топлива при раздельном производстве тех же количеств энергии.

Для случая, когда когенерационная установка создается на базе модернизации существующего объекта генерирования тепловой энергии, например, путем надстройки котла в системе теплоснабжения, одним из показателей эффективности создаваемой КОУ может служить коэффициент перерасхода топлива

$$\beta = \frac{Q_{\text{ког}} - Q_{\text{к}}}{Q_{\text{к}}}, \quad (2.9)$$

который характеризует степень увеличения расхода топлива на КОУ по сравнению с расходом топлива в базовом теплогенерирующем агрегате.

При проектировании когенерационной установки приведенные выше коэффициенты эффективности вычисляются с учетом реальных характеристик замещаемого оборудования и оборудования, входящего в состав КОУ. В наиболее общем варианте когенерационная установка включает котел-утилизатор с дожиганием топлива, а в тепловом балансе двигателя учитывается теплота, отводимая в систему охлаждения двигателя. Дожигание обеспечивает дополнительную тепловую мощность $\Delta Q_{\text{к}}$, необходимую для получения тепловой мощности когенерационной установки $Q_{\text{п}}$, которая должна быть равна тепловой мощности замещаемого котла.

С учетом теплоты, отбираемой в системе охлаждения двигателя, сбросная теплота его уходящих газов, используемая в котле-утилизаторе, определяется равенством

$$Q_{\text{сбр}} = (1 - k)Q_{\text{дв}} - N_{\text{э}}, \quad (2.10)$$

а тепловая мощность котла-утилизатора с дожиганием – соотношением

$$Q_{\text{п}} = [(1 - k)Q_{\text{дв}} - N_{\text{э}} + \Delta Q_{\text{к}}] \eta_{\text{к}}^{\text{дож}}, \quad (2.11)$$

где $k = \frac{Q_{\text{охл}}}{Q_{\text{дв}}}$ – доля теплоты, отводимой в систему охлаждения, в энергии топлива, сжигаемого в двигателе; $\eta_{\text{к}}^{\text{дож}}$ – КПД котла-утилизатора в режиме дожигания.

Таким образом, котел-утилизатор с дожиганием может заменить стандартный котел с КПД $\eta_{\text{к}}$ мощностью

$$Q_{\text{к}} = [(1 - k)Q_{\text{дв}} - N_{\text{э}} + \Delta Q_{\text{к}}] \eta_{\text{к}}^{\text{дож}} / \eta_{\text{к}}. \quad (2.12)$$

С учетом изложенного уравнения (2.2), (2.8) и (2.9) приобретают следующий вид:

$$\text{Кит}^{\text{дож}} = \eta_{\text{к}}^{\text{дож}} + [(1 - \eta_{\text{к}}^{\text{дож}}) \eta_{\text{э}} - k \eta_{\text{к}}^{\text{дож}}] \cdot \frac{1}{1 + \frac{\Delta Q_{\text{к}}}{Q_{\text{дв}}}}, \quad (2.13)$$

$$\varepsilon^{\text{дож}} = 1 - \frac{1 + \frac{\Delta Q_{\text{к}}}{Q_{\text{дв}}}}{1 + \left(1 - \eta_{\text{э}} - k + \frac{\Delta Q_{\text{к}}}{Q_{\text{дв}}}\right) \frac{\eta_{\text{к}}^{\text{дож}}}{\eta_{\text{к}}}}, \quad (2.14)$$

$$\beta = \frac{\eta_{\text{э}} + k + \left(\frac{\eta_{\text{к}}}{\eta_{\text{к}}^{\text{дож}}} - 1\right) \left(1 + \frac{\Delta Q_{\text{к}}}{Q_{\text{дв}}}\right)}{1 - \eta_{\text{э}} - k + \frac{\Delta Q_{\text{к}}}{Q_{\text{дв}}}}. \quad (2.15)$$

Как следует из уравнения (2.14), коэффициент экономии топлива ε возрастает при уменьшении дожигания топлива в котле-утилизаторе, потерь теплоты от охлаждения двигателя и его КПД, а также при увеличении мощности двигателя и КПД котла-утилизатора.

В то же время, коэффициент перерасхода топлива в когенерационной установке β снижается при увеличении мощности дожигаемого топлива. Это объясняется тем, что при этом компенсируется дефицит теплоты, получаемой от теплового двигателя, доводя ее суммарное количество (от когенерационной установки в целом) до уровня базового котла. Поэтому увеличение количества дожигаемого топлива означает уменьшение мощности применяемого теплового двигателя, т. е. при $\Delta Q_{\text{к}} \rightarrow Q_{\text{к}}$, $Q_{\text{дв}}$ и $N_{\text{э}}$ согласно равенству (2.12) и β согласно уравнению (2.9) стремятся к нулю.

При выводе уравнения (2.15) не учитывалась необходимость соблюдения баланса расходов дымовых газов когенерационной установки и базового котла, если последний используется в качестве котла-утилизатора в когенерационной установке. Поэтому надстраиваемый котел может не пропускать продукты сгорания двигателя и подпитываемый воздух в количестве, необходимом для соблюдения теплового баланса когенерационной установки и базового котла. Это в определенной степени ограничивает диапазон параметров, в пределах которого следует выбирать оборудование для когенерационной установки.

Если рассматривается схема КОУ без дожигания ($\Delta Q_k = 0$, а $\eta_k^{\text{дож}} = \eta_k^{\text{пас}}$), то уравнения (2.13)–(2.15) принимают вид:

$$\text{Кит} = \eta_k^{\text{пас}} + (1 - \eta_k^{\text{пас}})\eta_3 - k\eta_k^{\text{пас}}, \quad (2.16)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{1}{(1 - \eta_3 - k) \frac{\eta_k^{\text{пас}}}{\eta_k}}}, \quad (2.17)$$

$$\beta = \frac{1}{(1 - \eta_3 - k) \frac{\eta_k^{\text{пас}}}{\eta_k}} - 1 = \frac{1}{\varepsilon} - 2. \quad (2.18)$$

В такой форме уравнения для определения Кит, ε , и β применяются для анализа эффективности когенерационных установок с использованием ГПД, в которых применять дожигание в продуктах сгорания двигателя невозможно из-за малого содержания в них кислорода (коэффициент избытка воздуха в ГПД обычно ниже 2,2).

В некоторых случаях в схемах КОУ с использованием газотурбинного двигателя можно пренебречь потерями теплоты на охлаждение ($k = 0$), а КПД котла-утилизатора с дожиганием может быть принят равным КПД замещаемого котла $\eta_k^{\text{дож}} = \eta_k$. Тогда

$$\text{Кит}^{\text{ГТУ}} = \eta_k + (1 - \eta_k) \cdot \frac{\eta_3}{1 + \frac{\Delta Q_k}{Q_{\text{дв}}}}, \quad (2.19)$$

$$\varepsilon^{\text{ГТУ}} = \frac{1 - \eta_3}{2 - \eta_3 + \frac{\Delta Q_k}{Q_{\text{дв}}}}, \quad (2.20)$$

$$\beta^{\text{ГТУ}} = \frac{\eta_3}{1 - \eta_3 + \frac{\Delta Q_k}{Q_{\text{дв}}}}. \quad (2.21)$$

Критерием, достаточно полно характеризующим тепловую экономичность газотурбинной блок-ТЭЦ, считается удельная экономия теплоты топлива

$$q_{\text{эк}} = \frac{Q_{\text{эк}}}{Q_{\text{п}}}. \quad (2.22)$$

Это равенство аналогично уравнению (2.8) с тем отличием, что экономия топлива

$$Q_{\text{эк}} = (Q_{\text{кот}} + Q_{\text{КЭС}}) - Q_{\text{ког}}, \quad (2.23)$$

получаемая при замещении котельной и КЭС когенерационной установкой, относится не к суммарному расходу топлива базового (замещаемого) оборудования ($Q_{\text{кот}} + Q_{\text{КЭС}}$), а к выработанной теплоте. Если используется КОУ на базе газотурбинной установки с пассивным котлом-утилизатором, то равенство (2.22) легко приводится к виду

$$q_{\text{эк}} = \frac{1}{\eta_{\text{кот}}} - y_3^T \left(\frac{1}{\eta_b} - \frac{1}{\eta_{\text{КЭС}}} \right), \quad (2.24)$$

где $\eta_{\text{кот}}$ и $\eta_{\text{КЭС}}$ – КПД замещаемых котельной и КЭС; η_b – КПД автономно работающей ГТУ.

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении – один из основных параметров, характеризующих паротурбинную ТЭЦ

$$y_3^T = \frac{N_3}{Q_{\text{п}}}. \quad (2.25)$$

Как следует из равенства (2.24), удельная экономия теплоты топлива тем выше, чем ниже КПД замещаемых котельной и КЭС (т. е. чем более устаревшее оборудование модернизируется), чем выше КПД примененной ГТУ и чем меньше выработка электрической энергии на тепловом потреблении.

Для простейшего варианта когенерационной установки (с использованием пассивного котла-утилизатора и при отсутствии потерь на охлаждение двигателя) между коэффициентом использования топлива и удельной выработкой электроэнергии на тепловом потреблении можно установить следующее соотношение

$$\text{Кит}^{\text{пас}} = \eta_b \left(1 + \frac{1}{y_3^T} \right), \quad (2.26)$$

получаемое из уравнения (2.3) с учетом равенств (2.4), (2.25) и $Q = Q_{\text{дв}}$.

Возвращаясь к методам разделения затрат топлива в КОУ на выработку электрической и тепловой энергии, обозначим $\eta_3^{\text{ког}}$ и $\eta_T^{\text{ког}}$ – КПД выработки электрической и тепловой энергии в процессе когенерации, соответственно, и свяжем их балансовым уравнением

$$\eta_3^{\text{ког}} = \frac{N_3}{Q_{\text{дв}} - Q_{\text{п}}/\eta_T^{\text{ког}}}, \quad (2.27)$$

где $Q_{п}/\eta_{г}^{ког}$ – тепловая мощность топлива, сжигаемого в отдельно работающем стандартном котле с КПД $\eta_{к} = \eta_{3}^{ког}$, необходимая для выработки теплоты, равной $Q_{п}$. Видно, что $\eta_{3}^{ког}$ зависит от степени утилизации (полезного использования) теплоты выхлопных газов двигателя и не является электрическим КПД автономно работающей электрогенераторной группы.

Из уравнения 2.27 путем несложных преобразований можно получить зависимость

$$\frac{1}{\text{Кит}} = \frac{1}{\eta_{3}^{ког}} \cdot \chi + \frac{1}{\eta_{к}} \cdot (1 - \chi), \quad (2.28)$$

где $\chi = N_3 / (N_3 + Q_{п})$ – доля электрической энергии в суммарно отпускаемой потребителю электрической и тепловой энергии.

С учетом тривиальных соотношений

$$\frac{123}{\eta_{3}^{ког}} = b_3^к, \quad (2.29)$$

$$\frac{123}{\eta_{г}^{ког}} = b_{г}^к, \quad (2.30)$$

уравнение (2.28) дает распределение удельных расходов условного топлива по видам энергии при их комбинированной выработке:

$$\frac{123}{\text{Кит}} = b_3^к \cdot \chi + b_{г}^к \cdot (1 - \chi), \quad (2.31)$$

где 123 (г у. т./кВт·ч) – удельный расход условного топлива на выработку кВт·ч энергии с КПД 100 %; $b_3^к$ и $b_{г}^к$ – удельные затраты топлива на выработку кВт·ч отпускаемой потребителю электрической и тепловой энергии, соответственно, при когенерации.

На рис. 2.1 отображена взаимосвязь между $\eta_{3}^{ког}$ и $\eta_{к}$ при различных значениях Кит и χ . На графике помимо осей координат $\eta_{3}^{ког}$ и $\eta_{к}$ нанесена и ось значений Кит, которая строится таким образом, чтобы в любой ее точке величины $\eta_{3}^{ког} = \eta_{к} = \text{Кит}$. Поэтому она, является как бы началом координат семейств кривых $\chi = \text{const}$, сопряженных с соответствующим значением Кит. Любая точка на этих кривых, определяет пару величин $\eta_{3}^{ког}$ и $\eta_{к}$, удовлетворяющих уравнению (2.28) для данных Кит и χ . При выборе пары величин $\eta_{3}^{ког}$ и $\eta_{к}$ выполняется, по сути, процедура распределения топлива по видам производимой энергии. А это, в свою очередь, является необходимым условием выбора оптимального варианта по энергетической эффективности из ряда альтернативных для конкретного объекта.

В литературе достаточно подробно рассмотрены различные методы распределения расходов топлива по видам энергий применительно к ТЭЦ. До 1998 г. в Украине для этой цели использовался, главным образом, физический метод, а с 1998 г. – пропорциональный. Переход на пропорциональный метод был обусловлен необходимостью снижения цены на отпускаемую

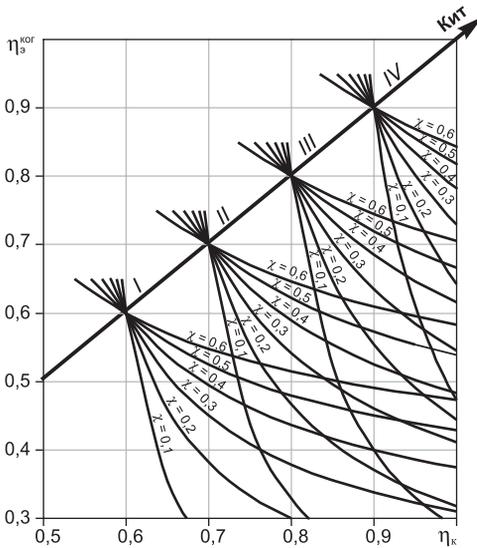


Рис. 2.1. Взаимосвязь между $\eta_{\text{э}}^{\text{ког}}$ и $\eta_{\text{к}}$ при различных значениях параметров χ и $K_{\text{ит}}$ когенерационной установки, производящей тепловую энергию в виде пара или горячей воды:
 I – $K_{\text{ит}} = 0,6$; II – $K_{\text{ит}} = 0,7$; III – $K_{\text{ит}} = 0,8$; IV – $K_{\text{ит}} = 0,9$.

чина расхода условного топлива на выработку тепловой энергии – постоянна и равна той, которая имеет место на данном предприятии при производстве только тепловой энергии. Это условие вполне правомерно и логически следует из основной цели преобразования базовой теплогенерирующей установки в когенерационную, а именно – получения более дешевой электрической энергии при сохранении по крайней мере неизменными базовых показателей в теплогенерирующей части КОУ. Подставив значения $K_{\text{ит}}$ из уравнения (2.16) при условии $k = 0$, а также значение

$$\chi = \frac{N_3}{N_3 + Q_{\text{п}}} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{\eta_{\text{э}}} - 1\right) \eta_{\text{к}}^{\text{пас}}}$$

в уравнение (2.31), получим для КОУ с пассивным котлом-утилизатором более удобное для практического использования выражение

$$b_3^{\text{к}} = \frac{123}{\eta_{\text{э}}} - b_{\text{т}}^{\text{к}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{э}}} - 1\right) \eta_{\text{к}}^{\text{пас}}. \tag{2.32}$$

потребителю тепловую энергию путем уменьшения расчетного расхода топлива при ее производстве на ТЭЦ.

Любой из методов распределения удельных расходов топлива по видам энергий не является универсальным и, тем более, абсолютным, а выбор одного из них диктуется необходимостью решения конкретной практической задачи. Такой задачей при энергетической надстройке теплогенерирующего оборудования для конкретного предприятия газотурбинными или газопоршневыми двигателями, является выбор энергетически и экономически наиболее эффективного варианта, обеспечивающего потребителей тепловой энергией требуемого качества и в необходимом количестве. Оценку эффективности в этом случае целесообразно осуществлять путем сравнения удельных расходов условного топлива на производство электрической энергии при условии, когда в альтернативных вариантах расчетная величина

Первый член правой части этого уравнения показывает удельный расход топлива b_3 на выработку электроэнергии с примененным в КОУ двигателем, работающим в автономном режиме, а второй член – снижение этого расхода на выработку того же количества электроэнергии в когенерационной установке.

С учетом равенства (2.30) и условия обеспечения когенерационной установкой эффективности производства тепловой энергии на уровне базовой котельной равенство (2.32) принимает вид

$$b_3^k = 123 \left[\frac{1}{\eta_3} - \left(\frac{1}{\eta_3} - 1 \right) \frac{\eta_k^{\text{дас}}}{\eta_k} \right]. \quad (2.33)$$

Как следует из этого уравнения, чем выше энергетическая эффективность замещаемой котельной (чем выше η_k), тем больший удельный расход топлива будет приходиться на электроэнергию, выработанную КОУ. С другой стороны, чем более высоким будет КПД системы утилизации когенерационной установки, тем меньшими будут удельные затраты топлива на выработанную электроэнергию, тем ниже будет ее себестоимость. В частности, при обеспечении равенства $\eta_k^{\text{дас}} = \eta_k$, КПД выработки электроэнергии в когенерационной установке $\eta_3^{\text{ког}}$ достигает 100 %. В общем случае в соответствии с равенством (2.28) при снижении удельных затрат топлива на выработку электроэнергии увеличиваются удельные затраты топлива на выработку теплоты (и наоборот). В нахождении технических решений, обеспечивающих оптимальное соотношение эффективностей генерирования тепловой и электрической энергии с целью получения, например, максимальной прибыли, и заключается одна из главных задач проектирования когенерационных систем.

Рассмотренные в данном разделе соотношения применимы для оценки электрической эффективности когенерационной установки на конкретном (например, номинальном) режиме ее работы. Однако, в реальных условиях вследствие изменения тепловой и электрической нагрузки установки, стратегии эксплуатации КОУ, внешних условий и других факторов изменяются режимы работы энергетического оборудования и его КПД. Как следствие этого, изменяются и рассмотренные выше коэффициенты, характеризующие эффективность использования топлива в когенерационной установке. Поэтому возникает необходимость определения средних в течение какого-либо периода, например, в течение года, значений коэффициента использования топлива, коэффициента экономии и коэффициента перерасхода топлива.

Процедура осреднения какого-либо параметра Π во времени связана с операцией суммирования параметра по интервалам времени, в течение которых он остается постоянным, с последующим делением суммы на полный временной интервал

$$\Pi_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^n \Pi_i \cdot \Delta\tau_i}{\tau}, \quad (2.34)$$

где n – число временных интервалов, по которым производится усреднение параметра Π , которым может быть, в частности, Кит , ε или β .

Другой способ определения средних значений Кит , ε и β заключается в том, что суммируются или непосредственно измеряются для заданного периода времени произведенные, сэкономленные, перерасходованные и затраченные количества энергии и в соответствии с определениями указанных коэффициентов берутся их отношения, например, для Кит :

$$\overline{\text{Кит}} = \frac{\sum_{i=1}^n E_i + \sum_{i=1}^n H_i}{\sum_{i=1}^n P_i}, \quad (2.35)$$

где E_i , H_i – количество выработанной соответственно электрической и тепловой энергии за i -тый промежуток времени; P_i – энергия затраченного топлива за тот же период.

Этот метод усреднения является более корректным, т. к. структура равенства (2.35) полностью соответствует определению данного коэффициента эффективности. Его удобно применять для оценки усредненных значений коэффициентов эффективности действующих КОУ, для которых показатели, входящие в уравнение (2.35), могут быть непосредственно измерены.

Равенство 2.34 является приближенным и дает заниженный результат по сравнению с уравнением 2.35. Однако, поскольку отличие незначительное (не более 2–3 %), уравнение (2.34) можно использовать для выполнения операций усреднения в процессе проектирования установки и определения ее ожидаемых экономических показателей.

Определение интегральных показателей энергетической эффективности когенерационных установок является важнейшим элементом их квалификации, которая в соответствии с Законом Украины о когенерации [3] должна проводиться ежегодно с целью установления соответствия реально достигнутого среднего значения коэффициента использования топлива значению, обусловленному Законом для когенерационных установок данного типа. Естественно, для этой цели может быть применено равенство (2.35) с использованием экспериментально полученных за предыдущий год показателей ΣE_i , ΣH_i и ΣP_i .

Не менее важной задачей является определение экономической эффективности принятых решений при проектировании КОУ. Поскольку решение этой задачи связано с анализом показателей качества – стоимости применяемого оборудования с учетом действующих на данный момент нормативных и правовых актов, рассмотрению этого вопроса будет посвящена специальная глава в 3-й части данного пособия после анализа технико-экономических показателей представленного на рынке энергетического оборудования. В связи с этим более детально будут также рассмотрены применяемые в мировой практике способы разнесения затрат по видам энергии.

3. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ СИСТЕМ

Под термином «оптимальное проектирование» понимается решение вопроса: какая когенерационная технология и конструктивная схема являются лучшими в экономическом отношении для заданных конкретных условий применения и какой режим работы когенерационной установки является наилучшим в каждый промежуток времени.

В большинстве случаев промышленное предприятие удовлетворяет потребности в тепловой энергии за счет собственного ее производства, а электрической – за счет покупки в энергосистеме. Здесь рассматривается случай, когда предприятие, имеющее теплогенерирующие мощности, может полностью или частично отказаться от покупной электроэнергии, модернизируя свою котельную на базе применения когенерационных технологий. В связи с этим возникает вопрос: по какой же схеме строить когенерационную установку, и какой должен быть режим ее работы? Схемные решения когенерационной установки в значительной степени определяются отношением тепловой мощности к электрической, которое должна обеспечить КОУ. Предельный случай, когда это соотношение максимальное (не менее 10), характерен для энергетической надстройки паровых и водогрейных котлов электрогенерирующим оборудованием с газотурбинным приводом, когда ГТУ сбрасывает выхлопные газы в топку котла. При такой схеме тепловая мощность котла и электрическая мощность ГТУ согласуются по одинаковому расходу дымовых газов, а КОУ характеризуется минимальными затратами топлива на вырабатываемый кВт·ч электрической энергии.

Вторым предельным является случай, когда отношение тепловой энергии к электрической – минимально (не более 1). Когенерационная установка, соответствующая этому случаю, включает в свой состав, как правило, газопоршневой двигатель и котел-утилизатор. На такой установке получают максимальную электрическую мощность на данном тепловом потреблении, а удельные затраты топлива на выработанный кВт·ч электрической энергии возрастают. При сжигании дополнительного топлива в котле-утилизаторе получаются промежуточные показатели между рассмотренными предельными.

Температура уходящих газов из котла, или котла-утилизатора, является одним из основных факторов, который определяет значение коэффициента использования энергии топлива в когенерационной установке, и, в конечном итоге, величину удельной затраты топлива на выработанный кВт·ч электрической энергии. Она должна быть минимально возможной. Поэтому в предпроектной проработке уделяется значительное внимание котлу-утилизатору (его балансовому тепловому расчету), и определяются характеристики согласованной работы котла и двигателя, при которых за котлом достигается приемлемая температура уходящих газов. На основании результатов расчетов из многочисленных типов двигателей, представленных на рынке, выбираются наиболее близкие по характеристикам к расчетным. Для выбранных двигателей выполняется укрупненный технико-экономический расчет с определением ожидаемых значений себестоимости производимой для потребителя

электроэнергии, удельных (на установленный кВт электрической мощности) капитальных затрат, сроков окупаемости капитальных вложений и рентабельность. Эти данные с учетом прогнозируемых тенденций в изменении цен на покупную электроэнергию и топливо являются отправными при принятии решения о целесообразности применения когенерационной технологии на предприятии.

3.1. Порядок выбора системы и конструкции

Выбор когенерационной системы должен базироваться на требованиях, определенных инвестором и пользователем системы, на идеологии получения наилучших экономических и энергетических показателей эффективности, преимущественном использовании отечественного оборудования.

Таким образом, в ходе выбора системы необходимо определить:

- 1) тип когенерационной технологии (на базе ПТ, ГТУ, ГПД, ПГУ и т. п.);
- 2) количество приводных тепловых двигателей и мощность каждого из них;
- 3) теплоутилизирующее оборудование;
- 4) необходимость тепловых аккумуляторов;
- 5) условия работы с внешней электросетью (в автономном режиме, параллельно с сетью, в комбинированном режиме);
- 6) режим работы системы (рабочие энергетические и тепловые мощности) в текущем времени;
- 7) возможность осуществления когенерационной технологии в комплексе с другими энергоресурсосберегающими технологиями;
- 8) возможности максимального увеличения тепловой нагрузки КОУ за счет внешних потребителей теплоты, применения абсорбционных машин для производства «холода» и т. п.

Все решения должны учитывать существующие законодательные акты и нормативы, которые могут наложить определенные ограничения на параметры системы (например, по условиям обеспечения приемлемого уровня электромагнитных помех, эмиссии вредных веществ в окружающую среду, квалификационных требований к энергетической эффективности установки и т. п.).

Работа над проектом когенерационной системы включает три этапа:

- предварительный анализ;
- исследование осуществимости вариантов и выбор конструктивной схемы;
- рабочее проектирование.

Предварительный анализ производится по данным, предоставленным предприятием-заказчиком в соответствии с опросным листом на строительство когенерационной установки, а также по результатам ознакомления с объектом. Основная задача предварительного анализа – определение возможности и целесообразности строительства когенерационной установки, определение ее примерных характеристик и возможных схем технического решения задачи. В связи с этим рассматриваются:

- уровни и графики изменения электрических и тепловых нагрузок;

- мероприятия по энергосбережению, которые можно внедрить до ввода или вместе со строительством когенерационной установки;
- планируемые изменения технологических процессов предприятия, которые приведут к изменению электрических или тепловых нагрузок;
- возможность увеличения существующих тепловых нагрузок;
- достаточность площади для размещения когенерационной установки;
- возможность подсоединения установки к газовой, электрической и тепловой сетям;
- необходимость установки другого оборудования, связанного с внедрением когенерации (котлы паровые, резервный электрогенератор, топливный компрессор или абсорбционный холодильник).

Этап оценки осуществимости и выбор схемы является важнейшим и включает в себя решение следующих задач [4]:

1. Сбор данных и представление графиков нагрузок для необходимых видов энергии (электрической или тепловой в форме пара разных давлений и температур, горячей воды разной температуры, требований по охлаждению и т. д.). Графики нагрузок могут быть почасовые, суточные, по месяцам (сезонам).

2. Получение информации о тарифах на электроэнергию, ценах на топливо и действующих нормах на выбросы.

3. Выбор когенерационной технологии, которая обеспечит требуемое качество тепловой энергии (теплоноситель, давление, температура). Исходным критерием выбора может служить соотношение электрической и тепловой мощностей КОУ, однако следует иметь в виду, что это соотношение в процессе проектирования может изменяться либо вследствие использования на предприятии дополнительного оборудования, увеличивающего тепловую нагрузку КОУ, либо путем сжигания дополнительного топлива в котле-утилизаторе, либо в результате применения теплоаккумуляторов, либо решением охватить только часть требуемой электрической или тепловой нагрузки.

4. Выбор числа электрогенерирующих установок и мощности каждой из них. С точки зрения энергоэффективности выбор системы должен быть таким, чтобы вся сбросная теплота ТД использовалась в когенерационной установке полностью, без сброса ее в окружающую среду (байпасирования).

5. Выбор режимов работы когенерационной системы и расчет производимой энергии и экономических показателей. Возможна необходимость вариантных расчетов для различных режимов работы системы, различного числа и мощности электрогенерирующих установок, различных технологических схем КОУ.

6. Выбор системы с лучшими показателями, при этом оценку можно производить, используя простой или многокритериальный подход.

Рассматриваются также социальные, экономические и другие эффекты от внедрения выбранной системы когенерации.

В случае, когда имеется значительный временной сдвиг между максимумами электрических и тепловых нагрузок, полезно рассмотреть техническую и экономическую осуществимость теплового аккумулятора.

Для решения указанных задач используются компьютерные программы, с той или иной глубиной экономического анализа. Возможно также приме-

нение математических методов оптимизации для проектирования и выбора режима работы когенерационной системы.

На третьем этапе для выбранной системы выполняется детальная разработка элементов проекта. Может оказаться необходимым собрать более точные и подробные данные о графиках нагрузок и повторить пункты 4, 5 второго этапа для внесения изменений в технические характеристики системы. Приводятся подробные характеристики основных энергогенерирующих агрегатов системы, включая данные по эмиссии вредных веществ, уровню помех и вибраций. Подготавливается описание всех других компонентов системы. Разрабатываются компоновочные решения и привязка оборудования к выделенной площадке. Разрабатывается система топливоснабжения, воздухоочистки на входе и газоочистки на выходе, шумоглушения, газовые каналы, насосы, электросхемы и схемы подключения к сети.

3.2. Профили нагрузок

Изменения электрической или тепловой нагрузок установки во времени представляются соответствующими профилями (графиками) нагрузок (нагрузочными кривыми), которые являются специфическими для каждой формы потребляемой (производимой) энергии – электрической, прямого использования теплоты выхлопных газов, пара высокого или низкого давления, горячей или холодной воды. Обычно пиковые значения различных нагрузок во времени не совпадают. Если выбрать установленную мощность когенерационной системы по средним нагрузкам, то наиболее вероятным результатом окажется низкая годовая эффективность установки, низкая экономия топлива, низкие экономические показатели. Для достижения наилучших показателей, выбор мощности установки должен производиться с учетом анализа всех (по видам энергии) нагрузочных кривых в каждый день работы установки в течение года. Между этими двумя крайними подходами возможны приближенные оценки временных нагрузок.

В общем виде затруднительно рекомендовать способ представления таких данных, который обеспечил бы наибольшее соответствие характеристик установки требуемым нагрузочным кривым. Для вновь строящихся когенерационных систем полезным источником информации о нагрузочных кривых могут явиться данные для подобных, уже действующих установок. При этом оперативный учет изменений нагрузки в нормах проектирования и самих технологических процессах могут обеспечить большую экономию энергии и снизить выбросы в атмосферу. Нагрузочные кривые можно также рассчитать, используя подробное описание теплотехнологических процессов в промышленности или процессов, связанных с отоплением, вентиляцией и кондиционированием объектов социального назначения – банков, деловых и торговых центров, отелей, больничных комплексов, студенческих городков и т. п. Например, для оценки энергопотребления зданий можно использовать данные по среднему расходу энергии на нагрев единицы объема помещения, среднего расхода горячей воды на одного жильца и т. п. в сочетании с почасовым распределением в течение суток, конкретно для каждого типа здания. Для получения информации по нагрузочным кривым могут быть полезными результаты ранее выполненных

энергоаудитов предприятия, мероприятий по энергосбережению, управлению энергопотреблением.

Практически всегда тепловые нагрузки являются функцией температуры окружающей среды, поэтому определяются сезонные профили тепловой нагрузки. Пример изменения суточных нагрузок в различные периоды года для административного средневропейского здания приведен на рис. 2.2.

На рис. 2.3 представлен график суточных нагрузок (в рабочие дни) для большого комплекса. Видно, что для этого объекта изменение нагрузок в течение суток значительно меньшее, чем для административных зданий. Для выходных дней такие графики представляются, как правило, отдельно.

Если надежные данные по нагрузочным кривым отсутствуют, то прежде чем окончательно выбрать мощность когенерационной установки может оказаться необходимым по согласованию с предприятием-заказчиком установить измерительные приборы и выполнить мониторинг потребления энергии.

Следует также перепроверять полученные при измерениях данные, используя альтернативные подходы. Например, имея экспериментальные данные по расходу топлива и паропроизводительности котла, рекомендуется рассчитать КПД котла и оценить достоверность данных путем сравнения паспортных и расчетных значений КПД котла с учетом его общего технического состояния. Неправдоподобные значения КПД котла свидетельствуют об ошибках в полученных данных измерений.

Наряду с описанными графиками сезонных и суточных нагрузок полезно иметь так называемые кривые продолжительности нагрузок (для разных видов

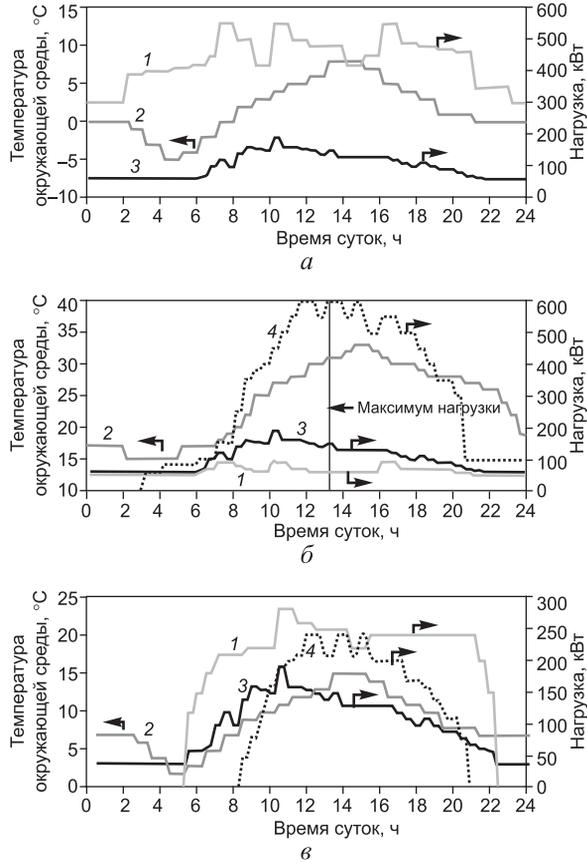


Рис. 2.2. Примеры суточной электрической, тепловой и холодильной нагрузок административного здания в летний, зимний сезоны и межсезонье [5]. Температуры и нагрузки: а – в зимний период; б – в летний период; в – в межсезонье; 1 – тепловая нагрузка; 2 – температура; 3 – электрическая нагрузка; 4 – холодильная нагрузка.

энергии), которые показывают число часов (обычно за месяц или за год), в течение которых требуемая мощность превышает определенную величину. Координатами таких кривых могут быть либо абсолютные значения (мощность, кВт – время, ч), либо проценты от максимального потребления энергии и от всего периода времени. Пример кривых продолжительности нагрузок для промышленного предприятия и лечебного учреждения приведен на рис. 2.4.

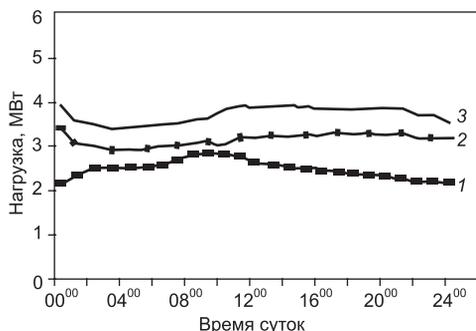


Рис. 2.3. Профили ежедневных электрических нагрузок в рабочие дни в больничном комплексе [4].

1 – март; 2 – апрель/май; 3 – июнь.

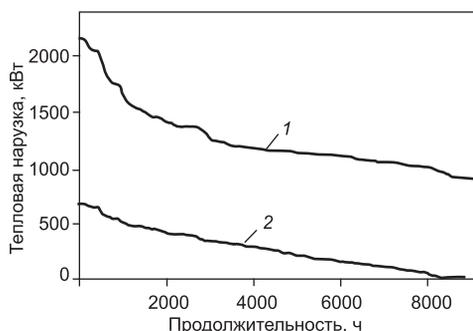


Рис. 2.4. Примеры кривых продолжительности нагрузок для промышленного предприятия – 1 и лечебного учреждения – 2 [4].

Кривые продолжительности нагрузок позволяют судить об удельном весе базовых и пиковых нагрузок и помогают в выборе мощности установки. Так, на рис. 2.5 в качестве примера показана кривая продолжительности нагрузок с пиковым потреблением электрической энергии мощностью 4,8 МВт. Предположим, что имеется три двигатель-генераторных установки, каждая мощностью 1 МВт.

Согласно рис. 2.5, генератор № 1 работает на номинальной мощности все время; генератор № 2 эксплуатируется в среднем на 95 % мощности; генератор № 3 – на мощности 65 %. Длительная работа двигателей на частичных нагрузках приводит к снижению энергетической эффективности (КПД). Поэтому может рассматриваться другое количество генераторных установок другой мощности, которые в результате обеспечат ту же кривую продолжительности нагрузок, но с более высокой эффективностью. Является вполне очевидным, что графики продолжительности электрических нагрузок, для покрытия которых строится когенерационная установка, должны быть обеспечены тепловой нагрузкой КОУ, т. е. параллельно должны быть построены кривые продолжительности тепловых нагрузок и технические решения, заложенные в схему КОУ, должны обеспечить требуемые графики нагрузок по всем видам энергии. Поясним это на примере (рис. 2.6).

В наиболее крупной в Дании когенерационной станции муниципального (районного) теплоснабжения в г. Фредрикшевн комбинированная выработка тепловой и электрической энергии базируется на газотурбинной установке GT 35 компании ABB STAL мощностью 17 МВт и водяном котле-утилизаторе. В схему теплоснабжения включены имевшиеся мазутный котел и водогрейный котел мусоросжигательной печи. Тепловая мощность котла-ути-

лизатора 29 МВт при полной нагрузке. КПД выработки электроэнергии составляет 31 %; $\text{Кит} = 85\%$. Для повышения экономической эффективности работы станции в тепловую схему был интегрирован буферный бак-аккумулятор горячей воды. С добавлением буферного бака покрывается практически вся годовая тепловая нагрузка отопительной системы по температурному графику 60 °С/90 °С.

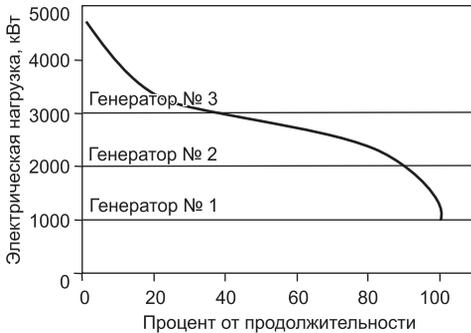


Рис. 2.5. Кривая продолжительности электрических нагрузок при работе трех электрогенераторов [4].

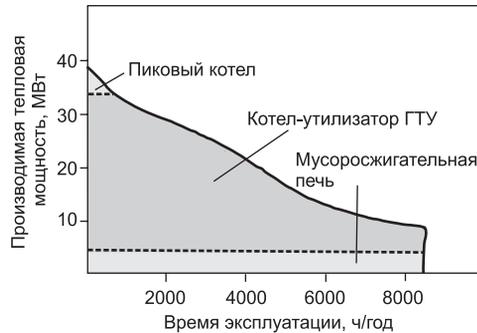


Рис. 2.6. Нагрузочная кривая станции теплоснабжения с учетом тепловой мощности пикового котла (на мазуте), мусоросжигательной печи и буферного бака-аккумулятора для горячей воды.

Профиль нагрузки (сезонный, месячный) можно проинтегрировать по времени и построить новую функцию «Количество энергии (например, электрической) – нагрузка (мощность)», которая показывает отношение потребности в энергии к полной нагрузке, имеющей место при определенном уровне мощности (или ниже).

На рис. 2.7 показан пример такой функции. Видно, что некоторый потребитель будет использовать почти 90 % требуемого количества энергии в течение месяца при уровнях нагрузок, которые равны или меньше 70 % от пикового значения нагрузки. Следовательно, если устанавливается двигатель-генераторная установка мощностью 70 % от пиковой нагрузки, она обеспечит подачу 90 % требуемого потребителем количества энергии за месяц. Для того, чтобы увеличить подачу энергии от 90 % до 100 % (т. е. увеличить лишь на 11 %), мощность генераторной установки должна быть увели-

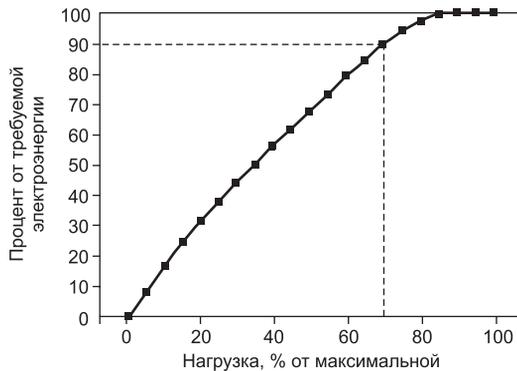


Рис. 2.7. Относительные доли потребляемой электроэнергии в течение одного месяца в зависимости от нагрузки [4].

чена от 70 % до 100 %, т. е. на 43 % относительных. Такое возрастание мощности установки и, следовательно, ее стоимости вряд ли будет экономически оправданным, если не рассматривать условия продажи избытка электроэнергии в электросеть по благоприятным ценам. При этом снова так следует проанализировать, может ли быть использована теплота, произведенная когенерационной установкой, в удовлетворительных количествах.

3.3. Режимы работы когенерационных систем

В общем случае когенерационная установка не может работать в согласованном режиме с потребителем и по электрической и по тепловой нагрузке одновременно. Производится согласование по какому-либо одному виду производимой энергии. Поэтому на практике могут быть реализованы следующие режимы работы КОУ:

- Режим согласования тепловой нагрузки: полезная тепловая мощность когенерационной установки в любой момент времени равна тепловой нагрузке. Если при этом генерируемая электрическая мощность выше, чем электрическая нагрузка, избыток мощности продается в электросеть; если она меньше нагрузки, то дополнительное количество электроэнергии закупается из электросети.

- Режим согласования электрической нагрузки: генерируемая электрическая мощность в любой момент времени равна электрической нагрузке. Если количество выработанной тепловой энергии больше, чем требуемая тепловая нагрузка, то теплота сбрасывается в окружающую среду через охладители (градирни) или с выхлопными газами двигателя; если тепловая нагрузка больше производимой теплоты, используют дожигание топлива в котле-утилизаторе, либо вспомогательный (пиковый) котел.

- Смешанный режим работы – в определенные периоды времени применяется режим согласования по тепловой мощности, в другие периоды времени – режим согласования по электрической мощности. Выбор определяется такими факторами, как уровни нагрузок, стоимость топлива, тариф на электроэнергию в определенные дни и часы.

- Автономный режим – полное удовлетворение электрических и тепловых нагрузок в любые моменты времени при отсутствии связи с электросетью. Этот режим требует, чтобы система имела резервные электрическую и тепловую мощности, чтобы в случае выхода из строя генерирующего оборудования по любой причине, резервное оборудование могло бы полностью обеспечить покрытие электрических и тепловых нагрузок. Такая когенерационная система является наиболее дорогой, по крайней мере, с точки зрения первоначальных капиталовложений.

В целом, режим работы по тепловому согласованию приводит к наиболее полному использованию энергии топлива и обеспечивает лучшие экономические показатели когенерационных систем в промышленности и объектах социального сектора. В коммунальном секторе режим работы зависит от общей нагрузки тепловой сети, состояния энергоустановок и обязательств энергоснабжающей организации перед своими клиентами относительно снабжения электричеством и теплотой. Однако применение общих правил не

является самым рациональным подходом в когенерационных технологиях. Каждое применение когенерации имеет конкретные особенности, определяемые типом когенерационной технологии, мощностью, конфигурацией КОУ; проект когенерационной системы может учитывать специальные требования заказчика; от конструкции системы зависят возможные режимы ее работы и наоборот; технические и экономические показатели могут изменяться как в течение дня, так и в более продолжительном периоде ее эксплуатации. Однако, во всех случаях увеличение тепловой нагрузки и повышение ее стабильности во времени способствует созданию когенерационной установки с максимально возможными технико-экономическими показателями. Поэтому и на этапе подготовки технического задания, и на этапе проектирования КОУ предпринимаются попытки расширения круга потребителей тепловой энергии за счет подключения соседних предприятий, организации теплоснабжающих производств (сушилок, парниковых хозяйств и т. п.), кондиционирования и производства холода в холодильных и морозильных установках. Последнее направление получило достаточно интенсивное развитие путем соединения когенерационных установок с абсорбционными холодильными установками (АХУ). Такое соединение является органичным, т. к. избытки низкопотенциальной теплоты КОУ, которую зачастую необходимо сбрасывать в окружающую среду, могут быть полезно использованы в абсорбционной холодильной машине, увеличивая общий коэффициент полезного использования энергии топлива.

Передача тепла от выхлопных газов в АХУ представляет собой единственное соединение между двумя системами. В зависимости от потребностей заказчика и компоновки узлов системы такое соединение можно получить различными способами. В одном из них выхлопные газы когенерационной установки используются для производства в стандартном котле пара или горячей воды, которые подаются в генератор АХУ для испарения хладагента из раствора. Преимущество этой системы заключается в том, что пар или горячая вода параллельно с АХУ могут быть использованы также и для других целей. В производственных процессах с переменным потреблением пара АХУ может служить буфером, потребляющим избыточный пар, поступающий от когенерационной установки. В результате, когенерационная установка может поддерживать постоянную мощность даже при колебании расхода пара.

По другой схеме выхлопные газы двигателя используются непосредственно в генераторе АХУ. В этом случае холодильная машина должна быть расположена возле когенерационной установки. Ее генератор (десорбер) представляет в этом варианте обычный паровой котел и может быть сконструирован с учетом конкретных характеристик двигателя.

Преимущество данной системы состоит в том, что она исключает потребность в дополнительном котле, делая установку более компактной и дешевой с точки зрения инвестиций и эксплуатационных расходов.

Как один из вариантов последней схемы соединения КОУ и АХУ десорбер может быть интегрирован в систему выхлопных газов когенерационной установки. Это дает возможность располагать когенерационную установку и АХУ на некотором расстоянии друг от друга. Такое решение является предпочтительным для установок средней и большой мощности.

Независимо от типа соединения, АХУ не оказывает обратного воздействия на когенерационную установку. АХУ не предъявляет особых условий относительно непрерывности подачи тепла, а также отсутствуют специальные требования относительно режимов запуска, остановки или работы АХУ на частичных нагрузках. Система управления АХУ может работать независимо от системы управления когенерационной установкой. Когда отсутствует потребность в холоде, но при этом когенерационная установка должна работать, поток выхлопных газов автоматически байпасируется.

Производственные процессы, в которых холод и пар потребляются в переменном режиме, могут быть оптимизированы путем применения АХУ в сочетании с ледяным буфером. В случаях избытка пара АХУ заряжает ледяной буфер (например, ночью), а когда в производстве необходим пар, АХУ переходит на работу с частичным или нулевым потреблением теплоты от КОУ. Такая система в значительной степени стабилизирует работу когенерационной установки.

АХУ, работающие на аммиаке и воде, могут производить холод при температуре до минус 60 °С в одноступенчатой установке. Для специальных целей могут создаваться двух-, трехступенчатые установки. Например, если температура верхнего источника тепла очень низкая, могут быть созданы установки с двумя или более десорберами, или, если существует потребность в холоде с разными температурами, может быть создана установка с несколькими абсорбционными модулями.

Для управления работой сложных когенерационных систем созданы микропроцессорные блоки, которые могут обеспечить работу в базовом режиме нагрузки, отследить переменные электрические и тепловые нагрузки или работать в экономичном режиме энергоснабжения (смешанном режиме). В последнем случае микропроцессорные устройства выполняют мониторинг показателей когенерационной системы, включая:

- эффективность системы и количество полезно доступного тепла;
- потребление электрической и тепловой энергии пользователем, количества электроэнергии, переданной в сеть, а также теплоты, которую необходимо сбросить в окружающую среду;
- стоимость купленной из сети электроэнергии и объемы электроэнергии, предназначенной на продажу, поскольку они могут изменяться в течение дня, дней недели или сезона.

На основе этих данных микропроцессор определяет, какой режим работы когенерационной системы наиболее экономичный или в каких случаях отдельные электрогенераторы необходимо остановить. Более того, на основе регистрации таких параметров, как энергетическая эффективность, наработанные часы, температура выхлопных газов, температура охлаждающей воды, система управления может оказать помощь в планировании техобслуживания. Когенерационная установка может быть полностью автоматизированной или управляться дистанционно. Тогда микропроцессор связывается с центром управления телефонной линией и полный анализ архивированных данных о работе когенерационной системы выполняется компьютером центра управления, включая подготовку технических и экономических отчетов и документации [4].

3.4. Применение метода математического моделирования для оценки энергетической эффективности работы КОУ

Целью применения методов математического моделирования является анализ энергетических и экономических показателей когенерационной системы, в том числе результатов работы за год (коммерческой эксплуатации). Для получения таких данных составляется математическая модель системы, устанавливающая взаимосвязь всех параметров, определяющих работу когенерационной системы в целом, и ее зависимость от внешних режимных, энергетических и экономических показателей (нагрузок, тарифов, рыночной конъюнктуры и т. п.).

Модель может быть приближенной, если она базируется на средних значениях необходимой потребителю энергии и номинальной или средней мощности когенерационного оборудования (блока когенерации), или более совершенной (точной), если базируется на почасовых в течение года значениях спроса на энергию и реальной мощности когенерационных блоков, учитывающей работу на частичных нагрузках при определенных параметрах окружающей среды. В зависимости от стадии разработки проекта, доступной информации и ресурсов можно использовать ту или иную модель, однако следует иметь в виду, что приближенная модель может иногда привести к некорректным результатам, неприемлемым даже для предварительных оценок.

Модель с использованием почасовых нагрузок может иметь различные уровни детализации и, соответственно, точности результатов. Например, задаются часовые нагрузки для двух дней (рабочего и выходного) каждого месяца или сезона, или для всех семи дней недели каждого месяца, или для каждого из 8760 часов в течение года. При любом уровне детализации исходных требований для каждого часа дня определяются следующие параметры, применительно к различным режимам работы когенерационной системы:

- электрические и тепловые мощности когенерационных блоков (используются представленные или рассчитанные нагрузочные кривые по видам энергии);
- мощности, потребляемые заказчиком;
- мощности, покупаемые из сети или продаваемые в сеть;
- количества теплоты, производимой каждым блоком когенерационной установки, и используемой от каждого блока;
- расход топлива на каждом когенерационном блоке;
- расход топлива на котлы для выработки дополнительного количества тепловой энергии;
- экономия топлива вследствие применения когенерации.

В зависимости от часовых градаций тарифа на электроэнергию (а возможно, и на топливо) рассчитываются итоговые результаты для каждого дня или месяца.

На конец года определяются следующие величины:

- число часов работы когенерационных блоков за год; если изменялись режимы работы когенерационной системы, то указать продолжительность работы на каждом режиме;
- средняя электрическая нагрузка каждого блока и коэффициент использования мощности;

- доля энергии (в каждой форме), покрытой за счет когенерации, в общем объеме этой энергии, потребляемой заказчиком;
- КПД выработки электроэнергии каждым блоком по данным за год;
- КПД выработки тепловой энергии за год;
- полная эффективность (Кит) каждого когенерационного блока за год (как сумма электрического и теплового КПД за год);
- расход топлива в случае отдельного производства энергии;
- относительная величина экономии энергии топлива.

Расчеты энергетических показателей выполняются для каждого характерного года за период жизненного цикла когенерационной системы.

При использовании сложных «почасовых» моделей когенерационных систем, тем более с перебором альтернативных конфигураций системы, чаще всего применяют компьютерные программы, коммерческие или специально разработанные для условий заказчика.

На основании вариантов (оптимизационных) расчетов сопоставляются и анализируются энергетические и экономические показатели когенерационной системы, и выбирается вариант, наиболее подходящий для данных конкретных условий.

Итак, согласно изложенной общей схеме выбора когенерационной системы в отношении ее конфигурации, мощности, режима работы, определяется лучший, с точки зрения технико-экономических показателей, вариант. Однако, практика показывает, что это легко сделать в случае простых применений когенерации, и достаточно затруднительно, когда имеется несколько решений проблемы. В таких случаях более эффективным способом идентифицировать лучшее решение является применение математических методов оптимизации, представленных в специальной литературе. Здесь укажем лишь, что в качестве целевой функции оптимизации когенерационных систем могут быть выбраны:

- полная тепловая эффективность (Кит);
- коэффициент экономии топлива (ϵ);
- значение чистой прибыли (чистого денежного потока);
- внутренняя норма рентабельности, срок окупаемости капитальных затрат.

4. УТИЛИЗАЦИОННЫЕ И СБРОСНЫЕ СХЕМЫ КОГЕНЕРАЦИИ

В этом разделе рассматриваются простейшие схемы использования теплового двигателя в когенерационной схеме – утилизационные и сбросные, которые легко реализуются при использовании газотурбинных двигателей и являются недостаточно эффективными при использовании газопоршневых двигателей. Поэтому здесь рассматривается применение только ГТУ, а применение ГПД в когенерационных схемах будет рассмотрено отдельно.

В настоящее время выпускается большое количество ГТУ, отличающихся по мощности и по технико-экономическим показателям, что позволяет обеспечить самые разнообразные требования к ГТУ, используемым в теплофикационных схемах.

Создание теплофикационных установок средней и малой мощности возможно по следующим схемам [6]:

– путем генерирования тепловой энергии только за счет утилизации тепла уходящих газов ГТУ в газодяжных или газоздушных теплообменниках (котлах-утилизаторах) – утилизационная схема;

– при использовании выхлопных газов ГТУ в качестве окислителя для сжигания топлива в топке обычного парового или водогрейного котла – сбросная схема;

– при использовании для покрытия пиковой тепловой нагрузки теплоты топлива, сжигаемого перед котлом-утилизатором в дополнительной камере сгорания в среде выхлопных газов – комбинированная схема.

Утилизационная схема обеспечивает максимальную электрическую мощность установки при заданном тепловом потреблении, однако тепловая экономичность такой КОУ сравнительно невелика, из-за большого избытка воздуха в уходящих газах. Для теплофикационных установок, работающих по утилизационной схеме, необходимы котлы-утилизаторы, допускающие работу ГТУ в следующих трех режимах:

- чисто утилизационном, являющимся основным расчетным режимом работы ГТУ;

- автономном, при котором отпуск тепла при остановке ГТУ обеспечивается при сжигании газа или мазута с холодным воздухом в КУ или отдельном котле;

- комбинированном – при сжигании газа или мазута в среде выхлопных газов ГТУ, что позволяет отказаться от установки пиковых водогрейных котлов.

Сбросная схема обеспечивает максимальное использование теплоты сгорания топлива, однако электрическая мощность ГТУ при заданном тепловом потреблении минимальна. Существенным преимуществом сбросной схемы является то, что в ней могут быть использованы серийно выпускаемые водогрейные и паровые котлы с незначительной реконструкцией горелочного фронта. Для паровых котлов требуется, кроме того, реконструкция их конвективной части с установкой экономайзера вместо воздухоподогревателя, а также калорифера для обеспечения работы котла при остановленном ГТУ.

В табл. 2.1 приведены возможные составы основного оборудования теплофикационных ГТУ, надстроенных по сбросной схеме, и их основные технические характеристики. Перечисленный состав оборудования обеспечивает работу котлов без подачи в их топку внециклового воздуха и при избытках воздуха, близких к оптимальным.

Приведенным в табл. 2.1 составом основного оборудования не исчерпывается все многообразие сочетаний ГТУ и котлов. Практически имеется возможность создавать экономичные теплофикационные КОУ по сбросной схеме с котлами различных типоразмеров. Все это значительно расширяет область применения ГТУ.

Экономичность теплофикационных ГТУ работающих, по сбросной схеме, наиболее высока. Она обеспечивается при выборе электрической мощности ГТУ исходя из гарантированной в течение всего года тепловой нагрузки и при избытке воздуха за котлом, близком к оптимальному. В этом случае в котле наиболее полно используется не только теплота выхлопных газов ГТУ,

но и содержащийся в них кислород, потери тепла с уходящими газами находятся на уровне типичных для паровых или водогрейных котлов потерь, поскольку избыток воздуха и температура уходящих газов за котлом близки к оптимальным. Самые низкие показатели удельного расхода топлива на отпускаемую электроэнергию 140–144 г у. т./кВт·ч достигаются при работе ГТУ с номинальной нагрузкой и при полном использовании тепла выхлопных газов ГТУ в топке котла. При снижении тепловой нагрузки котла и сохранении электрической мощности ГТУ удельный расход топлива на отпуск электроэнергии значительно возрастает из-за необходимости перепуска части уходящих газов ГТУ мимо котла в дымовую трубу. Среднегодовой удельный расход топлива на отпуск электроэнергии при этом может составлять 210–220 г у. т./кВт·ч.

Таблица 2.1

Основные показатели теплофикационных ГТУ средней мощности, реализуемых по сбросной схеме, и состав их оборудования

Электрическая мощность ГТУ, МВт (Кит = 87 %)	Удельный расход условного топлива на отпуск*		Состав оборудования	
	электроэнергии, г/кВт·ч	тепловой энергии, кг/ГДж (кг/Гкал)	ГТУ	котлы
1,8	144	38,9 (163)	ТВ7-117	ДКВР-20
16	140	38,7 (162)	НК-38	Е-160-14
16	140	39,4 (165)	НК-38	КГВМ-100
20	141	38,9 (163)	АЛ-31СТЭ	Е-160-14
20	140	39,4 (165)	АЛ-31СТЭ	КГВМ-100

* При работе с номинальной нагрузкой ГТУ и при полном использовании уходящих газов ГТУ в качестве окислителя в топке котла (Кит = 87 %).

Экономичность теплофикационных КОУ на базе ГТУ, как правило, превышает экономичность паротурбинных ТЭЦ. Так, если на паротурбинных ТЭЦ с турбинами аналогичной мощности и противодавлением удельный расход топлива на отпускаемую электроэнергию составляет 160–165 г у. т./кВт·ч, то для теплофикационных ГТУ при описанных выше условиях он равен только 140–144 г у. т./кВт·ч. Удельный расход топлива на тепловую энергию для паротурбинных ТЭЦ обычно не опускается ниже 40,6 кг у. т./ГДж (170 кг у. т./Гкал), в то время как для теплофикационных ГТУ он составляет 38,9–39,4 кг у. т./ГДж (163–165 кг у. т./Гкал). По сравнению с крупными ПГУ конденсационного типа с подачей выхлопных газов в котел-утилизатор (например, ПГУ-450) теплофикационные ГТУ обеспечивают в 2 раза меньший удельный расход топлива на отпускаемую электроэнергию при условии работы ГТУ с номинальной нагрузкой.

5. РАЗНОВИДНОСТИ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Существуют следующие альтернативные подходы к использованию энергии выхлопных газов тепловых двигателей:

– отвод теплоты от уходящих газов двигателя в теплообменнике (котле-утилизаторе); степень охлаждения газов (т. е. температура газов на выходе теплообменника) определяется в этом случае, в основном, параметрами теплоносителя (воды, пара), применяемого в технологическом процессе;

– использование теплоты и кислорода, содержащихся в выхлопных газах, непосредственно в топке котла, в предпочтительном устройстве, либо в котле-утилизаторе, в котором организовано дожигание топлива в потоке выхлопных газов двигателя. В этом случае температура уходящих газов в значительной степени определяется характеристиками котла (процессами теплопередачи и горения), а также параметрами теплоносителя, создающего тепловую нагрузку котла.

На рис. 2.8 показаны схемы реализации этих подходов на базе использования газовых и паровых турбин, а также теплообменного оборудования в пассивном варианте (без сжигания топлива в тракте утилизации) и с дожиганием топлива с вертикальной и горизонтальной компоновкой теплообменных поверхностей. Схема, показанная на рис. 2.8, *а* используется, главным образом, для производства горячей воды и насыщенного пара в технологических целях. В схеме, показанной на рис. 2.8, *б* используют внешний подогрев потока выхлопных газов ГТУ, благодаря чему повышаются параметры пара, в том числе и за счет его перегрева, а в схемах таких КОУ уже могут быть использованы паровые турбины. На рис. 2.8, *в* и *г* представлены схемы с дожиганием топлива в котле в потоке выхлопных газов двигателя и с дополнительной подачей свежего воздуха, соответственно.

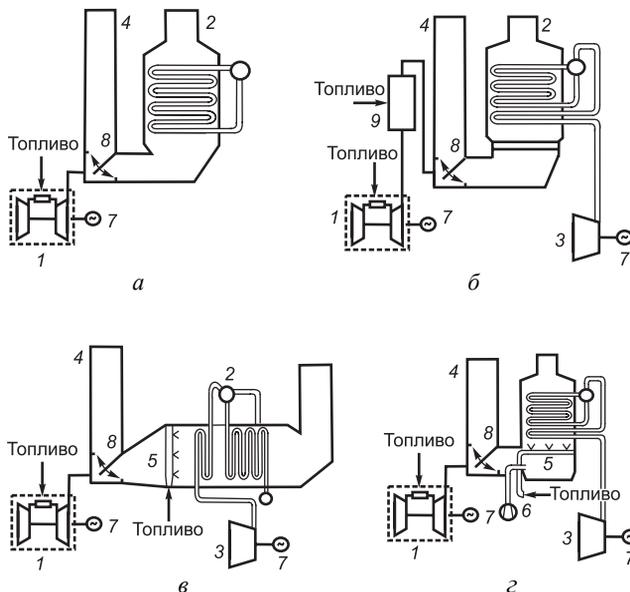


Рис. 2.8. Схемы реализации когенерационных технологий на базе использования паровых и газовых турбин [7]:

а – ГТУ-ТЭЦ с водогрейным (паровым) котлом вертикальной компоновки; *б* – ПГУ с КУ вертикальной компоновки и дожиганием топлива; *в* – ПГУ с КУ горизонтальной компоновки и дожиганием топлива; *г* – ПГУ с дожиганием топлива и наддувом свежего воздуха; 1 – ГТУ; 2 – КУ; 3 – паровая турбина; 4 – сбросная свеча; 5 – горелки камеры дожигания; 6 – воздухоподдувка; 7 – генератор; 8 – шибер; 9 – подогреватель выхлопных газов ГТУ.

Любой из котлов, применяемых в рассмотренных схемах, может быть рассчитан на производство либо нагретой воды, либо насыщенного пара, либо перегретого пара, который можно использовать в паровых турбинах с отбором на технологические нужды, либо в турбинах с противодавлением.

Схемы с дожиганием топлива в котлах позволяют увеличить общую электрическую мощность установки, повысить ее КПД за счет повышения параметров пара, расширить диапазон регулирования тепловых и электрических мощностей в зависимости от изменения нагрузки и обеспечить генерирование тепловой энергии при остановленном двигателе.

Котлы-утилизаторы имеют естественную или вынужденную циркуляцию, и рассчитываются на один, два, реже на три уровня давления свежего пара. Производятся КУ водотрубные, жаротрубные и комбинированные в зависимости от таких требований, как паропроизводительность, давление пара, вид используемого теплоносителя и специфических местных условий.

Каждый котел утилизатор изготавливается конкретно под применяемую ГТУ. Такие КУ поставляются модулями заводской сборки на фиксированный диапазон тепловой мощности. Для сложных комбинированных циклов КУ проектируется исключительно под конкретную газовую и/или паровую турбины. На рис. 2.9 и 2.10 показаны принципиальные схемы соединения электро- и теплогенерирующего оборудования когенерационных установок в простейшем и парогазовом исполнении на базе использования газотурбинного двигателя. Теплота выхлопных газов ГТУ может быть использована либо

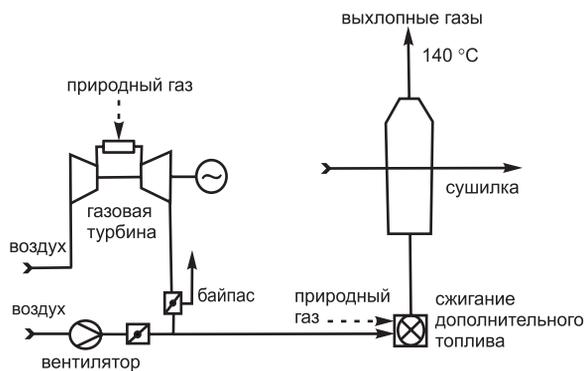


Рис. 2.9. Газовая турбина с непосредственным использованием тепла выхлопных газов.

непосредственно, например, для сушки каких-либо продуктов (как это показано на рис. 2.9), либо для производства нагретой воды или пара, для чего вместо сушилки применяется котел-утилизатор. В более сложном варианте комбинированной парогазовой установки (рис. 2.10) применяется дожигание топлива в потоке уходящих газов ГТУ, а генерированный в котле-утилизаторе пар повышенных параметров используется в паровой

турбине (в данном случае – противодавленческой) и для технологической цели.

Такая схема является наиболее оптимальной для генерирования тепловой и электрической энергии на промышленном предприятии. При этом возможны следующие режимы работы установки:

- генерирование электричества с помощью ГТУ и выхлоп в дымовую трубу;
- работа установки с остановленной газовой турбиной;

- выработка электричества и примерно 25 % (от максимума) тепловой энергии (пара) в КУ без дополнительного сжигания топлива;

- выработка электричества и 100 % необходимого технологического пара с помощью КУ с дополнительным сжиганием топлива, при этом технологический пар поступает только из противодавленной паровой турбины;

- выработка электричества и 100 % технологического пара при работе КУ с дожиганием и подачей в него свежего воздуха дутьевым вентилятором;

- автоматическое переключение с одного режима работы на другой, при этом не прерывается снабжение электрической и тепловой энергией.

При проектировании таких комбинированных установок целесообразно всегда предусматривать подачу дутьевого воздуха к горелкам КУ. На рис. 2.11 показано исполнение котла-утилизатора производительностью 120 тонн пара в час, оснащенного четырьмя горелками для сжигания топлива в потоке выхлопных газов ГТУ.

Схема котла-утилизатора, устанавливаемого на выхлопе ГТУ, выбирается в соответствии с требуемыми параметрами пара. Для станций, ориентированных на максимальную выработку электроэнергии, КУ конструируются для выработки перегретого пара и подачи его в паровую турбину (цикл ПГУ). Для получения высоких энергетических характеристик КУ снабжаются дополнительными горелками. В качестве окислителя дополнительно сжигаемого топлива используются выхлопные газы ГТУ, при этом возрастает коэффициент использования топлива и соответственно, достигается максимальное значение $\eta_{ит}$.

Типичный пример когенерационной станции для промышленного предприятия [7]: ГТУ мощностью 9 МВт сбрасывает выхлопные газы в КУ паро-

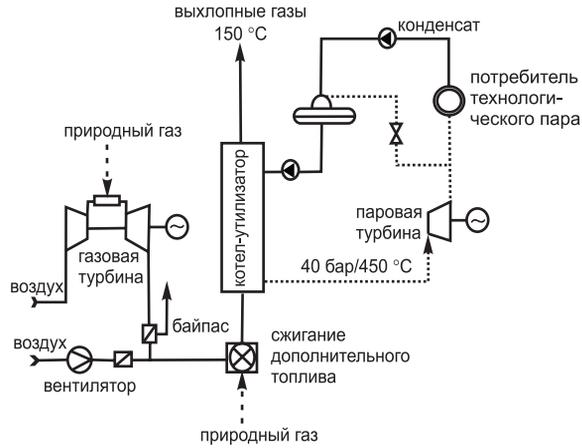


Рис. 2.10. Комбинированная парогазовая установка с дожиганием топлива.



Рис. 2.11. Котел-утилизатор с дожиганием топлива в потоке уходящих газов двигателя [7].

производительностью 110 т/ч перегретого пара с давлением 7,5 МПа при температуре 510 °С. Возможны следующие режимы генерации пара:

- работа КУ в чисто утилизационном режиме – паропроизводительность 12 т/ч;
- комбинированная работа ГТУ и котла-утилизатора со сжиганием дополнительного топлива – 110 т/ч;
- работа только одного КУ в автономном режиме с дутьевым вентилятором – 110 т/ч.

Вырабатываемый таким образом перегретый пар подается на паровую турбину.

При полной нагрузке ГТУ и паропроизводительности 110 т/ч КПД КУ достигает 93 %, при этом выбросы в дымовых газах котла составляют: NO_x – 160 мг/м³; CO – 100 мг/м³.

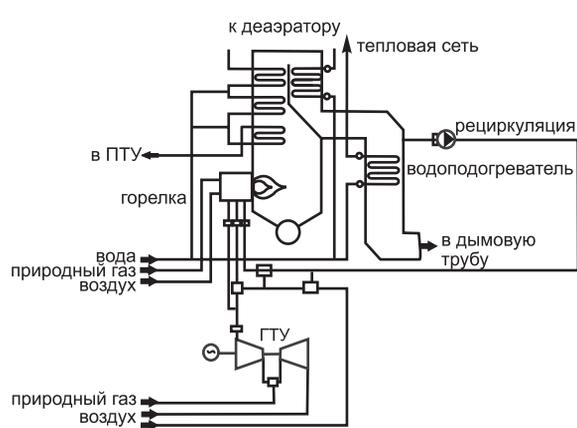


Рис. 2.12. Упрощенная схема подключения КУ, входящего в состав промышленной ПГУ [7].

Упрощенная схема КУ (без паротурбинного блока) представлена на рис. 2.12.

Теплота уходящих газов КУ может быть использована, как это показано на рисунке, для подогрева сетевой воды, или в схеме водоподготовки.

При использовании ГТУ небольшой мощности может оказаться более целесообразным применение жаротрубных котлов-утилизаторов. Модифицированные жаротрубные котлы обычно устанавливаются при необходимости сжигания

в выхлопных газах дополнительного топлива. Такие котлы работают с естественной циркуляцией и оборудуются байпасом (в зависимости от предъявляемых к станции требований). Байпас позволяет эксплуатировать ГТУ при уменьшении тепловой нагрузки КОУ, например, при авариях в системе отопления или отключении части теплопотребляющих устройств.

Типичная схема КОУ на базе комбинированного цикла с жаротрубным КУ была реализована на молочном заводе с целью снижения затрат на энергоснабжение предприятия, а также из-за ужесточения экологических норм по выбросам. В КУ направлялись выхлопные газы от ГТУ мощностью 1,1 МВт и за счет дополнительного сжигания топлива в КУ его производительность по пару доводилась до 3,3 т/ч при 2,8 МПа/250 °С. По существующему паропроводу пар направляется в паровую турбину, а также используется для технологических целей на производстве. КУ может работать при минимальной мощности (25 % от номинала) или в автономном режиме при остановленной ГТУ, обеспечивая номинальную паропроизводительность.

При выборе типа КУ большое значение имеют условия их установки на площадке строительства – располагается ли КУ на открытой площадке, в специальном здании или он интегрируется в существующую инфраструктуру станции. Например, КУ вертикальной компоновки позволяют размещать их в стесненных условиях, КУ горизонтальной компоновки и модульные пэкеджи более рациональны для размещения на открытых площадках. К примеру, схема горизонтального КУ системы Fogt, изготавливаемого компанией Standard Kessel по лицензии фирмы Henry Fogt machinery Co (США) показана на рис. 2.13.

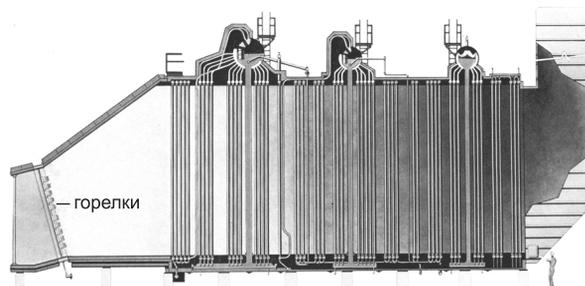


Рис. 2.13. Горизонтальный паровой котел-утилизатор двух давлений системы Fogt [7].

Фирмой выпускается ряд типоразмеров котлов, рассчитанных на работу с газовыми турбинами различной мощности. Котлы имеют модульную конструкцию с вертикальным расположением трубных пучков в каждой секции. Конструкцией предусматривается установка байпасной трубы между котлом и выхлопом ГТУ, предназначенной для сброса уходящих газов турбины мимо котла при пусках турбины и при переключении котла-утилизатора на автономный режим работы.

В качестве примера можно привести параметры пара, вырабатываемого одной из модификаций котла-утилизатора двух давлений системы Fogt, предназначенного для работы с газовой турбиной мощностью 25 МВт. В режиме пассивного котла-утилизатора его паропроизводительность составляет 43 т/ч, давления пара – 4,4 и 3,7 МПа, температура пара 435 °С; расход выхлопных газов ГТУ – 148 тыс. нм³/ч; температура выхлопных газов ГТУ – 530 °С. Температура дымовых газов на входе в КУ при подмешивании свежего воздуха – 300 °С. На рис. 2.13 горелки дополнительного сжигания топлива (природного газа) расположены во входном диффузоре КУ. При сжигании дополнительного топлива совместно с подачей свежего воздуха от дутьевого вентилятора паропроизводительность котла составляет 88 т/ч при параметрах пара 3,4 МПа/410 °С.

На рис. 2.14 показана тепловая диаграмма одной из модификаций КУ системы Fogt с дополнительным сжиганием топлива.

Такая диаграмма устанавливает взаимосвязь местных температур греющего газа и теплоносителя в котле с переданными количествами теплоты к рабочему телу в каждой секции котла. Диаграмма наглядно иллюстрирует процесс генерирования пара требуемых параметров в КУ и является весьма удобной и полезной при проектировании когенерационной установки, в частности, для согласования совместной работы КУ и газовой турбины.

Котлы-утилизаторы модульной конструкции можно использовать и для генерации насыщенного пара. Выбор типа котла определяется параметрами

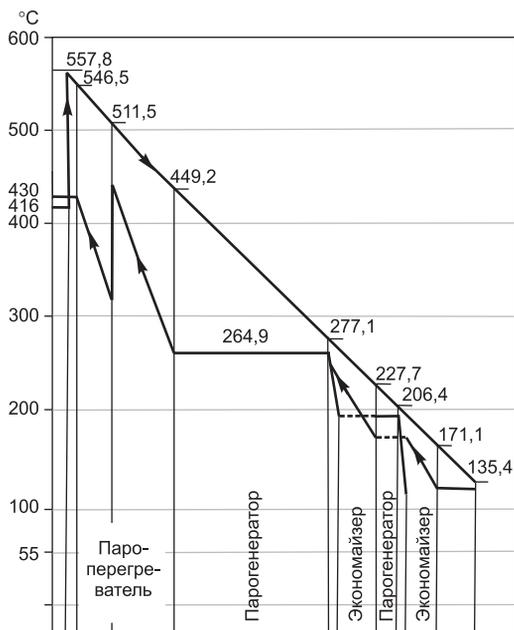


Рис. 2.14. Тепловая диаграмма котла-утилизатора двух давлений системы Fogt с дополнительным сжиганием топлива на входе в котел [7].

тепловой энергии (температура, расход и давление теплоносителя, тепловые нагрузки установки, их изменение во времени).

Рассмотренные выше принципы построения когенерационных установок на базе газотурбинных двигателей могут быть использованы для построения КОУ на базе двигателей внутреннего сгорания – газодизелей или газовых. Такие схемы получили широкое распространение для когенерационных установок небольших мощностей (до 6–8 МВт электрических). Это объясняется тем, что газопоршневые КОУ обеспечивают лучшее для практического применения отношение электрической мощности к тепловой (более 0,4), легко автоматизируется процесс управления, требуют меньшие давления топливного газа, более просты в обслуживании. Поэтому многими фирмами освоено производство когенерационных установок в блочном исполнении и в широком диапазоне мощностей.

Одной из особенностей применения газопоршневых двигателей в когенерационных схемах является то, что кроме теплоты выхлопных газов может быть использована полезно и теплота охлаждения корпуса двигателя и масла, для чего применяются, как правило, теплообменники типа «жидкость–жидкость». В газовом тракте на выхлопе двигателя применяются трубчатые теплообменники, аналогичные рассмотренным выше.

Модуль утилизационного теплообменника для выхлопных газов дизельного двигателя показан на рис. 2.15. Показатели модуля: расход выхлопных газов –

технологического пара, которые должна обеспечить КОУ с учетом срабатывания части его энергетического потенциала в паровой турбине, а также общей тепловой схемой когенерационной станции. Основными критериями для проектирования являются:

- параметры технологического процесса, в том числе – его режимные характеристики;
- температурный уровень выхлопных (дымовых) газов двигателя;
- количество и стабильность подачи сбросных газов (режимные характеристики двигателя);
- состав сбросных газов;
- наличие в газе твердых частиц;
- коррозионные свойства;
- вид теплоносителя (насыщенный или перегретый пар, горячая вода, нефть, воздух и др.);
- параметры генерируемой

5100 $\text{нм}^3/\text{ч}$; температура выхлопных газов – 530 °С; тепловая мощность котла – 0,7 МВт.

Еще одна особенность газопоршневых двигателей состоит в том, что у них коэффициент избытка воздуха, как правило, не превышает 2,2, поэтому непосредственный дожиг топлива в выхлопных газах – невозможен. Если требуется повысить параметры генерируемого пара, то в поток газа следует добавить свежий воздух.

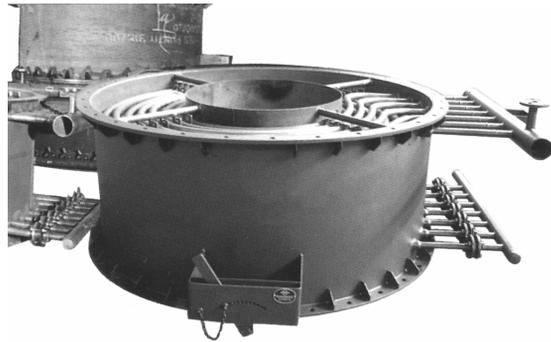


Рис. 2.15. Внешний вид секции теплообменника выхлопных газов дизельного двигателя [7].

В качестве примера реализации такого решения на рис. 2.16 показана тепловая схема промышленной КОУ с использованием дизельного двигателя, со сжиганием в КУ дополнительного жидкого топлива и подачи свежего воздуха для горения дутьевым вентилятором. При расходе выхлопных газов 170 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$ и температуре 290 °С паропроизводительность КУ доведена до 85 т/ч насыщенного пара давлением 1,6 МПа.

Для приближенной оценки паропроизводительности котлов-утилизаторов с дополнительным сжиганием природного газа и без такового Standard Kessel Group применяет номограммы, показанные на рис. 2.17. Порядок пользования поясняется на двух примерах (А и Б), в которых необходимо получить насыщенный пар с давлением 1,1 МПа. Видно, что для выбранной ГТУ (расход выхлопных газов 17,7 кг/с, температура 500 °С) работа котла в утилизационном режиме позволяет получить 10,3 т/ч насыщенного пара, в то время, как при дополнительном сжигании топлива до остаточной концентрации кислорода в выхлопных газах 7 % (объемных, отнесенного к сухим продуктам сгорания) позволяет обеспечить паропроизводительность 42,5 т/ч, т. е. в 4 раза больше. Уточненные тепловые расчеты КУ выполняются по балансовым соотношениям (для теплоты и расходов рабочих тел).

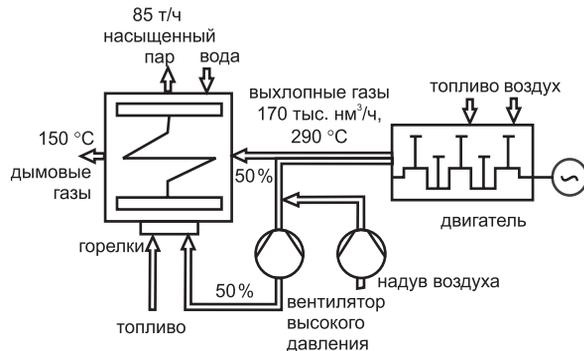


Рис. 2.16. Схема промышленной когенерационной установки на базе дизельного двигателя и КУ со сжиганием дополнительного топлива [7].

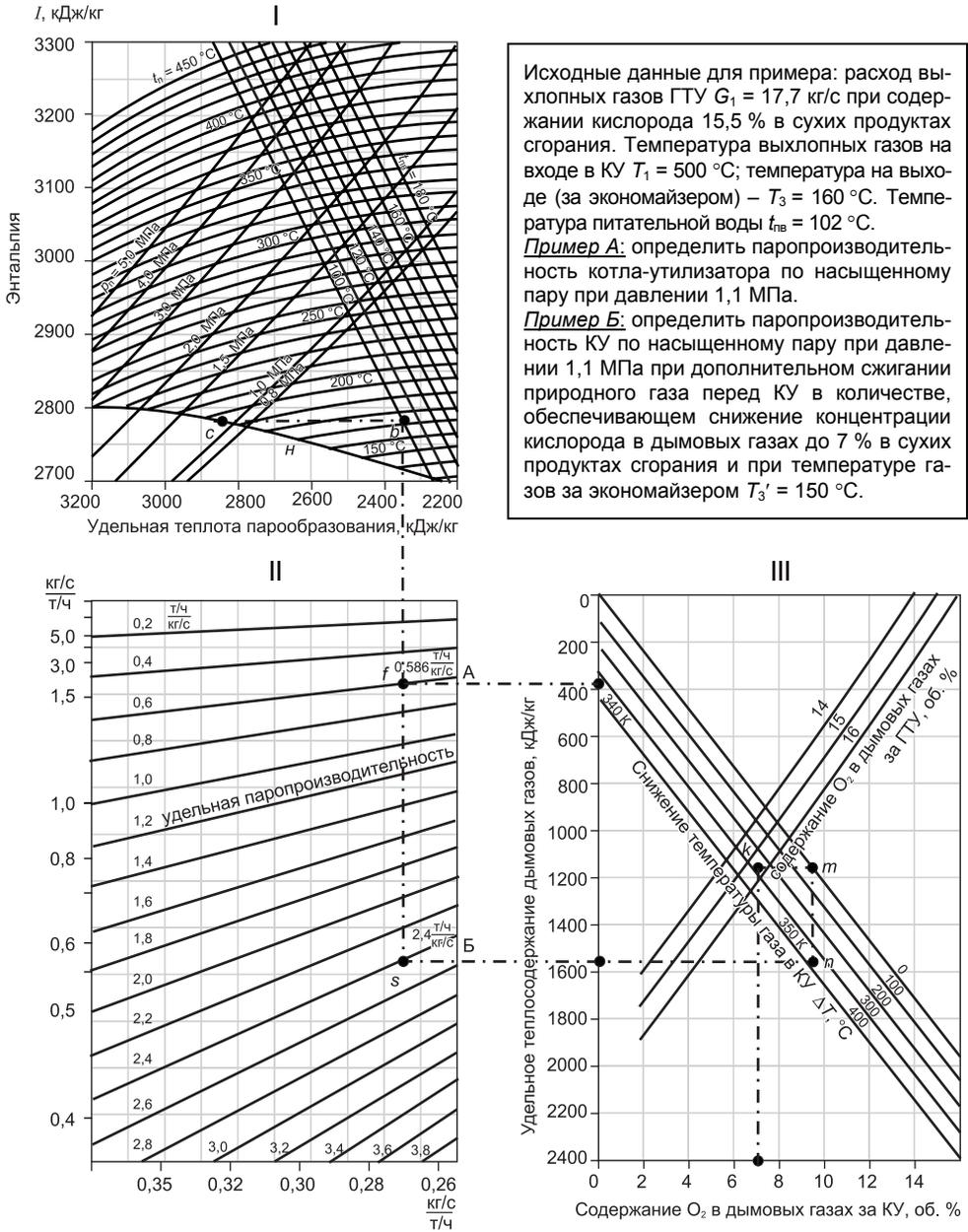


Рис. 2.17. Номограммы Standart Kessel Group для оценки паропроизводительности КУ требуемых параметров.

ПОЛЬЗОВАНИЕ НОМОГРАММОЙ

Номограмма I представляет семейство изобар и изотерм для перегретого пара, ограниченное снизу кривой насыщения n . Они построены по таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара. По оси ординат отложена энтальпия пара. На рисунке нанесены также линии для температуры питательной воды. Таким образом, в номограмме I задаются исходные данные по параметрам генерируемого в КУ пара и температуре $t_{\text{пв}}$. Из точки, находящейся на пересечении изобары $p = 1,1$ МПа с кривой насыщения n (точка c), проводим горизонтальную линию до пересечения с линией $t_{\text{пв}} = 102$ °С (точка b) и далее опускаем вертикаль на номограмму II. При этом, на оси абсцисс получаем значение разности энтальпий ($i''_{\text{п}} - i_{\text{пв}}$), т. е. значение удельной теплоты генерирования пара. На номограмме II нанесено семейство кривых относительной паропроизводительности $d = D/G$, где D – паропроизводительность КУ, т/ч; G – расход выхлопных газов ГТУ, кг/с. Номограмма III служит для нанесения исходных данных по состоянию выхлопных газов ГТУ – концентрации кислорода $[O_2]$ и разности температур выхлопных газов на входе в котел и за экономайзером $\Delta T = T_1 - T_3$. Кроме того, для расчетов при форсировании КУ путем сжигания дополнительного топлива в выхлопных газах ГТУ, на оси абсцисс номограммы III отложено $[O_2]$ в сухих газах, уходящих из КУ.

Порядок использования номограммы поясняется двумя примерами, исходные данные для которых приведены на рис. 2.17. Для примера А (при $[O_2] = 15,5\%$) на номограмме III из точки пересечения оси ординат и линии $\Delta T = 340$ °С проводим горизонталь на номограмму II до пересечения (точка f) с вертикалью, опущенной из номограммы I. Относительная паропроизводительность определится кривой семейства, проходящей через точку $f - d = 0,586 \frac{\text{т/ч}}{\text{кг/с}}$,

т. е. паропроизводительность КУ составит $D = dG = 10,3$ т/ч насыщенного пара. Эту величину можно найти из уравнения баланса теплоты в КУ со стороны газового и пароводяного теплоносителя:

$$G \cdot c_p \cdot \Delta T = D \cdot (i''_{\text{п}} - i_{\text{пв}}).$$

Принимая $c_p = 1,1$ кДж/кг·град, $\Delta T = 340$ °С и $(i''_{\text{п}} - i_{\text{пв}}) = 2330$ кДж/кг, получим $D = 10,23$ т/ч.

Для примера Б (с дожиганием топлива) остаточное значение $[O_2] = 7\%$ откладываем на абсциссе номограммы III. Далее проводим вертикаль до пересечения в точке k с линией $[O_2] = 15,5\%$, затем строится горизонталь до пересечения в точке m с линией $\Delta T = 0$ К, от нее опускаем вертикаль в точку n пересечения с линией $\Delta T = 350$ °С. Проецируя положение точки n на поле номограммы II, на пересечении в точке s с вертикалью bs находим относительную паропроизводительность $d = 2,4 \frac{\text{т/ч}}{\text{кг/с}}$. Отсюда, паропроизводительность КУ в форсированном режиме составляет $D = 42,5$ т/ч.

Расчетным путем паропроизводительность КУ в варианте Б можно найти из уравнения материального баланса

$$V_{\text{ГТУ}} + B_{\text{доп}} = (B_{\text{ГТУ}} + B_{\text{доп}})(1 + V_0 \cdot \alpha_{\text{КУ}}) \quad (*)$$

и уравнения для подогрева выхлопных газов перед КУ

$$(G + B_{\text{доп}}) \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) = B_{\text{доп}} \cdot Q_H^p$$

Поскольку, состав природного газа и его теплотворная способность не указаны, примем, что топливом является чистый метан и $Q_H^p = 33,48 \text{ МДж/м}^3$, удельный вес $\gamma = 0,67 \text{ кг/м}^3$. При таком допущении между коэффициентом избытка воздуха α и концентрацией кислорода в сухих продуктах сгорания существует следующая взаимосвязь:

$$\alpha = \frac{2 - [\text{O}_2/100]}{2 - 9,5 \cdot [\text{O}_2/100]}$$

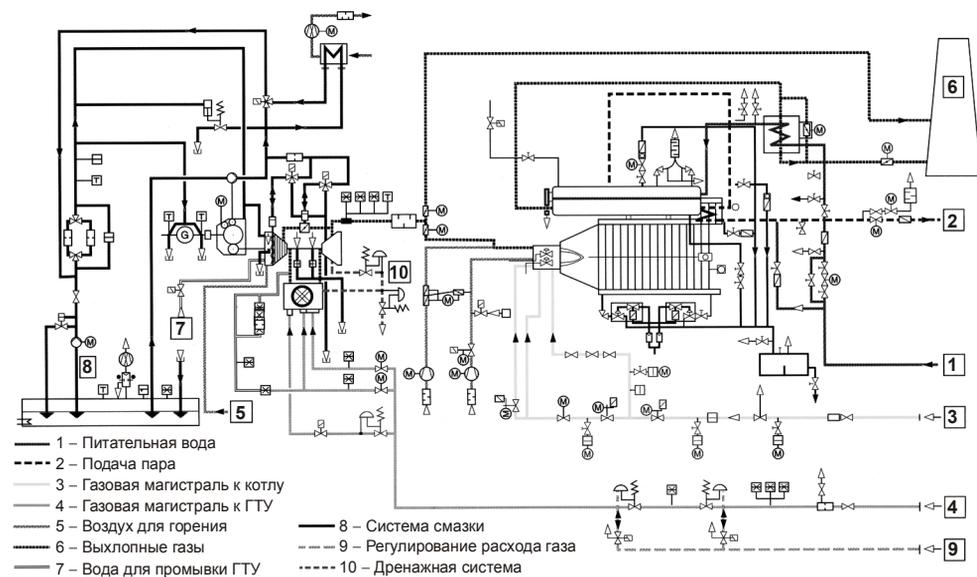
откуда для $[\text{O}_2] = 15,5\%$ и 7% соответственно получаем $\alpha_{\text{ГТУ}} = 3,5$ и $\alpha_{\text{КУ}} = 1,45$. Удельный вес продуктов сгорания в ГТУ при $\alpha_{\text{ГТУ}} = 3,5$ $\gamma_{\text{пс}} = 1,26 \text{ кг/м}^3$. Объемы продуктов сгорания и топлива определяем при нормальных условиях ($t = 0^\circ\text{C}$; $p = 101,3 \text{ кПа}$), т. е. с размерностью м^3 . Поэтому $V_{\text{ГТУ}} = G/\gamma_{\text{пс}} = 14,05 \text{ м}^3/\text{с}$. Далее определяем $B_{\text{ГТУ}}$ из соотношения $V_{\text{ГТУ}} = B_{\text{ГТУ}}(1 + 9,5\alpha_{\text{ГТУ}})$, откуда $B_{\text{ГТУ}} = 0,41 \text{ м}^3/\text{с}$ и следовательно из уравнения (*) определяем $B_{\text{доп}} = 0,6 \text{ м}^3/\text{с}$. Сжигание этого количества топлива может подогреть выхлопные газы ГТУ перед КУ до температуры $T_2 = 1500^\circ\text{C}$. Таким образом, паропроизводительность КУ возрастает до значения

$$D = 3,6 \frac{(G + B_{\text{доп}}) \cdot c_p (T_2 - T_3)}{i_n'' - i_{\text{пв}}} = 41,9 \text{ т/ч.}$$

При вычислениях теплоемкость продуктов сгорания принималась постоянной и равной $1,1 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$.

Изложенное показывает, что особенно в случаях с дожиганием, использование номограмм в приближенных расчетах значительно упрощает определение паропроизводительности КУ.

Типовая схема коммуникаций в когенерационной установке с ГТУ и котла-утилизатора с дожиганием приведена на рисунке.



6. ВЫБОР ГЕНЕРИРУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ РАЙОННОЙ ОТОПИТЕЛЬНОЙ КОТЕЛЬНОЙ

Система централизованного коммунального теплоснабжения населения является одной из самых привлекательных и перспективных областей теплоэнергетики для применения когенерационных технологий. Во многих странах мира именно возможность реализации когенерационных технологий является мощным стимулом для централизации отопления и теплоснабжения жилых массивов, применения мощных отопительных систем, которые служат базой для их надстройки электрогенерирующими агрегатами. Для стран СНГ, в которых системы централизованного теплоснабжения уже существуют, актуальная задача обновления и замены отработавшего оборудования может органично сочетаться с модернизацией существующих котелен на основе надстройки котлов электрогенерирующими модулями и превращением котелен теплоснабжения в мини-ТЭЦ. Это позволяет существенно повысить эффективность использования топлива в коммунальной сфере при минимально возможных удельных капиталовложениях.

6.1. Модернизация системы теплоснабжения на базе ГПД

Особенности методологии выбора типа когенерационной установки для районной отопительной котельной рассмотрим на примере модернизации одной из котелен.

Котельная оборудована двумя водогрейными котлами типа ПТВМ-30, двумя водогрейными котлами типа КВГМ-30 и четырьмя паровыми котлами типа ДКВР 20/13. Так как эксплуатационные характеристики водогрейных котлов ПТВМ-30 и КВГМ-30 практически одинаковые, то анализ их использования в когенерационной установке производится лишь для одного из типов этих котлов. Выбор того или другого типа котла для реализации комбинированной выработки решается на стадии рабочего проектирования.

Котельная обеспечивает теплоснабжение района через тепловую сеть. В зимний период (длительностью около 6 месяцев) в тепловую сеть подается $1500 \text{ м}^3/\text{ч}$ горячей воды с температурой $110 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура обратной воды составляет $65 \text{ }^\circ\text{C}$.

В летний период горячее водоснабжение обеспечивается подачей горячей воды с расходом $300 \text{ м}^3/\text{ч}$. Ее температура: прямая – $70 \text{ }^\circ\text{C}$, обратная $40 \text{ }^\circ\text{C}$. Тепловая мощность котельной составляет в зимний период 78 МВт , а в летний 11 МВт . Она обеспечивается за счет сжигания в котлах природного газа. На территории котельной проложена нитка газопровода среднего давления.

При выборе приводов (двигателей) электрогенерирующего оборудования руководствовались следующими соображениями.

В летний период теплоснабжение обеспечивается за счет утилизации тепла двигателей. Покрытие возрастающей тепловой нагрузки в зимний период достигается сжиганием топлива в котле с использованием в качестве окислителя отработавших газов двигателя, если коэффициент избытка воздуха в них $\alpha > 3,5$. При $\alpha < 3,5$ в продукты сгорания добавляется свежий воздух,

обеспечивая содержание кислорода на уровне не менее 15 об. % в смеси продуктов сгорания и воздуха, подаваемой в горелки котла. Благодаря такому подходу достигается максимальная загрузка электрогенерирующего оборудования в течение года и, как следствие, сокращение сроков окупаемости капитальных затрат. Кроме этого согласовывается двигатель (двигатели) и котел по расходам газов при номинальных нагрузках.

Для обеспечения максимального коэффициента использования теплоты топлива в летний период, когда котел когенерационной установки эксплуатируется как утилизатор тепла выхлопных газов двигателя, последний необходимо выбирать с минимальным коэффициентом избытка воздуха. Это условие обеспечивается газопоршневым двигателем, имеющим значение $\alpha \leq 2$ при номинальной нагрузке. Кроме этого газопоршневой двигатель по сравнению с газотурбинным имеет следующие преимущества:

- более низкую удельную стоимость установленного кВт электрической мощности;
- большее отношение электрической мощности к тепловой;
- больший коэффициент использования теплоты топлива на частичных нагрузках;
- более высокую эксплуатационную надежность и ресурс двигателя.

Согласно выполненным расчетам максимальная электрическая мощность при коэффициенте полезного действия электрогенерирующей надстройки 35 % достигается при комплектации котла типа ПТВМ-30 или КВГМ-30 газопоршневым приводом с электрогенератором суммарной расчетной мощностью 4,75 МВт, а котла ДКВР 20/13 – мощностью 1,52 МВт. Близкая к расчетной электрическая мощность может быть обеспечена производимым в Украине оборудованием, которое при сопоставимых показателях с выпускаемыми за рубежом машинами дешевле в 1,5 раза. Такой машиной для комплектации парового котла ДКВР 20/13 может быть производимый заводом им. Малышева (г. Харьков) двигатель-генератор типа 11ГД100М.

Энергетическая надстройка котла ПТВМ-30 допускает установку трех двигателей-генераторов типа 11ГД100М, а котла ДКВР 20/13 – одного двигателя. При работе когенерационной установки с указанными двигателями в режиме утилизации (минимальная тепловая нагрузка) коэффициент использования теплоты топлива составляет около 85 %, а полная тепловая мощность, которую можно обеспечить при работе одного двигателя-генератора за счет утилизации тепла системы охлаждения двигателя, его маслосистемы и отработанных газов составляет 2,42 МВт. При использовании в качестве окислителя отработанных газов двигателя с добавлением свежего воздуха тепловая мощность, генерируемая одним двигателем, увеличивается на 11,6 МВт. Для обеспечения требуемой тепловой мощности в летний период при условии полной утилизации теплоты двигателей в котельной необходимо установить четыре газопоршневых двигателя типа 17ГД100А. Они позволяют получить суммарно 5,4 МВт электрической мощности и 9,6 МВт – тепловой мощности летом и 56 МВт теплоты при дожигании топлива в котлах в потоке газов двигателей – зимой. Дефицит тепловой мощности когенерационной установки ликвидируется путем включения резервного котла.

Выбор вариантов модернизации котельной определялся, главным образом, требованиями технического задания, а именно, непрерывной работой, по крайней мере, одного парового котла в зимний период и максимальной выработкой электроэнергии в летний период на тепловом потреблении. Последнее требование обеспечивает круглогодичную эксплуатацию энергетической надстройки котлов. Это требование можно реализовать путем надстройки четырех котлов ДКВР 20/13 двигатель-генераторами типа 17ГД100А (первый вариант) или одного котла ДКВР 20/13 и одного котла типа ПТВМ-30 тремя двигателями-генераторами (второй вариант). При этом надстройка котла типа ДКВР 20/13 предусматривает два режима его эксплуатации в течение года. В отопительный период котел эксплуатируется по штатной схеме: выработка пара с последующей передачей тепла в теплообменнике водяному теплоносителю. В летний период котел ДКВР 20/13 переводится в водогрейный режим работы. В этом режиме практически используется только его экономайзерная часть. Перевод котла в водогрейный режим достигается за счет несложных переключений, благодаря которым в экономайзер подается циркулирующий в сети водяной теплоноситель, а отработанные газы с поршневого двигателя подаются в существующую камеру дымохода перед экономайзером.

Сопоставляя оба возможных варианта модернизации котельной, отметим их положительные и отрицательные стороны.

В первом варианте разрабатывается один рабочий проект, во втором требуется два проекта. Соответственно, нестандартное оборудование и система автоматики будут разными в двух проектах. Это приведет к удорожанию проектных и строительных работ.

Компоновка один котел – одна газопоршневая машина предпочтительнее по надежности в сравнении с компоновкой два котла – три газопоршневых машины.

В первом варианте маневренность по изменению тепловой мощности в сторону увеличения без ввода в эксплуатацию резервного котла невозможна. Во втором варианте такая возможность имеется за счет сжигания топлива в водогрейном котле ПТВМ-30.

Учитывая физический износ барабанов паровых котлов (ДКВР 20/13) предпочтение следует отдать энергетической надстройке водогрейных котлов. В любом случае решение об энергетической надстройке паровых котлов следует принимать на основании результатов диагностики их барабанов.

Первый вариант позволяет одновременно с энергетической надстройкой котлов использовать вырабатываемый пар в зимний период для работы противодавленческих паровых турбин, генерирующих дополнительную электроэнергию (инновационный проект Tasis 1997 г.). Реализация этого проекта позволит поднять электрическую мощность в отопительный период времени примерно на 3–4 МВт.

К сожалению, в летний период паровые турбины могут быть обеспечены паром только на четверть, что существенно снижает экономические показатели установки в целом.

Так как в обоих вариантах используется равное количество двигатель-генераторов одного и того же типа, то предпроектные технико-экономические показатели, базирующиеся на ценовых и технических характеристиках основного обо-

рудования (двигатель-генераторов), будут одинаковыми, то есть оба варианта примерно равноценны по основным технико-экономическим показателям.

Окончательный выбор варианта энергетической надстройки решается на стадии разработки технического проекта с учетом удобства размещения нового оборудования на существующих производственных площадях, износа и перспективы использования котлоагрегатов и других условий.

6.2. Модернизация районной отопительной котельной на базе использования паровых противодавленческих турбин

В системе коммунального теплоснабжения Украины установлено более трех тысяч паровых котлов суммарной тепловой мощностью 35 тыс. МВт, работающих на природном газе. Рассматриваются котлы, имеющие мощность свыше 4 Гкал/ч.

Использование этих мощностей для комбинированной выработки теплоты и электроэнергии с применением паровых турбогенераторов (ПТГ) представляется весьма перспективным. Принципиальная схема отопительной когенерационной установка на базе использования ПТГ показана на рис. 2.18.

Применение противодавленческой паровой турбины в такой схеме является оправданным, т. к. для обеспечения высокой энергетической эффективности установки (и, соответственно, приемлемых сроков окупаемости капиталовложений на ее сооружение) она должна работать при постоянной тепловой нагрузке (постоянном расходе пара) в течение всего года. Для отопительной котельной это условие является практически невыполнимым, а приводить тепловую мощность турбины в соответствие с ее реальной нагрузкой за счет конденсатора для теплофикационных схем является одним из самых неэффективных решений. Поэтому единственно правильным решением для рассматриваемого типа когенерационной установки является выбор базовой тепловой нагрузки более-менее постоянной в течение года, на которую и рассчитывается мощность паровой противодавленческой турбины.

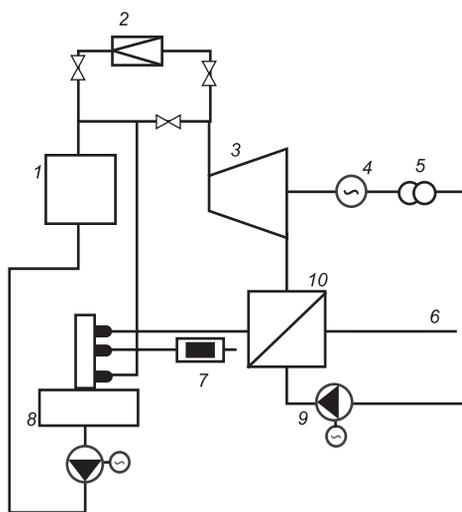


Рис. 2.18. Принципиальная схема установки турбогенератора в отопительной котельной:

1 – котел; 2 – РОУ; 3 – паровая турбина; 4 – генератор; 5 – к потребителям электроэнергии; 6 – к потребителям теплоты; 7 – химводоподготовка; 8 – деаэрактор; 9 – сетевой насос; 10 – пароводяной бойлер.

Для отопительной котельной это условие является практически невыполнимым, а приводить тепловую мощность турбины в соответствие с ее реальной нагрузкой за счет конденсатора для теплофикационных схем является одним из самых неэффективных решений. Поэтому единственно правильным решением для рассматриваемого типа когенерационной установки является выбор базовой тепловой нагрузки более-менее постоянной в течение года, на которую и рассчитывается мощность паровой противодавленческой турбины.

Расчеты показывают, что при базовой нагрузке, составляющей примерно 20–25 % от присоединенной мощности котельной, число часов работы ПТУ в отопительный период будет максимально возможным и поэтому сроки окупаемости будут приемлемыми.

В котельной при установке турбогенератора один или несколько паровых котлов должны обеспечивать базовую нагрузку, а остальные котлы (паровые или водогрейные) – покрывать пики теплоснабжения. Такая схема позволит ПТГ работать с наибольшей эффективностью.

Наименьшая единичная электрическая мощность выпускаемых серийно ПТГ составляет 0,5 МВт при расходе пара через турбину порядка 1,6 т/ч (данные НПВП «Турбокон», г. Калуга). Следовательно, паровая котельная, которую планируется модернизировать по рассматриваемой схеме, должна иметь базовую тепловую нагрузку, соответствующую указанному расходу пара. Это условие может быть выполнено путем объединения тепловой сетью нескольких близлежащих маломощных котельных. Тепловая базовая нагрузка ПТГ будет обеспечиваться закольцованной сетью за счет работы части котельных при работе остальных котельных в пиковом режиме. Такое решение позволит повысить надежность теплоснабжения и оптимизировать работу теплоэнергетического оборудования (использовать котлы с наилучшим КПД). В некоторых случаях котельные, работа которых является неэффективной, при закольцовывании тепловых сетей могут быть выведены из эксплуатации, либо использоваться в качестве резервных.

В любом случае для обеспечения эффективной работы когенерационной установки (станции) в процессе проектирования необходимо:

а) проанализировать существующие и перспективные объемы потребления разных видов энергии;

б) оптимизировать мощность когенерационной станции в соответствии с выполненным анализом собственного потребления энергии, спроса на энергию и возможностей ее реализации.

Если объемы собственного потребления энергии делают строительство когенерационной станции нецелесообразным, выход может быть найден в кооперации с соседним промышленным предприятием, либо с муниципалитетом, либо на пути создания собственных энерго – и, в первую очередь, – теплоснабжающих технологий.

7. СОПОСТАВЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК КОГЕНЕРАЦИОННЫХ СХЕМ С ПАРОВЫМИ И ГАЗОВЫМИ ТУРБИНАМИ [8]

Рассмотрим следующие типы теплоэлектростанций (ТЭС), использующих в качестве топлива природный газ:

(А) Паровая электростанция с турбиной противодавления – рис. 2.19;

(В) Паровая электростанция с теплофикационной паровой турбиной – рис. 2.20;

(С) Электростанция комбинированного цикла с газовой турбиной и котлом-утилизатором – рис. 2.21;

(D) Электростанция комбинированного цикла с газовой и паровой противодавленческой турбиной – рис. 2.22;

(E) Электростанция комбинированного цикла с газовой и паровой теплофикационной турбиной – рис. 2.23.

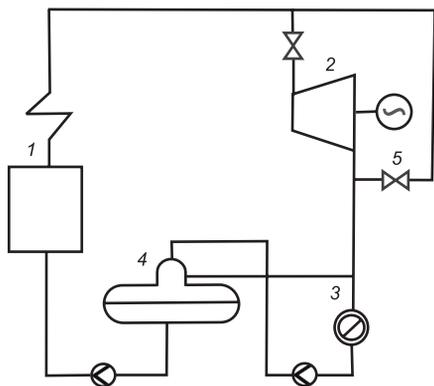


Рис. 2.19. Электростанция типа А [8]:
1 – котел; 2 – турбина с противодавлением;
3 – паровой (тепловой) потребитель; 4 – деаэрактор; 5 – байпас пара.

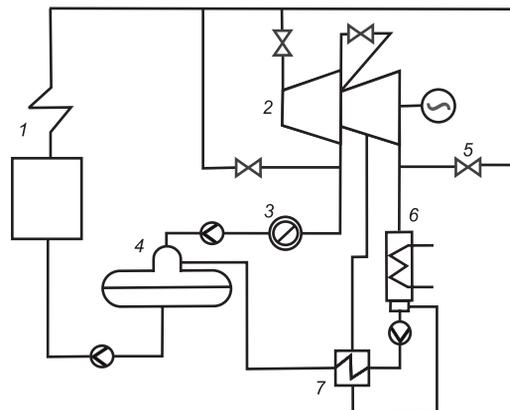


Рис. 2.20. Электростанция типа В [8]:
1 – котел; 2 – паровая турбина с теплофикационной отбором и конденсацией пара; 3 – потребитель пара (тепла); 4 – бункер питательной воды/деаэрактор; 5 – байпас пара; 6 – конденсатор; 7 – водоподогреватель.

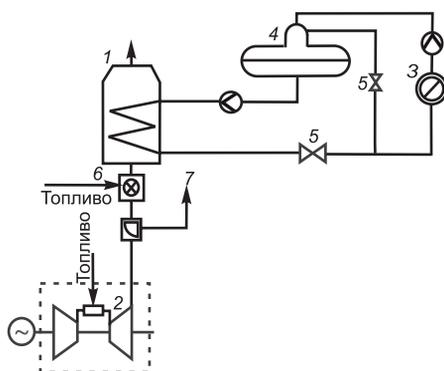


Рис. 2.21. Электростанция типа С [8]:
1 – котел-утилизатор; 2 – газовая турбина;
3 – потребитель пара (тепла); 4 – деаэрактор;
5 – устройство для выпуска пара; 6 – дополнительное сжигание (необязательно); 7 – байпасная выхлопная труба (необязательно).

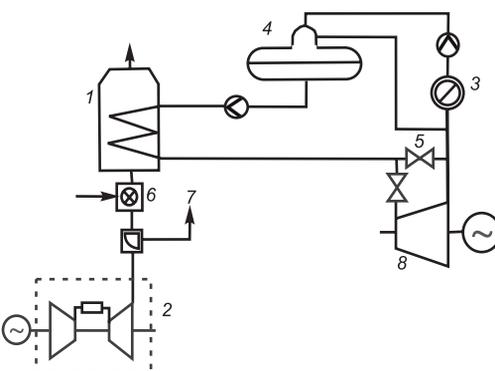


Рис. 2.22. Электростанция типа D [8]:
1 – котел-утилизатор; 2 – газовая турбина; 3 – потребитель пара (тепла); 4 – деаэрактор; 5 – байпас пара; 6 – дополнительное сжигание (необязательно); 7 – байпасная выхлопная труба (необязательно); 8 – паровая турбина с противодавлением.

Таким образом, рассматривается 5 вариантов построения ТЭЦ на базе использования паровых (противодавленческих и теплофикационных) и газовых турбин, из них 3 варианта (А, В и С) – базовые, основанные на одном из указанных типов турбин, а остальные (D и E) – парогазовые, основанные на сочетании газовой и паровой турбин. В вариантах С, D и E предусмотрено дожигание топлива в котле-утилизаторе газовой турбины. Кроме того, в блоке паровой турбины каждой из схем предусмотрено байпасирование пара.

Для всех рассматриваемых типов электростанций эксплуатационные диапазоны изменения Кит при генерации теплоты и электрической энергии показаны на рис. 2.24, как функция относительной электрической мощности. Этот график построен для работы электростанций при номинальной тепловой или электрической нагрузке оборудования.

Как следует из рис. 2.24, максимальные значения Кит могут обеспечить ТЭЦ, использующие противодавленческие турбины (схемы А и D), несколько меньшие значения Кит_{max} у электростанции с газовой турбиной и котлом-утилизатором (схема C) и наименьший – у ТЭЦ с теплофикационными турбинами (схема B и E). Это объясняется тем, что у последних тепловые потери цикла из-за наличия конденсатора – максимальны. Однако, из графика также следует, что только теплофикационная турбина в каждом варианте ее применения способна удовлетворить требования по производству электрической энергии и теплоты в наиболее широком диапазоне их соотношений. Все другие установки способны сделать это только в ограниченном диапазоне.

Таким образом, паровая турбина с противодавлением имеет преимущество в когенерационных схемах, если потребности в электрической энергии невелики по сравнению с потребностями в теплоте. Однако, если требуемое отношение $\frac{N_э}{N_э + Q_т}$ – велико, то наиболее выгодной оказывается

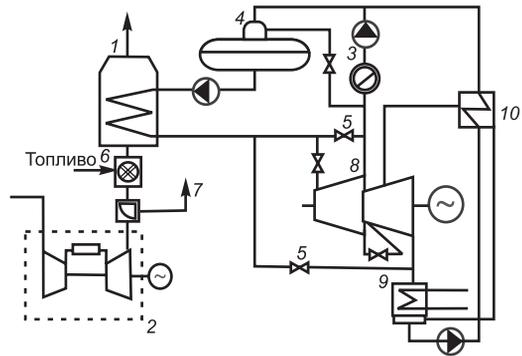


Рис. 2.23. Электростанция типа E [8]: 1 – котел-утилизатор; 2 – газовая турбина; 3 – потребитель пара (тепла); 4 – деаэраitor; 5 – байпас пара; 6 – дополнительное сжигание (необязательно); 7 – байпасная выхлопная труба (необязательно); 8 – паровая турбина с отбором/конденсацией; 9 – конденсатор; 10 – водоподогреватель.

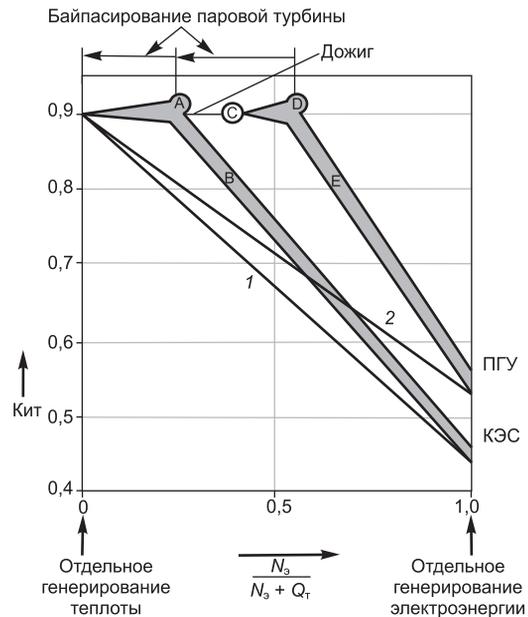


Рис. 2.24. Характеристики сравнимых электростанций [8]:

1 – раздельная выработка тепловой и электрической энергии на паровых установках; 2 – раздельная выработка тепловой и электрической энергии на установках комбинированного цикла.

станция с комбинированным циклом и турбинами с отбором. В этом отношении газовые турбины с котлами-утилизаторами (тип *C*) занимают промежуточное место.

Для любой из схем с паровой турбиной паровой байпас расширяет эксплуатационный диапазон по производству теплоты. В схеме с газовой турбиной расширение рабочего диапазона по производству теплоты можно обеспечить за счет сжигания топлива в котле-утилизаторе (типы *C*, *D* и *E*).

Наиболее важной задачей регулирования в когенерационных установках является обеспечение требуемых параметров технологического пара или отпускаемой теплоты при изменении нагрузки КОУ. Задача регулирования усложняется, если наряду с тепловой необходимо одновременно регулировать и электрическую мощность, например, когда электрическая станция работает в режиме «острова» (т. е. изолированно от сети). В этом случае станция с паровой теплофикационной турбиной (с отбором и конденсацией) является наиболее подходящей, т. к. позволяет осуществлять практически независимое управление двумя выходными параметрами (теплотой и электрической мощностью) без существенного изменения эффективности генерации.

В противоположность этому, турбина с противодавлением менее всего подходит для такой двойной функции, поскольку в этом случае необходимо сбрасывать излишек пара. В связи с этим в схеме необходим дополнительный конденсатор, чтобы можно было возвратить конденсат, и тогда преимущество противодавленческого варианта в простоте схемы теряется.

По возможностям регулирования, установки с газовой турбиной и котлом-утилизатором располагаются между рассмотренными двумя типами схем.

Комбинированные установки типа *D*, особенно в случае дополнительного сжигания топлива в котле-утилизаторе, приближаются по КПД к схемам с теплофикационным отбором пара. Однако, экономические показатели установки в целом в большей степени зависят от нагрузки газовой турбины, поскольку расход топлива при низкой нагрузке относительно увеличивается. При использовании современных ГТУ решение этой проблемы упрощается благодаря применению компрессора с поворотными направляющими лопатками.

При работе котла-утилизатора с дополнительным сжиганием топлива по схеме *C* возможности регулирования парообразования ограничены сверху. Это связано с ограничением количества окислителя, поступающего с выхлопными газами ГТУ, которое зависит от нагрузки газовой турбины.

В целом, для когенерационных установок трудно найти обобщенные экономические показатели, поскольку почти каждая установка построена для удовлетворения собственных нужд данного предприятия в энергии и поэтому индивидуальна. Большинство промышленных когенерационных электростанций, однако, имеют одну общую черту: их основной продукт – это теплота или пар. Электрическая энергия может быть почти всегда получена из электрических сетей. Поэтому в промышленных когенерационных установках, по меньшей мере, требуется столько топлива, сколько его расходуется в отдельно работающем паровом котле для генерации требуемого количества пара. Дополнительное топливо, потребляемое КОУ, может быть соотнесено с выработанной электроэнергией. Поэтому эффективность выработки электроэнергии

гии в КОУ может быть определена как отношение выработанной электрической энергии к «перерасходованному» топливу (уравнение (2.27)):

$$\eta_3^{\text{ког}} = \frac{N_3}{Q_{\text{дв}} - Q_{\text{п}}/\eta_{\text{к}}}.$$

Для расчета затрат на производство электроэнергии может быть использована следующая формула, полученная на основе сравнения капитальных и эксплуатационных расходов при когенерации:

$$C_3 = \frac{(K - K_{\text{кот}})\psi}{\tau \cdot N_3} + \frac{3_{\text{т}}}{\eta_3^{\text{ког}}} + \frac{(\mathcal{E} - \mathcal{E}_{\text{кот}})}{\tau \cdot N_3} + \mathcal{E}' - \mathcal{E}'_{\text{кот}}, \quad (2.36)$$

где C_3 – себестоимость генерации электричества в КОУ (USD/кВт·ч); $3_{\text{т}}$ – затраты на топливо (USD/кВт·ч); K – капиталовложение, включая налоги и страхование (USD); τ – количество рабочих часов в год (ч/год); \mathcal{E}' – изменение эксплуатационных расходов (USD/кВт·ч); \mathcal{E} – фиксированные эксплуатационные расходы, включая расходы на персонал (USD/год); ψ – годовая амортизация; $\eta_3^{\text{ког}}$ – КПД КОУ электрический; N_3 – генерируемая электрическая мощность, МВт; $Q_{\text{дв}}$ – мощность, эквивалентная затратам топлива, МВт; $Q_{\text{п}}$ – генерируемая тепловая мощность, МВт; $\eta_{\text{к}}$ – КПД парового котла. Индексы: кот – котельная; ког – когенерация.

Формула (2.36) может быть использована для оценки решений: выгодно ли генерировать электроэнергию на собственной станции или покупать (докупать) ее от других источников (т. е. следует ли на станции производить только пар или также и электрическую энергию).

Сравнение экономических показателей станций рассматриваемых типов выполнено на примере бумажной фабрики с требуемой электрической мощностью 45 МВт (табл. 2.2).

Таблица 2.2

Сравнение показателей промышленной электростанции для бумажной фабрики

Показатель	Единица измерения	Тип станции				
		A	B	C	D	E
Выходная мощность (нетто)	МВт	15	45	26	65	90
Коэффициент полезного действия электрический	%	81,3	43,1	95	76	75
Дополнительные инвестиции	10 ⁶ USD	11,5	34,6	13,8	38,5	69,2
Удельные капиталовложения*	10 ⁻² USD/кВ·ч	1,54	1,54	1,06	1,18	1,54
Расходы на топливо*		1,55	2,92	1,32	1,66	1,68
Эксплуатационные расходы*		0,3	0,7	0,23	0,38	0,46
Себестоимость генерирования электроэнергии		3,39	5,16	2,61	3,22	3,68

* Разность по отношению к простому паровому котлу.

Как видно, схема с газовой турбиной и котлом-утилизатором (тип *C*) генерирует самую дешевую электроэнергию, однако, она не обеспечивает необходимую мощность, так что разница должна быть куплена в сети. Вторым по минимуму себестоимости выработанной электроэнергии является вариант электростанции с противодавленческой паровой турбиной (тип *D*). При этом, генерируется больше электроэнергии, чем требуется, что дает возможность получить дополнительный доход за счет продажи избытка электроэнергии. Самую высокую себестоимость выработанной электроэнергии имеет электростанция на базе теплофикационной турбины (тип *B*), хотя она наиболее точно соответствует требованиям технического задания по мощности.

Требования технического задания (ТЗ):

- Расход пара при производстве тепла 25 кг/с (90 т/ч)
- Параметры пара 0,35 МПа/190 °С
- Потребляемая мощность 45 МВт
- Период эквивалентной утилизации 7000 ч/год
- Годовая амортизация 14,0 %
- Цена топлива (природного газа) 3,5 USD/ГДж

Изменение себестоимости электроэнергии для различных схем станций показана на рис. 2.25 при условии самообеспечения, покупки или продажи избытка электроэнергии. Как видно, средняя стоимость выработанной на

КОУ электроэнергии практически всегда ниже действующих цен (чем при покупке электроэнергии в сети). Следовательно, продажа избыточной электроэнергии в сеть является хорошим решением для повышения рентабельности КОУ в условиях повышения цен на энергорынке.

Из всех вариантов, станции комбинированного цикла (типа *D* и *E*) генерируют энергию при самом высоком отношении электрической мощности к теплу, обеспечивая избыток электроэнергии, который экспортируется в сеть. При этом вариант комбинированного цикла с паровой турбиной, имеющей отбор/конденсацию пара (типа *E*), является очень гибким с точки зрения генерации теплоты и обладает существенным потенциалом для экспортируемой мощности. Эта конфигурация обычно представляет наилучшее эконо-

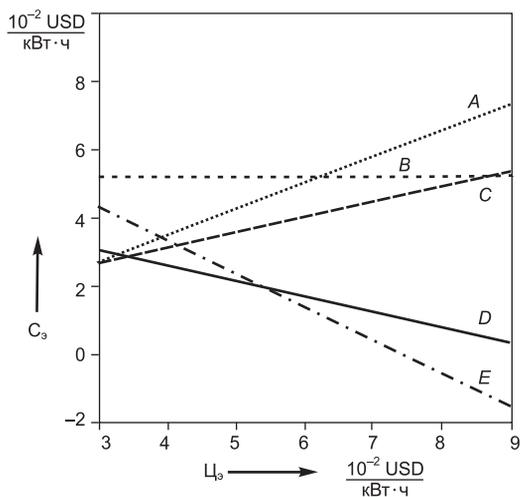


Рис. 2.25. Средняя цена электричества в случае комбинации самопроизводства и покупаемой/продаваемой электроэнергии [8]:

A–E – типы электростанций; C_0 – средняя стоимость выработанной электроэнергии при наличии комбинации самопроизводства и покупаемой/продаваемой энергии; C_0 – цена покупаемого и продаваемого электричества.

мическое решение, а доход, получаемый от экспортируемой мощности, будет зависеть от реальных рыночных условий.

Рис. 2.26 показывает, как период эксплуатации (количество рабочих часов в год) влияет на себестоимость производства электричества для станций типа *D* и *E*.

В табл. 2.3 сформулированы основные преимущества и недостатки рассмотренных типов КОУ. Видно, что станции с комбинированным циклом (типа *D* и *E*) являются одним из наилучших вариантов по сумме показателей.

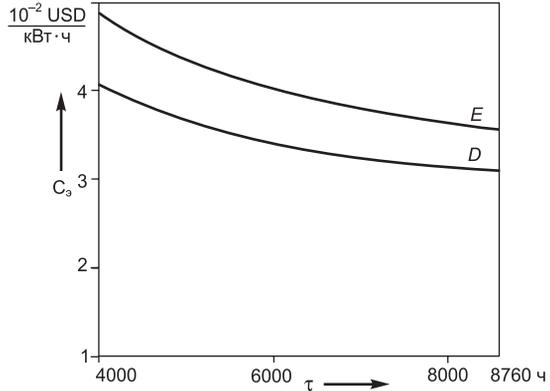


Рис. 2.26. Себестоимость производства электрической энергии в зависимости от количества рабочих часов за год [8]:

D, E – тип электростанции; $C_э$ – стоимость производства электроэнергии; τ – количества рабочих часов за год.

Таблица 2.3

Преимущества и недостатки электростанций типов А–Е

Тип станции	Преимущества	Недостатки
<i>A</i>	– высокая экономичность; – простота станции; – пригодность для низкокалорийных топлив	– ограниченная гибкость с точки зрения конструкции и эксплуатации
<i>B</i>	– высокая гибкость с точки зрения конструкции и эксплуатации; – пригодность для низкокалорийных топлив	– дороговизна; – высокие требования к охлаждающей воде
<i>C</i>	– хорошая экономичность по топливу; – простота станции; – короткий период поставки	– умеренная эффективность на частичных нагрузках; – малая пригодность для низкокалорийных топлив
<i>D</i>	– хорошая утилизация тепла; – относительно низкие капитальные затраты	– средняя до умеренной эффективность на частичных нагрузках; – малая пригодность для низкокалорийных топлив
<i>E</i>	– высокая гибкость с точки зрения конструкции и эксплуатации; – умеренные инвестиционные затраты	– малая пригодность для низкокалорийных топлив; – умеренные требования к охлаждающей воде

8. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ НАДСТРОЙКИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

Высокая доля затрат на электроэнергию в себестоимости промышленной продукции (от 20 до 80 % и более) связана не только с несовершенством технологических процессов, но и со значительной стоимостью самой электроэнергии, определяемой, в основном, топливной составляющей.

Оставляя в стороне вопросы энергозатратности технологий и производств в целом, рассмотрим такой аспект решения проблемы, как снижение себестоимости продукции за счет производства и самообеспечения предприятия более дешевыми энергоносителями, что можно осуществить путем модернизации теплотехнологических процессов на базе использования когенерационных технологий. Этот подход можно реализовать, например, в промышленности строительных материалов (производство цемента, кирпича, обжиг керамзита) и других производствах, в которых для генерирования теплоты сжигается природный газ. Наиболее важным условием эффективного применения когенерации является непрерывность промышленного теплотехнологического процесса с более-менее постоянным теплоснабжением.

Для каждого конкретного случая КОУ должна проектироваться так, чтобы не нарушать базовый технологический процесс, обеспечить заданные параметры теплоносителя и получить максимальную прибыль (или экономию топлива) от реализации произведенных когенерационной установкой теплоты и электроэнергии.

Объединяя процесс выработки электроэнергии с процессом генерации тепловой энергии в промышленной печи или котле можно обеспечить предприятие собственной электроэнергией, а ее избыток продавать другим потребителям или электрораспределяющим компаниям. Поскольку в комбинированном процессе коэффициент использования теплоты топлива достигает 80–85 %, топливная составляющая в себестоимости вырабатываемой КОУ электроэнергии в 2–3 раза ниже, чем в электроэнергии, производимой на конденсационных электростанциях. Поэтому себестоимость «собственной» электроэнергии будет ниже существующих тарифов. Таким образом, оба фактора – и снижение себестоимости основного продукта, и доход от продажи избытка собственной электроэнергии – способствуют увеличению прибыли данного предприятия.

Для когенерационной надстройки промышленной технологической печи может быть использована как газотурбинная установка, так и газопоршневой двигатель, сбрасывающие отработавшие газы в топочное пространство печи. Идеальным вариантом модернизации промышленной печи на базе когенерационной технологии является ситуация, когда для данной печи существует возможность подобрать тепловой двигатель, точно соответствующий печи по расходу и температуре выхлопных газов. В этом случае не требуется производить согласование характеристик когенерационной установки и базовой печи, если тепловой двигатель в составе когенерационной установки будет работать в режиме постоянной электрической нагрузки. Если это условие не

выполняется, или невозможно подобрать двигатель, соответствующий по параметрам выхлопных газов базовой печи, то требуется согласовать печь и двигатель за счет сжигания в потоке выхлопных газов двигателя дополнительного топлива и подмешивания (в случае необходимости) свежего воздуха.

Рассмотрим метод расчета когенерационной надстройки теплотехнологической печи газотурбинным двигателем, а затем отличительные черты решения этой задачи с газопоршневым двигателем.

8.1. Балансовые уравнения и определение основных показателей схемы с предвключенной ГТУ

Основное требование, которое необходимо выполнить при модернизации промышленной печи на основе когенерационной технологии, состоит в обеспечении неизменности ее технических характеристик и, в первую очередь, – температуры и тепловой мощности. Это требование удовлетворяется за счет соблюдения материального баланса модернизированной и базовой печей и равенства их тепловых мощностей.

Дадим определение основных характеристик печи в исходном варианте и в варианте ее совместной работы с тепловым двигателем, сбрасывающим продукты сгорания в камеру печи.

Температура продуктов сгорания в печи, сжигающей природный газ, зависит от содержания в продуктах сгорания свободного, т. е. не вступившего в реакцию горения, кислорода – чем больше избыточного воздуха в продуктах сгорания, тем ниже их температура. Температуру в печи можно определить из уравнения теплового баланса, согласно которому теплота, выделяемая при сжигании топлива, идет на нагрев продуктов сгорания от начальной температуры до температуры печи T_n , а также избыточного воздуха, не принявшего участия в горении и покидающего печь с продуктами сгорания, в том же интервале температур. Отношение расхода воздуха, подаваемого в печь, к расходу воздуха, теоретически необходимому для сжигания топлива, определяет коэффициент избытка воздуха в печи α_n^0 . С учетом того, что для сжигания 1 кг топлива требуется L_0 кг воздуха, при расходе топлива B_n^0 образуется $(1 + L_0) B_n^0$ «чистых» продуктов сгорания и выбрасывается вместе с ними из печи $(\alpha_n^0 - 1) B_n^0$ избыточного воздуха с температурой T_n . Тогда уравнение теплового баланса печи записывается следующим образом:

$$B_n^0 Q_n^p \eta_n = B_n^0 (1 + L_0) i'' + B_n^0 (\alpha_n^0 - 1) L_0 i', \quad (2.37)$$

где η_n – коэффициент полезного генерирования теплоты, учитывающий потери теплоты через стенки печи и от химической неполноты сгорания; i'' – приращение теплосодержания «чистых» продуктов сгорания при их нагреве от T_0 до T_n ; i' – приращение теплосодержания избыточного воздуха при его нагреве от T_0 до T_n .

Верхний индекс 0 относит параметр к исходному (базовому) режиму работы печи.

Выразив приращения теплосодержания через температуры, получим уравнение теплового баланса печи при сжигании 1 кг топлива в следующем виде:

$$Q_{\text{н}}^{\text{п}} \eta_{\text{п}} = (1 + L_0) c_{\text{п}}'' (T_{\text{п}} - T_0) + (\alpha_{\text{н}}^0 - 1) L_0 c_{\text{п}}' (T_{\text{п}} - T_0), \quad (2.38)$$

где $c_{\text{п}}''$ и $c_{\text{п}}'$ $\left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{С}} \right]$ – средние удельные теплоемкости «чистых» продуктов сгорания и воздуха для данного интервала температур ($T_{\text{п}} \dots T_0$).

Теплоемкость газов определяется по следующим приближенным соотношениям [9] для топлива, содержащего 86 % углерода и 14 % водорода:

$$c_{\text{п}}'' = 0,98 + 0,0001415(T_{\text{п}} + T_0), \quad (2.39)$$

$$c_{\text{п}}' = 0,938 + 0,0000988(T_{\text{п}} + T_0). \quad (2.40)$$

Из уравнения (2.38) получаем соотношение для определения коэффициента избытка воздуха, обеспечивающего требуемую температуру $T_{\text{п}}$ в печи:

$$\alpha_{\text{н}}^0 = 1 + \frac{Q_{\text{н}}^{\text{п}} \eta_{\text{п}} - (1 + L_0) c_{\text{п}}'' (T_{\text{п}} - T_0)}{L_0 c_{\text{п}}' (T_{\text{п}} - T_0)}. \quad (2.41)$$

Расход всех продуктов сгорания в печи определяется соотношением

$$G_{\text{н}}^{\text{пс}} = B_{\text{н}}^0 (1 + \alpha_{\text{н}}^0 L_0), \quad (2.42)$$

а тепловая мощность печи – равенством

$$Q_{\text{н}}^0 = B_{\text{н}}^0 Q_{\text{н}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{п}}. \quad (2.43)$$

При помощи этого равенства определяется расход топлива на печь, если известна ее тепловая мощность

$$B_{\text{н}}^0 = \frac{Q_{\text{н}}^0}{Q_{\text{н}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{п}}}. \quad (2.44)$$

При заданном $\alpha_{\text{н}}^0$ из уравнения теплового баланса получаем равенство

$$T_{\text{п}} = T_0 + \frac{Q_{\text{н}}^{\text{п}} \eta_{\text{п}}}{(\alpha_{\text{н}}^0 - 1) L_0 c_{\text{п}}' + (1 + L_0) c_{\text{п}}''}. \quad (2.45)$$

С использованием соотношений (2.39) и (2.40) из (2.45) следует

$$aT_{\text{п}}^2 + bT_{\text{п}} - c = 0, \quad (2.46)$$

где

$$\left. \begin{aligned} a &= 0,3 + 0,7\alpha_{\text{н}}^0 + \frac{1}{L_0} \\ b &= 296 + 6627\alpha_{\text{н}}^0 + \frac{6923}{L_0} \\ c &= 7067 \frac{Q_{\text{н}}^{\text{п}} \eta_{\text{п}}}{L_0} + aT_0^2 + bT_0 \end{aligned} \right\}. \quad (2.47)$$

Температура в печи определяется как один из корней равенства (2.46):

$$T_{\text{п}} = \frac{-b + \sqrt{b^2 + 4ac}}{2a}. \quad (2.48)$$

Для энергетических установок с приводными газотурбинными или газопоршневыми двигателями по заводским данным из параметров, необходимых для расчета когенерационной установки, обычно приводятся электрическая мощность установки $N_{\text{э}}$, ее КПД на клеммах генератора $\eta_{\text{э}}$, расход продуктов сгорания $G_{\text{дв}}^{\text{yx}}$ и их температура на выходе $T_{\text{дв}}^{\text{yx}}$.

Расход топлива на двигатель $B_{\text{дв}}$, тепловую мощность уходящих газов $Q_{\text{дв}}^{\text{yx}}$ и коэффициент избытка воздуха $\alpha_{\text{дв}}$ можно определить по следующим соотношениям

$$B_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{э}}}, \quad (2.49)$$

$$Q_{\text{дв}}^{\text{yx}} = B_{\text{дв}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} (1 - \eta_{\text{э}}), \quad (2.50)$$

$$\alpha_{\text{дв}} = \left(\frac{G_{\text{дв}}^{\text{yx}}}{B_{\text{дв}}} - 1 \right) \frac{1}{L_0}. \quad (2.51)$$

Температура в печи, работающей в составе когенерационной установки, определяется из уравнения теплового баланса: теплота топлива, сжигаемого в печи, а также теплота, вносимая в печь с избыточным воздухом в продуктах сгорания двигателя, уходит на нагрев «чистых» продуктов сгорания двигателя, от температуры $T_{\text{дв}}^{\text{yx}}$ до температуры $T_{\text{п}}$, а также на нагрев от температуры T_0 до $T_{\text{п}}$ «чистых» продуктов сгорания, образовавшихся в печи, и избыточного воздуха, покидающего печь с уходящими газами:

$$B_{\text{п}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{п}} + B_{\text{дв}} (\alpha_{\text{дв}} - 1) L_0 [i_{\text{в}}]_{T_0}^{T_{\text{дв}}^{\text{yx}}} = B_{\text{дв}} (1 + L_0) [i_{\text{г}}]_{T_{\text{дв}}^{\text{yx}}}^{T_{\text{п}}} + \\ + B_{\text{п}} (1 + L_0) [i'']_{T_0}^{T_{\text{п}}} + B_{\text{п}} (\alpha_{\text{п}} - 1) L_0 [i']_{T_0}^{T_{\text{п}}}$$

где $B_{\text{п}}$ – расход топлива, сжигаемого в печи, работающей по когенерационной схеме; $i_{\text{г}}''$, i' , $i_{\text{г}}''$, $i_{\text{в}}$ – приращение теплосодержаний «чистых» продуктов сгорания и воздуха в соответствующих интервалах температур; $\alpha_{\text{п}}$ – коэффициент избытка воздуха в процессе горения когенерационной печи.

С использованием температур газа и воздуха уравнение теплового баланса приобретает следующий вид

$$B_{\text{п}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{п}} + B_{\text{дв}} (\alpha_{\text{дв}} - 1) L_0 c_{\text{р,в}} (T_{\text{дв}}^{\text{yx}} - T_0) = B_{\text{дв}} (1 + L_0) c_{\text{р,г}}'' (T_{\text{п}} - T_{\text{дв}}^{\text{yx}}) + \\ + B_{\text{п}} (1 + L_0) c_{\text{р}}'' (T_{\text{п}} - T_0) + B_{\text{п}} (\alpha_{\text{п}} - 1) L_0 c_{\text{р}}' (T_{\text{п}} - T_0), \quad (2.52)$$

где

$$c_{\text{р,в}} = 0,938 + 0,0000988(T_{\text{дв}}^{\text{yx}} + T_0), \quad (2.53)$$

$$c_{\text{р,г}}'' = 0,98 + 0,0001415(T_{\text{п}} + T_{\text{дв}}^{\text{yx}}) \quad (2.54)$$

В результате преобразований с использованием приближенного соотношения $\frac{L_0}{1+L_0} \approx 0,935$, равенство (2.52) преобразуется к канонической форме квадратного уравнения относительно T_n с коэффициентами

$$\left. \begin{aligned} a &= 1 + \frac{B_n}{B_{дв}}(0,65\alpha_n + 0,35), \\ b &= 6923 + \frac{B_n}{B_{дв}}(6196\alpha_n + 727), \\ c &= 7067 \frac{B_n}{B_{дв}} \cdot \frac{Q_n^p \eta_n}{1+L_0} + T_{дв}^{yx^2}(0,65\alpha_{дв} + 0,35) + T_{дв}^{yx}(6196\alpha_{дв} + 727) + \\ &+ T_0^2 \left[\frac{B_n}{B_{дв}}(0,65\alpha_n + 0,35) - \right. \\ &\left. - 0,65(\alpha_{дв} - 1) \right] + T_0 \left[\frac{B_n}{B_{дв}}(6196\alpha_n + 727) - \right. \\ &\left. - 6196(\alpha_{дв} - 1) \right]. \end{aligned} \right\} \quad (2.55)$$

Расход топлива B_n , которое необходимо сжечь в когенерационной печи для достижения температуры T_n , определяется из условия равенства тепловой мощности базовой и модернизированной печей, т. е. теплота от сжигания добавочного топлива должна быть равна разности теплоты, генерируемой в базовой печи, и теплоты, вносимой в когенерационную печь выхлопными газами теплового двигателя. Пренебрегая потерями теплоты ГТУ на охлаждение, уравнение теплового баланса КОУ записывается следующим образом:

$$B_n Q_n^p \eta_n = B_n^0 Q_n^p \eta_n - B_{дв} Q_n^p (1 - \eta_3),$$

откуда

$$B_n = B_n^0 - B_{дв} \frac{1 - \eta_3}{\eta_n}. \quad (2.56)$$

Коэффициент избытка воздуха в когенерационной печи α_n определяется при помощи уравнения материального баланса, согласно которому количество избыточного воздуха, поступающего в печь с выхлопными газами двигателя, и «свежего» воздуха G_n^B , подаваемого в печь при помощи воздуходувки, должно быть равным теоретически необходимому для сжигания в печи расходу воздуха и избыточного воздуха, покидающего печь с продуктами сгорания:

$$B_{дв}(\alpha_{дв} - 1)L_0 + G_n^B = B_n L_0 + B_n(\alpha_n - 1)L_0 = B_n \alpha_n L_0, \quad (2.57)$$

откуда

$$\alpha_n = \frac{B_{дв}(\alpha_{дв} - 1)L_0 + G_n^B}{B_n L_0}. \quad (2.58)$$

Для обеспечения устойчивого и достаточно полного сжигания топлива в потоке выхлопных газов двигателя коэффициент избытка воздуха α_n должен

быть не меньше 1,1–1,3. Это условие легко выполняется, если применяются двигатели с $\alpha_{\text{дв}} > 3,5$ и если расходы продуктов сгорания двигателя и в базовой печи отличаются незначительно.

Другим назначением воздуха, подаваемого в печь, является обеспечение материального баланса между печами, работающими в базовом и когенерационном режимах, для чего этот расход должен удовлетворять следующему уравнению:

$$G_{\text{п}}^{\text{в}} = B_{\text{п}}^0(1 + \alpha_{\text{п}}^0 L_0) - B_{\text{дв}}(1 + \alpha_{\text{дв}} L_0) - B_{\text{п}}. \quad (2.59)$$

Решая совместно уравнения (2.58), (2.59) и (2.56), получаем соотношения, связывающие основные параметры когенерационной установки:

$$\alpha_{\text{п}} = \left(\frac{B_{\text{п}}^0(1 + \alpha_{\text{п}}^0 L_0) - B_{\text{дв}}(1 + L_0) - 1}{B_{\text{п}}^0 - B_{\text{дв}} \frac{1 - \eta_{\text{э}}}{\eta_{\text{п}}}} - 1 \right) \frac{1}{L_0}, \quad (2.60)$$

$$\frac{B_{\text{дв}}}{B_{\text{п}}^0} = \frac{\alpha_{\text{п}}^0 - \alpha_{\text{п}}}{\frac{1 + L_0}{L_0} - \left(\frac{1}{L_0} + \alpha_{\text{п}} \right) \frac{1 - \eta_{\text{э}}}{\eta_{\text{п}}}}. \quad (2.61)$$

8.2. Анализ возможных вариантов системы «двигатель+печь»

Для группы двигателей различной мощности, имеющих одинаковый КПД $\eta_{\text{э}} = 0,28$, и печи с КПД $\eta_{\text{п}} = 0,98$ зависимость (2.61) представлена графически на рис. 2.27.

Следует отметить, что в зависимости (2.61) существует два характерных параметра $[\alpha_{\text{п}}^0]^{\text{гп}}$ и $[B_{\text{дв}}/B_{\text{п}}^0]^{\text{гп}} = \bar{B}_{\text{дв}}^{\text{гп}}$, первый из которых определяет границу, разделяющую зоны с различным характером соотношения $\alpha_{\text{п}}^0$ и $\alpha_{\text{п}}$, а второй определяет предел, к которому должна стремиться относительная тепловая мощность выбираемого двигателя при уменьшении разности $\alpha_{\text{п}} - \alpha_{\text{п}}^0$ до нуля.

Параметр $[\alpha_{\text{п}}^0]^{\text{гп}}$ определяется из условия $\frac{B_{\text{дв}}}{B_{\text{п}}^0} \rightarrow \infty$, т. е. равенства нулю знаменателя в уравнении (2.61). Приравнявая полученное значение $\alpha_{\text{п}}$ коэффициенту $[\alpha_{\text{п}}^0]^{\text{гп}}$, получаем

$$[\alpha_{\text{п}}^0]^{\text{гп}} = \frac{1 + L_0}{L_0} \cdot \frac{\eta_{\text{п}}}{1 - \eta_{\text{э}}} - \frac{1}{L_0}. \quad (2.62)$$

Поскольку правая часть соотношения (2.61) при $\alpha_{\text{п}} \rightarrow \infty$ ($B_{\text{п}} \rightarrow 0$) представляет собой неопределенность типа $\frac{\infty}{\infty}$, то для ее раскрытия следует

воспользоваться правилом Лопиталья, в результате чего получим следующее соотношение

$$\bar{B}_{дв}^{пр} = \frac{\eta_{п}}{1 - \eta_{э}}. \quad (2.63)$$

Сравнение уравнений (2.63) и (2.56) показывает, что условие (2.63) является тождественным условием $B_{п} = 0$, т. е. для КОУ с двигателем, имеющим расход

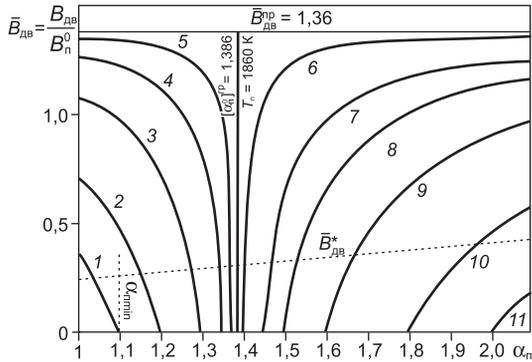


Рис. 2.27. Топливные расходные характеристики когенерационной печи: $\alpha_{дв} = 4,5$; $\eta_{э} = 0,28$; $\eta_{п} = 0,98$; $L_o = 14,375$ кг/кг;
 1 – $\alpha_{п}^0 = 1,1$, $T_{п} = 2150$ К; 2 – $\alpha_{п}^0 = 1,2$, $T_{п} = 2037$ К;
 3 – $\alpha_{п}^0 = 1,3$, $T_{п} = 1938$ К; 4 – $\alpha_{п}^0 = 1,35$, $T_{п} = 1895$ К;
 5 – $\alpha_{п}^0 = 1,375$, $T_{п} = 1870$ К; 6 – $\alpha_{п}^0 = 1,4$, $T_{п} = 1847$ К;
 7 – $\alpha_{п}^0 = 1,45$, $T_{п} = 1808$ К; 8 – $\alpha_{п}^0 = 1,5$, $T_{п} = 1767$ К;
 9 – $\alpha_{п}^0 = 1,6$, $T_{п} = 1694$ К; 10 – $\alpha_{п}^0 = 1,8$, $T_{п} = 1568$ К;
 11 – $\alpha_{п}^0 = 2,0$, $T_{п} = 1462$ К.

топлива $B_{дв} = B_{п}^0 \cdot B_{дв}^{пр}$, тепловой и материальный баланс когенерационной и базовой печи достигается исключительно за счет теплосодержания уходящих газов двигателя. Это следует из уравнения (2.59): при $B_{дв} > B_{п}^0$ и $B_{дв}(1 + \alpha_{дв}L_o) > B_{п}^0(1 + \alpha_{п}^0L_o)$ величина подпитываемого воздуха $G_{п}^в$ получается со знаком «минус», т. е. дополнительный воздух необходимо отводить от потока выхлопных газов двигателя, что неосуществимо.

При уменьшении $\bar{B}_{дв}$ такая ситуация будет сохраняться до тех пор (но уже с дожиганием топлива), пока величина $G_{п}^в$ согласно равенству (2.59) не станет равной нулю, т. е. пока не будет достигнут материальный баланс печей исключительно за счет расхода продуктов сгорания двигателя. Этому положению соответствует, как это следует из (2.58), коэффициент избытка воздуха в когенерационной печи

$$\alpha_{п}^* = \frac{B_{дв}(\alpha_{дв} - 1)}{B_{п}}. \quad (2.64)$$

Приравнивая (2.60) и (2.64) с учетом (2.56), получаем уравнение нижней границы зоны нереализуемых параметров КОУ:

$$\bar{B}_{дв}^* = \frac{\alpha_{п}^0 L_o}{1 + \alpha_{дв} L_o - \frac{1 - \eta_{э}}{\eta_{п}}}. \quad (2.65)$$

Таким образом, зона реализуемых параметров КОУ на рис. 2.27 находится между нижней пунктирной линией $\bar{B}_{дв}^*$ и осью абсцисс. Величина этой зоны определяется параметрами $\alpha_{п}^0$, $\alpha_{дв}$ и $\eta_{э}$ двигателя, выбираемого для над-

стройки печи, а также КПД печи $\eta_{\text{п}}$. Для оборудования, представленного на рис. 2.27 ($\alpha_{\text{дв}} = 4,5, \eta_{\text{э}} = 0,28, \eta_{\text{п}} = 0,98$), $\bar{B}_{\text{дв}}^*$ изменяется в пределах от 0,25 до 0,5 при изменении $\alpha_{\text{п}}^0$ от 1,1 до 2,26. Расположение верхней границы зоны реализуемых параметров КОУ практически не зависит от $\eta_{\text{э}}$ и $\eta_{\text{п}}$ и определяется, главным образом, величиной $\alpha_{\text{дв}}$: при уменьшении $\alpha_{\text{дв}}$ от 4,5 до 3 (т. е. при использовании более экономичных двигателей) $\bar{B}_{\text{дв}}^*$ увеличивается от 0,33 до 0,5 при $\alpha_{\text{п}}^0 = 2,26$, т. е. практически обратно пропорционально изменению $\alpha_{\text{дв}}$. Таким образом, диапазон приемлемых для использования в КОУ двигателей расширяется в случае применения для надстройки более экономичных ГТУ.

Если печь допускает перерасход рабочего тела, то можно применить более мощный двигатель, превышающий по расходу топлива величину $\bar{B}_{\text{дв}}^*$, однако при этом понадобится корректировка температуры печи за счет изменения расхода топлива $B_{\text{п}}$.

На графике 2.27 левее вертикальной пунктирной линии отмечена зона ($\alpha_{\text{п}} < 1,1$), в которой невозможно получить номинальные параметры в печи, работающей по когенерационной схеме, из-за невозможности обеспечить для горения требуемый коэффициент избытка воздуха. В рассматриваемом примере температура печи 2150 К недостижима при использовании любого двигателя, имеющего КПД $\eta_{\text{э}} = 0,28$.

При выборе двигателя и расчете характеристик когенерационной установки можно рекомендовать следующий порядок действий:

1. Для данной модернизируемой печи, имеющей тепловую мощность $Q_{\text{п}}^0$ и температуру $T_{\text{п}}$, по уравнениям (2.44), (2.41) и (2.42) рассчитываются расход топлива на печь, коэффициент избытка воздуха и расход продуктов сгорания; в случае необходимости по уравнениям (2.47), (2.48) рассчитывается температура печи $T_{\text{п}}$.

2. По уравнениям (2.65) и (2.49) определяются расход топлива и мощность двигателя, которые пригодны для когенерационной установки по условиям соблюдения теплового и материального балансов.

3. По уравнению теплового баланса (2.56) определяется расход топлива, подаваемого в печь когенерационной установки, для чего необходимо знать для выбранного двигателя конкретные значения $B_{\text{дв}}$ и $\eta_{\text{э}}$. Расход топлива на печь можно рассчитать также по следующему равенству, полученному из уравнения теплового баланса когенерационной печи:

$$B_{\text{п}} = B_{\text{дв}} \cdot \frac{\left[(T_{\text{п}} - T_{\text{дв}}^{\text{yx}})(T_{\text{п}} + T_{\text{дв}}^{\text{yx}}) + 6923 \right] - \left[- (T_{\text{дв}}^{\text{yx}} - T_0)(T_{\text{дв}}^{\text{yx}} + T_0) \cdot 0,65 + 6196 \right] (\alpha_{\text{дв}} - 1)}{7067 \frac{Q_{\text{п}}^0 \eta_{\text{п}}}{1 + L_0} - (T_{\text{п}}^2 - T_0^2)(0,65\alpha_{\text{п}} + 0,35) - (T_{\text{п}} - T_0)(6196\alpha_{\text{п}} + 727)}{}}. \quad (2.66)$$

Коэффициент избытка воздуха $\alpha_{\text{п}}$, входящий в это уравнение, рассчитывается по уравнению (2.60).

Если для когенерационной установки выбирается двигатель мощностью меньшей от максимально возможной, либо используется высокоэкономичный двигатель (с малым коэффициентом избытка воздуха $\alpha_{\text{дв}}$), когда свободного

воздуха в уходящих продуктах сгорания может оказаться недостаточным для организации горения в потоке уходящих газов двигателя, то расчет когенерационной установки производится по той же схеме, а расход дополнительного воздуха, подаваемого в печь рассчитывается по балансовому уравнению (2.59).

Расчетные данные, приведенные на рис. 2.27, могут быть использованы лишь на этапе выбора двигателя для надстройки промышленной печи на базе когенерационной технологии. Уточненные расчеты установки производятся в процессе ее оптимизации с целью получения либо максимальной топливной эффективности, либо получения максимальной электрической мощности надстройки, либо минимизации капвложений или сроков окупаемости с использованием уравнений, приведенных в разделе 2 данной главы.

Рассмотренные выше соотношения принципиально пригодны также и для расчета параметров когенерационной установки, базирующейся на паровом или водогрейном котле, надстроенном энергетической газотурбинной установкой, сбрасывающей продукты сгорания в топку котла, хотя при этом необходимо учитывать некоторые особенности котла по сравнению с печью. Среди отличий котла и промышленной печи прежде всего следует отметить значение фактора температуры в топке. Если для печи температура в подавляющем большинстве случаев является основным параметром, определяемым назначением печи и требованиями технологического процесса, то для котла фактор температуры и ее постоянства во времени является второстепенным. Для котла более важным является выполнение условия равенства тепловых мощностей котла в когенерационном и базовом вариантах, что несколько облегчает выбор энергетического оборудования для КОУ.

Второе отличие заключается в том, что в печи теплота, полученная от сгорания топлива, является непосредственно полезным продуктом, используемым далее в технологическом процессе, а в котле она преобразуется в другой полезный продукт – горячую воду или пар и здесь уже необходимо выполнять условие равенства основных параметров теплоносителя в когенерационном и базовом варианте котла. В связи с этим для котла становится весьма важным обеспечение требуемого коэффициента полезного действия котла (в то время, как для печи во многих случаях можно принять $\eta_{\text{п}} = 1$), а также обеспечение требуемых режимов теплопередачи и гидродинамики на теплообменных поверхностях, т. е. расчеты параметров процесса в когенерационной установке должны быть в ряде случаев дополнены гидравлическим и тепловым расчетом котла.

8.3. Влияние коэффициента избытка воздуха в печи на характеристики комбинированной установки

Практический интерес представляет качественный анализ характеристик когенерационной установки, т. е. зависимостей ее тепловых показателей (экономической эффективности, мощности, удельных расходов топлива на выработку теплоты и электроэнергии, и др.) от изменения параметров процесса – коэффициента избытка воздуха в продуктах сгорания двигателя, КПД двига-

теля и печи или котла. Ниже рассматривается случай, при котором материальный баланс печи, работающей в когенерационной схеме, и базовой печи достигается за счет выбора двигателя с соответствующим расходом продуктов сгорания, а сжигание дополнительного топлива в печи производится только за счет избыточного воздуха, содержащегося в продуктах сгорания двигателя [10]. В этом случае, несмотря на то, что процесс сжигания топлива в когенерационной установке происходит двухстадийно (сначала в двигателе, а затем в печи) с отличающимися коэффициентами избытка воздуха и расходом топлива на каждой стадии, уравнение материального баланса можно записать в следующем виде

$$B_{\text{п}}^0(1 + \alpha_{\text{п}}^0 L_0) = B_{\text{с}}(1 + \alpha_{\text{п}}^* L_0), \quad (2.67)$$

где $\alpha_{\text{п}}^*$ – коэффициент избытка воздуха в когенерационной установке, вычисленный по отношению ко всему сжигаемому в КОУ топливу (в двигателе и в печи):

$$\alpha_{\text{п}}^* = \frac{B_{\text{дв}} \cdot \alpha_{\text{дв}} L_0}{B_{\text{с}} L_0} = \frac{\alpha_{\text{дв}}}{1 + \frac{B_{\text{п}}}{B_{\text{дв}}}}, \quad (2.68)$$

$B_{\text{с}} = B_{\text{дв}} + B_{\text{п}}$ – суммарный расход топлива, сжигаемого в когенерационной установке.

В отличие от изложенного выше использование равенства (2.68) несколько упрощает выкладки.

Введя обозначение

$$f = \frac{1 + \alpha_{\text{п}}^0 L_0}{1 + \alpha_{\text{п}}^* L_0}, \quad (2.69)$$

получим для КОУ следующее соотношение

$$B_{\text{с}} = f \cdot B_{\text{п}}^0. \quad (2.70)$$

Уравнение теплового баланса печей при условии $\eta_{\text{п}} = 1$ записываем в следующем виде, пренебрегая теплотой, вносимой «свежим» воздухом:

$$B_{\text{п}}^0 Q_{\text{н}}^{\text{р}} = B_{\text{п}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} + (B_{\text{с}} - B_{\text{п}})(1 - \eta_{\text{э}}) Q_{\text{н}}^{\text{р}}, \quad (2.71)$$

откуда расход топлива на печь после реконструкции

$$B_{\text{п}} = [B_{\text{п}}^0 - B_{\text{с}}(1 - \eta_{\text{э}})] / \eta_{\text{э}}.$$

Подставив в это выражение соотношение (2.70), получим

$$B_{\text{п}} = B_{\text{п}}^0 [1 - f(1 - \eta_{\text{э}})] / \eta_{\text{э}}. \quad (2.72)$$

Расход топлива на двигатель

$$B_{\text{дв}} = B_{\text{с}} - B_{\text{п}} = B_{\text{п}}^0 (f - 1) / \eta_{\text{э}}. \quad (2.73)$$

Нормируя расходы топлива на КОУ, печь и двигатель величиной $B_{\text{п}}^0$, находим

$$\bar{B}_{\text{с}} = f \quad (2.74)$$

$$\bar{B}_n = [1 - f(1 - \eta_o)] / \eta_o \quad (2.75)$$

$$\bar{B}_{дв} = (f - 1) / \eta_o \quad (2.76)$$

Электрическая мощность, генерируемая энергетической надстройкой,

$$N_э = B_{дв} Q_n^p \eta_o = B_n^0 (f - 1) Q_n^p, \quad (2.77)$$

или в расчете на единицу тепловой мощности печи

$$\bar{N}_э = N_э / B_n^0 Q_n^p = f - 1 \quad (2.78)$$

По сравнению с базовой печью увеличение расхода топлива на комбинированный процесс составляет

$$\Delta B = B_c - B_n^0 = B_n^0 (f - 1). \quad (2.79)$$

Следовательно, коэффициент электрической эффективности энергетической надстройки с учетом равенств (2.77) и (2.79)

$$\eta_э^{кор} = N_э / (\Delta B \cdot Q_n^p) \equiv 1, \quad (2.80)$$

т. е. при выполнении указанных выше двух условий модернизации печи на базе когенерационной технологии (сохранении неизменными тепловой мощности и температуры) и использовании для сжигания топлива в печи только окислителя, содержащегося в потоке отработавших газов турбины, выработанная электроэнергия будет полностью эквивалентна «перерасходу» топлива на когенерационную установку по сравнению с базовой печью.

Поскольку параметр f согласно (2.69) пропорционален отношению α_n^0 / α_n^* , то значение относительной установленной электрической мощности энергетической надстройки окажется наибольшим для тех теплотехнологических процессов, осуществление которых требовало относительно высоких коэффициентов избытка воздуха в продуктах сгорания, т. е. для реконструкции печей, работающих при сравнительно невысоких температурах.

Полученные соотношения позволяют рассчитать энергетические характеристики комбинированного процесса в виде зависимостей основных его параметров от коэффициента избытка воздуха α_n^0 в базовой печи.

Если уравнение материального баланса записать в виде

$$\bar{B}_{дв}(1 + \alpha_{дв} L_o) + \bar{B}_n = \bar{B}_c(1 + \alpha_n^* L_o),$$

то из него можно получить соотношение

$$\alpha_n^* = \alpha_{дв} \frac{\bar{B}_{дв}}{\bar{B}_c}. \quad (2.81)$$

С помощью равенств (2.69), (2.74) и (2.76) уравнение (2.81) преобразуется к виду:

$$\alpha_{дв} = \left(\frac{\alpha_n^0}{f - 1} - \frac{1}{L_o} \right) \eta_o. \quad (2.82)$$

Уравнение (2.82) является балансовым: для выбранного двигателя с коэффициентом избытка воздуха $\alpha_{\text{дв}}$ и КПД $\eta_{\text{э}}$ его материальный и тепловой баланс с базовой печью достигается при коэффициенте f , равном

$$f = 1 + \frac{\alpha_{\text{п}}^0}{\frac{\alpha_{\text{дв}}}{\eta_{\text{э}}} + \frac{1}{L_0}} \quad (2.83)$$

При помощи равенств (2.69), (2.74), (2.76) и (2.82) из уравнения (2.81) можно получить следующее соотношение между $\alpha_{\text{п}}^*$ и $\alpha_{\text{п}}^0$, если пренебречь величиной $\frac{1}{L_0}$ по сравнению с $\frac{\alpha_{\text{дв}}}{\eta_{\text{э}}}$:

$$\alpha_{\text{п}}^* = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{п}}^0} + \frac{\eta_{\text{э}}}{\alpha_{\text{дв}}}} \quad (2.84)$$

Полученные в расчетах значения $\alpha_{\text{п}}^*$, являются оптимальными в смысле обеспечения наибольших значений $N_{\text{э}}$ для заданных $\alpha_{\text{п}}^0$.

Выбрав двигатель с $\alpha_{\text{дв}}$, равным, например, 4, и $\eta_{\text{э}} = 0,35$ для нескольких фиксированных значений $\alpha_{\text{п}}^0$ находим по ур. (2.83) балансирующие значения f и далее по соотношениям (2.74), (2.75), (2.76), (2.78) и (2.84) определяем относительные расходы топлива, электрическую мощность надстройки и коэффициент избытка воздуха $\alpha_{\text{п}}^*$ (рис. 2.28).

Из рис. 2.28 следует, что при увеличении коэффициента избытка воздуха базовой печи расход топлива на двигатель и его мощность увеличиваются. Возрастает также суммарный расход топлива на КОУ по сравнению с расходом топлива на базовую печь, хотя расход топлива на дожигание и уменьшается. Это означает, что доля теплоты, получаемая от двигателя, возрастает по сравнению с теплотой, получаемой от дожигания топлива в КОУ по мере снижения температуры реконструируемой печи и поэтому тепловая (а следовательно, и электрическая) мощность ГТУ в балансе тепловой мощности КОУ должна быть увеличена. При этом, поскольку расход дожигаемого топлива уменьшается, а расход избыточного

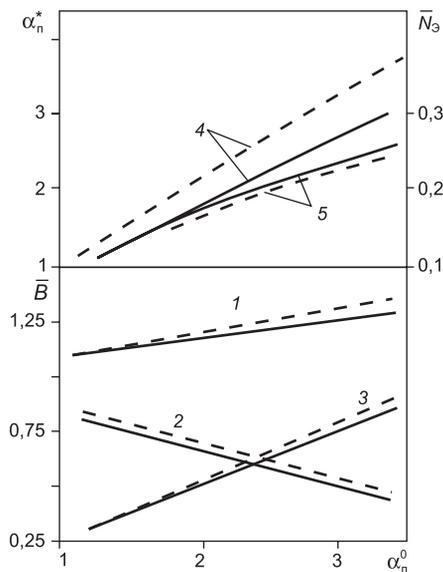


Рис. 2.28. Влияние коэффициента избытка воздуха базовой печи на топливно-энергетические показатели комбинированной выработки теплоты и электроэнергии в теплотехнологическом процессе при $\alpha_{\text{дв}} = 4$ (сплошная линия) и $\alpha_{\text{дв}} = 3$ (пунктирная линия), $\eta_{\text{э}} = 0,35$; 1 – \bar{B} ; 2 – \bar{B}_n ; 3 – $\bar{B}_{\text{дв}}$; 4 – \bar{N}_3 ; 5 – $\alpha_{\text{п}}^*$.

воздуха в продуктах сгорания двигателя из-за увеличения N_3 – увеличивается, то $\alpha_{п}^*$ также должен увеличиваться.

В примере, приведенном на рис. 2.28, для реконструкции печи с $\alpha_{п}^0 = 3$ может быть применен двигатель с $\alpha_{дв} = 4$ мощностью $N_3 = 0,254$ по сравнению с $N_3 = 0,124$ при $\alpha_{п}^0 = 1,5$, т. е. увеличение N_3 пропорционально увеличению $\alpha_{п}^0$. При этом относительный суммарный расход топлива на КОУ увеличивается от 1,124 до 1,254, т. е. всего на 11 %. Таким образом, для реконструируемых низкотемпературных печей эффективность КОУ намного выше, чем для высокотемпературных.

Естественно, что для реализации надстройки может быть выбрана ГТУ меньшей мощности, чем это следует из балансовых уравнений, однако такое решение менее выгодно экономически, т. к. несмотря на меньший прирост расхода топлива, увеличивается срок окупаемости капитальных вложений в реконструкцию.

8.4. Влияние коэффициента избытка воздуха в выхлопных газах двигателя на характеристики комбинированной установки

Поскольку значения $\alpha_{дв}$ реальных машин могут находиться в диапазоне 3–7, необходимо оценить влияние этого параметра на энергетические характеристики комбинированного тепло-

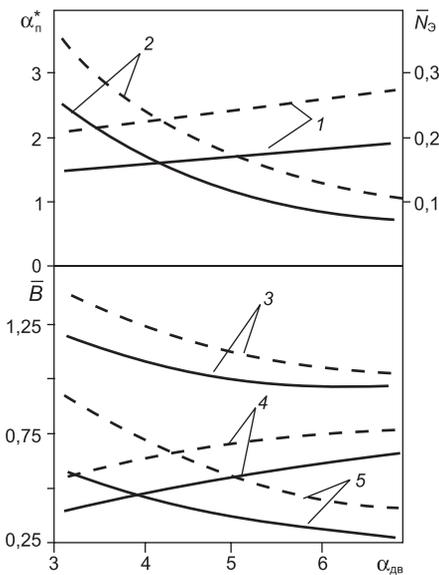


Рис. 2.29. Влияние коэффициента избытка воздуха в выхлопных газах ГТУ на топливно-энергетические показатели комбинированной выработки теплоты и электроэнергии в теплотехнологическом процессе (сплошные линии $\alpha_{п}^0 = 2$; пунктир $\alpha_{п}^0 = 3$); 1 – $\alpha_{п}^*$; 2 – N_3 ; 3 – \bar{B}_c ; 4 – $\bar{B}_п$; 5 – $\bar{B}_{дв}$.

технологического процесса.

В случае $\alpha_{дв} > 4$ содержание кислорода в выхлопных газах будет достаточным для организации надежного сгорания в их атмосфере топлива, подаваемого в печные горелки, вследствие чего принципиальных изменений в схему расчета параметров надстройки не вносится. Зависимости расходов топлива, коэффициента избытка воздуха $\alpha_{п}^*$ и мощности надстройки от параметра $\alpha_{дв}$ для двух значений $\alpha_{п}^0 = 2$ и 3 приведены на рис. 2.29. Из графика следует, что с ростом $\alpha_{дв}$ снижаются относительные значения суммарного расхода топлива и расхода топлива на двигатель, а также электрическая мощность надстройки, однако увеличивается относительный расход топлива, сжигаемого в горелках печи.

Для полноты картины характеристики на рис. 2.29 построены, начиная с $\alpha_{дв} = 3$ в предположении, что устойчивое горение природного газа можно организовать в потоке выхлопных газов ГТУ за счет подачи в печь допол-

нительного количества $G_{\text{п}}^{\text{в}}$ свежего (внециклового для ГТУ) воздуха. В этой связи несколько изменяется схема расчета параметров $B_{\text{с}}$ и $\alpha_{\text{п}}^*$ комбинированного процесса. Записав для требуемой концентрации кислорода в смеси выхлопных газов ГТУ и свежего воздуха соотношение

$$\frac{0,21[B_{\text{дв}}(\alpha_{\text{дв}} - 1)L_0 + G_{\text{п}}^{\text{в}}]}{B_{\text{дв}}(1 + \alpha_{\text{дв}}L_0) + G_{\text{п}}^{\text{в}}} = 0,15,$$

находим расход свежего воздуха, который следует добавить в поток выхлопных газов двигателя, чтобы обеспечить концентрацию кислорода, необходимую для устойчивого горения топлива в печи

$$G_{\text{п}}^{\text{в}} = B_{\text{дв}}[2,5 - (\alpha_{\text{дв}} - 3,5)L_0]. \quad (2.85)$$

Из уравнения (2.85) при условии $G_{\text{п}}^{\text{в}} = 0$ следует, что величина $\alpha_{\text{дв}}^* = 3,67$ является граничной величиной коэффициента избытка воздуха выбранного двигателя, ниже которого необходимо осуществлять подпитку печи свежим воздухом. Согласно определению коэффициент избытка воздуха в когенерационной установке в подходе, принято при выводе равенства (2.68) (т. е. как бы весь воздух $G_{\text{в.з}}$ и все топливо $B_{\text{с}}$ используются в двигателе)

$$\alpha_{\text{п}}^* = \frac{G_{\text{в.з}}}{B_{\text{с}}L_0}, \quad (2.86)$$

где

$$G_{\text{в.з}} = G_{\text{дв}}^{\text{в}} + G_{\text{п}}^{\text{в}} = B_{\text{дв}}\alpha_{\text{дв}}L_0 + G_{\text{п}}^{\text{в}}. \quad (2.87)$$

После преобразований с учетом (2.85), (2.87), (2.74), (2.76) из (2.86) следует:

$$\alpha_{\text{п}}^* = a \cdot \frac{\bar{B}_{\text{с}} - 1}{\bar{B}_{\text{с}}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{э}}}, \quad (2.88)$$

где

$$a = 3,5 + \frac{2,5}{L_0}. \quad (2.89)$$

Подставив это значение $\alpha_{\text{п}}^*$ в уравнение материального баланса (2.67), получим уравнение для определения балансирующего суммарного относительного расхода топлива на когенерационную установку:

$$\bar{B}_{\text{с}} = \frac{\eta_{\text{э}}(1 + \alpha_{\text{п}}^0 L_0) + aL_0}{\eta_{\text{э}} + aL_0}. \quad (2.90)$$

После этого, с учетом равенства $\bar{B}_{\text{с}} = f$ (уравнение (2.74)) определяются все остальные параметры когенерационной установки ($N_{\text{э}}$, $B_{\text{дв}}$, $\bar{B}_{\text{п}}$, $\alpha_{\text{п}}^*$, $G_{\text{п}}^{\text{в}}$) по уравнениям (2.78), (2.76), (2.75), (2.88) и (2.85). Таким способом определяются параметры когенерационной установки, если коэффициент избытка воздуха для выбранного двигателя ниже 3,67. Если $\alpha_{\text{дв}} \geq 3,67$, то $G_{\text{п}}^{\text{в}} = 0$, $\alpha_{\text{п}}^*$ и f определяются по уравнениям (2.84) и (2.69), а остальные параметры по уравнениям (2.78), (2.76) и (2.75).

Результаты расчетов, выполненных с использованием рассмотренных выше соотношений, представлены на рис. 2.28. Как следует из рисунка, с уменьшением $\alpha_{\text{дв}}$ с 4 до 3 характер кривых не изменяется, при этом снижается уровень $\alpha_{\text{п}}^*$, но возрастают уровни всех остальных параметров.

8.5. Когенерационная надстройка теплотехнологических печей газопоршневыми двигателями

В сравнении с ГТД отличительными особенностями ГПД, как энергетического агрегата для надстройки промышленной теплотехнологической печи, являются:

- 1) меньший коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания, сбрасываемых двигателем в печь;
- 2) меньшая доля сбросной тепловой энергии двигателя, которую можно использовать непосредственно в печи;

Низкий коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания двигателя означает, что за исключением случая, когда по температуре и тепловой мощности выхлопных газов двигатель полностью удовлетворяет требованиям базовой печи, необходимо при дожигании топлива добавлять «свежий» воздух, что обуславливает снижение электрической мощности выбираемого для КОУ газопоршневого двигателя.

Второе из указанных выше отличий ГПД от ГТД связано с тем, что в газопоршневом двигателе до 30–40 % сбросной тепловой энергии отводится в системах охлаждения корпуса двигателя и масла в виде низкопотенциальной теплоты (с температурой теплоносителя 60–70 °С), и ее технически невозможно использовать в печи.

С учетом указанных особенностей ГПД рассмотрим полученные выше соотношения для расчета КОУ с использованием газопоршневого двигателя.

Так же, как и в случае использования газотурбинного двигателя, условие материального баланса для КОУ с ГПД определяется равенством (2.59). Для электрической надстройки печи должны выбираться двигатели, у которых расход выхлопных газов меньший от расхода продуктов сгорания базовой печи, т. е.

$$B_{\text{дв}}(1 + \alpha_{\text{дв}}L_0) + G_{\text{п}}^{\text{в}} + B_{\text{п}} \leq B_{\text{п}}^0(1 + \alpha_{\text{п}}^0L_0).$$

Учет в тепловом балансе КОУ теплоты, отводимой в систему охлаждения двигателя, производим таким же образом, как это делалось в разделе 2 настоящей главы, т. е. при помощи коэффициента $k = \frac{Q_{\text{охл}}}{Q_{\text{дв}}}$, который представляет собой долю теплоты, отводимой в систему охлаждения, в энергии топлива, потребляемого двигателем. С учетом потерь теплоты на охлаждение двигателя (в смысле невозможности непосредственного использования ее в печи) уравнение теплового баланса КОУ записывается следующим образом

$$B_{\text{п}}Q_{\text{н}}^{\text{р}}\eta_{\text{п}} = B_{\text{п}}^0Q_{\text{н}}^{\text{р}}\eta_{\text{п}} - B_{\text{дв}}Q_{\text{н}}^{\text{р}}(1 - \eta_{\text{э}} - k), \quad (2.91)$$

откуда

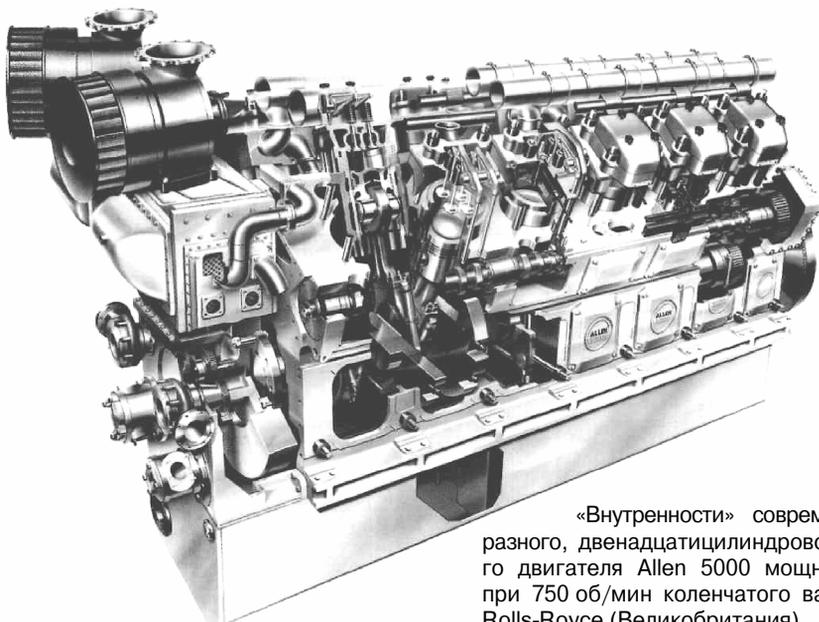
$$B_{\text{п}} = B_{\text{п}}^0 - B_{\text{дв}} \frac{1 - \eta_{\text{э}} - k}{\eta_{\text{п}}}. \quad (2.92)$$

ДИАГРАММА ЭНЕРГИЙ СОВРЕМЕННОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ



Низкооборотные (100–150 об/мин) двухтактные дизели по тепловой экономичности значительно превосходят среднеоборотные поршневые двигатели, паро- и газотурбинные установки; их КПД находится в диапазоне 48–52 %. Эти двигатели работают либо полностью на жидком топливе, либо используют одновременно и жидкое, и газообразное топливо (двухтопливные дизели) в произвольном соотношении. На дизель-генераторе возможна установка дополнительного турбогенератора сравнительно небольшой мощности на основе газовой турбины, ра-

ботающей на части потока выхлопных газов дизеля параллельно с турбиной турбоагрегата. Для мощных (~ 50 МВт) двухтактных дизелей такой добавочный турбогенератор может иметь мощность около 1 МВт. Тепловой баланс дизеля 7К60МС-S фирмы MAN B & W мощностью 20 МВт показан на рисунке. Электрический КПД такой установки составляет 50 %.



«Внутренности» современного V-образного, двенадцатицилиндрового дизельного двигателя Allen 5000 мощностью 6 МВт при 750 об/мин коленчатого вала компании Rolls-Royce (Великобритания).

Коэффициент избытка воздуха в когенерационной печи, обеспечивающий выполнение условия теплового баланса, для КОУ с ГПД равен

$$\alpha_{\text{п}} = \left(\frac{B_{\text{п}}^0(1 + \alpha_{\text{п}}^0 L_0) - B_{\text{дв}}(1 + L_0)}{B_{\text{п}}^0 - B_{\text{дв}} \frac{1 - \eta_{\text{э}} - k}{\eta_{\text{п}}}} - 1 \right) \frac{1}{L_0}. \quad (2.93)$$

Граничное значение расхода топлива на поршневой двигатель, который реально может быть выбран для энергетической надстройки технологической печи, может быть определено по уравнению

$$\bar{B}_{\text{дв}}^* = \frac{\alpha_{\text{п}}^0 L_0}{1 + \alpha_{\text{дв}} L_0 - \frac{1 - \eta_{\text{э}} - k}{\eta_{\text{п}}}}. \quad (2.94)$$

9. ПАРОТУРБИННЫЕ НАДСТРОЙКИ ДЛЯ ПАРОВЫХ КОТЕЛЬНЫХ [11]

Применение паровых противодавленческих турбин целесообразно в промышленных и отопительных котельных с низкими параметрами пара (1,4 МПа, 194–250 °С) при наличии тепловых нагрузок в виде систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения общей мощностью в десятки и сотни мегаватт. При небольших расходах технологического пара давлением 0,6–1,3 МПа, а также давлении насыщенного пара для технологических процессов до 0,5 МПа установка противодавленческих паровых турбин также экономически выгодна. Это связано с тем, что параметры пара от котлов и после турбин позволяют производить отпуск теплоты потребителям в необходимом количестве при одновременной выработке электроэнергии на тепловом потреблении, т. е. реализовать теплофикацию.

В последнее десятилетие рядом проектных организаций выполнены рабочие проекты строительства мини-ТЭЦ с использованием противодавленческих паровых турбин. Под мини-ТЭЦ понимается вновь сооружаемый машзал с турбоагрегатами и необходимым теплообменным, насосным и иным вспомогательным оборудованием.

Тепловая схема мини-ТЭЦ на основе противодавленческих паровых турбин и ее структурная связь с тепловой схемой котельной зависят от вида и величины тепловых нагрузок потребителей, типа системы теплоснабжения и оборудования, применяемого в котельной.

Открытые системы теплоснабжения

Тепловая нагрузка ГВС относительно стабильна в течение года. Низкий потенциал горячей воды, температура которой в процессе приготовления изменяется от 5–15 до 70 °С, позволяет выбрать сравнительно невысокое

давление пара за турбиной (величиной 0,1–0,2 МПа), что при заданной тепловой нагрузке ГВС позволяет существенно повысить электрическую составляющую в выработанной энергии турбины. Равномерный характер электрической нагрузки турбин в течение суток обеспечивается за счет использования аккумуляторных баков горячей воды.

На рис. 2.30 показаны тепловые схемы мини-ТЭЦ и их связь с паровой частью котельной для открытых систем теплоснабжения с атмосферными и вакуумными деаэраторами. При формировании тепловых схем и организации режимов работы мини-ТЭЦ необходимо иметь в виду, что эффективная деаэрация в атмосферном деаэраторе имеет место при температуре подаваемой подпиточной воды не менее 64 °С, в вакуумном деаэраторе – не менее 40 °С. Возможно также сохранение режима работы атмосферных деаэракторов в составе мини-ТЭЦ таким же, как и при работе только котельного оборудования.

В схеме (а) пар после турбины подается в атмосферный деаэратор и пароводяной подогреватель подпиточной воды котельной. В этом случае нагрев подпиточной воды в деаэраторе паром после турбины не должен быть более, чем 40 °С, температура подпиточной воды на входе в деаэратор – не менее 64 °С. Следует иметь в виду, что обычно в пароводяные теплообменники котельной подается пар при давлении 0,6 МПа и температуре 154 °С. При меньших давлениях пара температурный напор между паром и водой уменьшается, нагрев подпиточной воды снижается, потери давления в паровом тракте теплообменника котельной резко возрастают.

Кроме того, при расстоянии в десятки или сотни метров между турбиной и котельной и противодавлении 0,12–0,2 МПа затруднительно трассировать паропровод от турбины до деаэратора и теплообменников в условиях существующей котельной в связи с большими размерами паропровода. Например, для турбогенератора мощностью 3,5 МВт при расходе пара через турбину 46 т/ч диаметр паропровода после турбины равен 830 мм.

В связи с этим при реализации схемы (а) используют более высокое противодавление, например, на мини-ТЭЦ 2-й Пушкинской котельной ЗАО «Лентеплоснаб», где установлен турбоагрегат производства ОАО «Пролетарский завод», его величина равна 0,4–0,5 МПа. Увеличение противодавления привело к снижению мощности установленного турбоагрегата до 1,5 МВт.

В схеме (б) пар после турбины подается в пароводяные теплообменники, устанавливаемые в машзале мини-ТЭЦ рядом с турбиной. Площадь поверхности теплообмена выбирается исходя из наименьшего противодавления для выпускаемых турбин, равного 0,12 МПа. Для охлаждения теплообменников мини-ТЭЦ используется подогретая подпиточная вода после охладителей деаэрированной воды (ОДВ), имеющая температуру на входе в теплообменник около 40–50 °С. После подогрева паром от турбин на 35–40 °С подпиточная вода подается в деаэратор. В этом случае пароводяные теплообменники котельной выводятся из работы и выполняют роль резерва. Применение теплообменников машзала, работающих на паре давлением 0,1–0,2 МПа, позволило значительно увеличить мощность устанавливаемой турбины на рабочих проектах мини-ТЭЦ 1-й и 2-й Правобережных котельных, 2-й Ломоносовской котельной, имеющих тепловые мощности в 2 раза больше в сравнении со 2-й Пушкинской котельной; за счет снижения противодавления мощность турбогенератора повышена с 1,5 до 3,5–4 МВт.

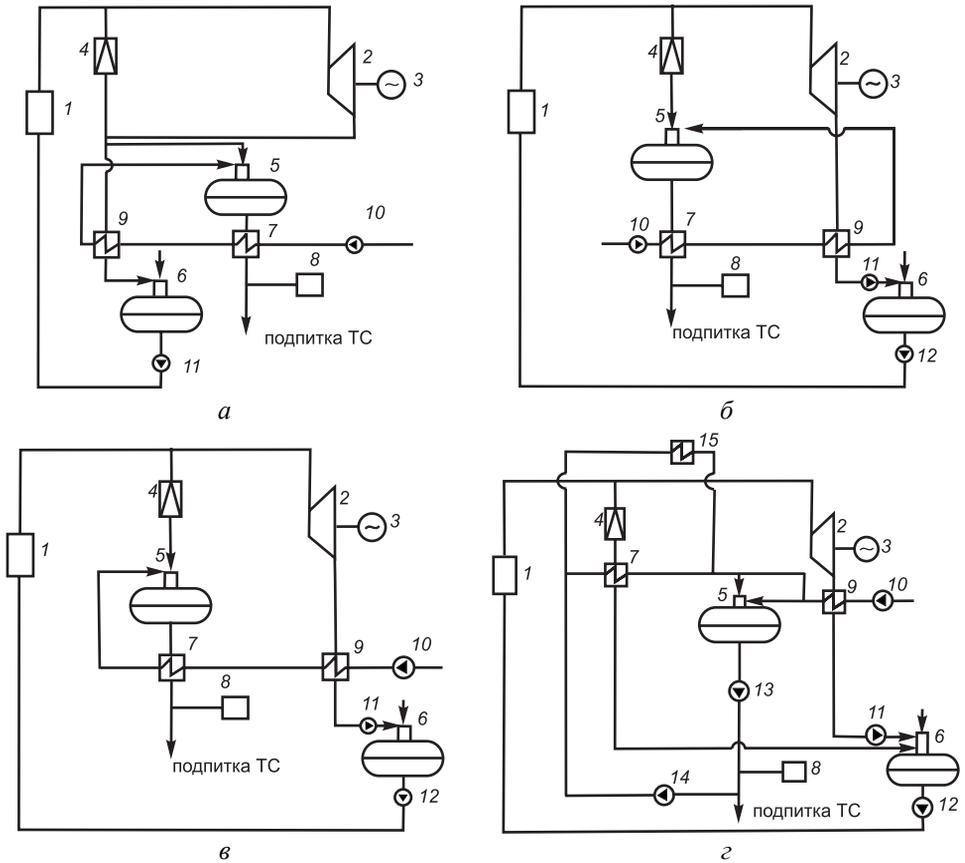


Рис. 2.30. Тепловые схемы подключения мини-ТЭЦ к паровой части котельной с атмосферными (*а, б, в*) и вакуумным (*з*) деаэраторами для открытой системы теплоснабжения [11]:

а) при использовании теплообменного оборудования котельной: 1 – паровой котел; 2 – паровая турбина; 3 – электрогенератор; 4 – редукционно-охладительная установка котельной; 5 – подпиточный деаэратор; 6 – питательный деаэратор; 7 – охладитель деаэрированной воды; 8 – аккумуляторный бак горячей воды; 9 – пароводяной подогреватель подпиточной воды котельной; 10 – насос сырой воды; 11 – питательный насос;

б) при размещении в машзале парового турбоагрегата, пароводяных подогревателей подпиточной воды, догревающих сырую воду после ОДВ, и конденсатных насосов: 1–8 те же; 9 – пароводяной подогреватель подпиточной воды машзала; 10 – насос сырой воды; 11 – конденсатный насос; 12 – питательный насос;

в) при размещении в машзале парового турбоагрегата, пароводяных подогревателей сырой воды и конденсатных насосов: 1–8 те же; 9 – пароводяной подогреватель сырой воды машзала; 10 – насос сырой воды; 11 – конденсатный насос; 12 – питательный насос;

з) при размещении в машзале парового турбоагрегата, пароводяных подогревателей подпиточной воды и конденсатных насосов: 1–6 те же; 7 – пароводяной подогреватель котельной для создания греющего потока вакуумного деаэратора; 8 – аккумуляторный бак горячей воды; 9 – пароводяной подогреватель сырой воды машзала; 10 – насос сырой воды; 11 – конденсатный насос; 12 – питательный насос; 13 – подпиточный насос; 14 – циркуляционный насос греющей воды; 15 – водогрейный котел.

В тепловой схеме (а) теплообменники мини-ТЭЦ охлаждаются исходной подпиточной водой или водой после фильтров химводоочистки, имеющей температуру 20–30 °С. После подогрева до 40–60 °С подпиточная вода направляется в ОДВ котельной. В результате уменьшения температурного напора между подпиточной и деаэрированной водой тепловая мощность ОДВ уменьшается и требуется их реконструкция с увеличением площади поверхности теплообмена в 2 раза. Для рассматриваемой тепловой схемы площадь поверхности теплообмена пароводяных теплообменников машзала приблизительно в 2 раза меньше в сравнении с предыдущим вариантом.

Сравнительный анализ приведенных вариантов тепловых схем показывает, что тепловая схема (б) не требует работ по реконструкции котельной, кроме врезок трубопроводов, позволяет в любой момент вернуться к работе по существующей тепловой схеме котельной, обеспечивает максимальную электрическую мощность мини-ТЭЦ. В связи с этим она представляется наиболее удачной для применения при строительстве мини-ТЭЦ на котельных, работающих в открытой системе теплоснабжения.

В тепловой схеме (в) в вакуумный деаэратор поступают греющий поток с температурой 130–150 °С, приготовленный в пароводяных теплообменниках котельной в межотопительный период за счет нагрева паром от РОУ котельной, или в водогрейных котлах в отопительный период, а также нагреваемый поток подпиточной воды. Поток подпиточной воды с исходной температурой 5–15 °С нагревается до 40–50 °С в пароводяных теплообменниках машзала мини-ТЭЦ и далее догревается до 60 °С за счет смешения с частью греющего потока. Расход греющего потока в этой схеме мини-ТЭЦ приблизительно в 3 раза меньше, в сравнении со схемой котельной. Это связано с предварительным подогревом подпиточной воды в теплообменниках мини-ТЭЦ. Схема также не требует реконструкции котельной, кроме врезок трубопроводов.

Принципиально возможна работа вакуумного деаэратора на паре от турбин в качестве греющего потока. Однако работа вакуумного деаэратора в новых условиях требует согласования с его режимными характеристиками и заводом-изготовителем.

На мини-ТЭЦ котельных открытых систем теплоснабжения могут устанавливаться две группы пароводяных теплообменников с параллельным подключением по паровому потоку после турбин. Первая группа теплообменников охлаждается нагреваемой подпиточной водой в соответствии со схемами, рассмотренными выше, вторая группа теплообменников работает на обратной сетевой воде в соответствии со схемами, приведенными ниже. Возможно также использование подпиточной или сетевой воды для конденсации пара в одной и той же группе установленных пароводяных теплообменников машзала мини-ТЭЦ за счет переключения, предусмотренного в тепловой схеме. Оба варианта были реализованы в названных 5 котельных г. С.-Петербурга.

Закрытые системы теплоснабжения

Для закрытых систем теплоснабжения рекомендуются тепловые схемы мини-ТЭЦ, представленные на рис. 2.31. Эти схемы аналогичны рассмотренным выше, но для охлаждения пара после турбины используется обратная

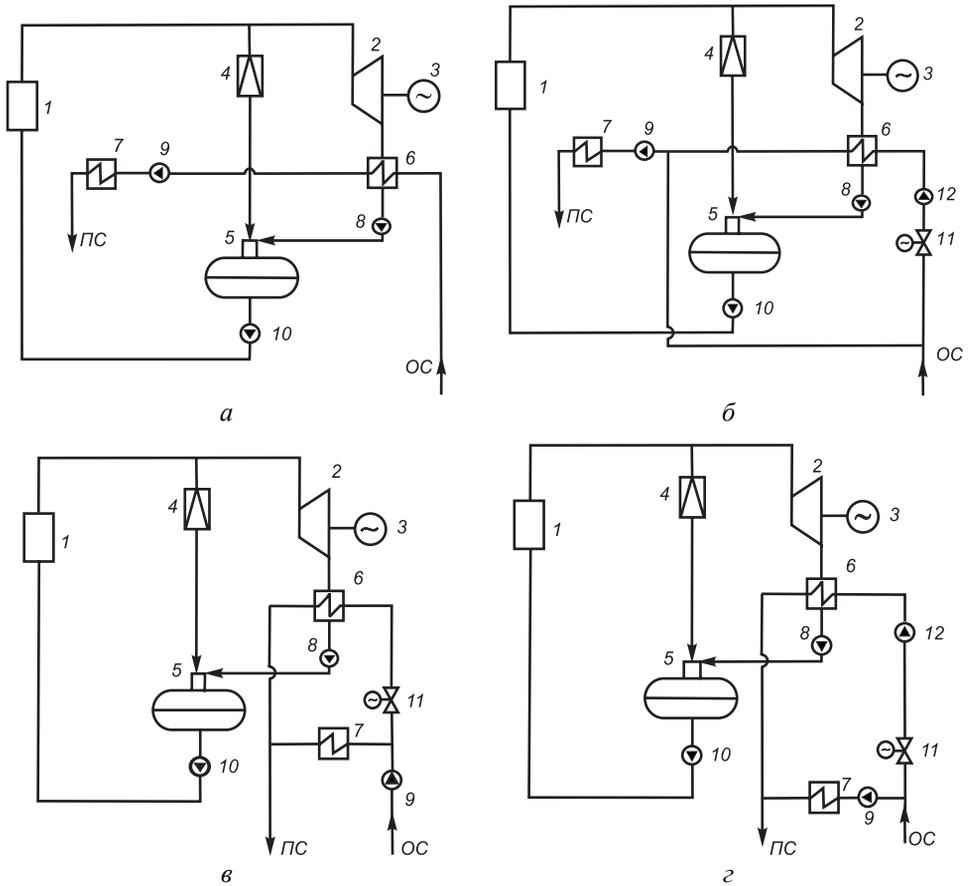


Рис. 2.31. Тепловые схемы подключения мини-ТЭЦ к паровой части котельной с атмосферными деаэраторами для закрытой системы теплоснабжения [11]:

а) при размещении в машзале парового турбоагрегата, пароводяных подогревателей всего потока сетевой воды и конденсатных насосов: 1 – паровой котел; 2 – паровая турбина; 3 – электрогенератор; 4 – редукционно-охладительная установка котельной; 5 – питательный атмосферный деаэратор; б) пароводяной подогреватель сетевой воды машзала; 7 – водогрейный котел; 8 – конденсатный насос машзала; 9 – сетевой насос котельной; 10 – питательный насос;

б) при размещении в машзале парового турбоагрегата, пароводяных подогревателей сетевой воды, подкачивающих насосов сетевой воды и конденсатных насосов: 1–10 те же; 11 – регулятор расхода сетевой воды; 12 – подкачивающие сетевые насосы машзала;

в) при размещении в машзале парового турбоагрегата, пароводяных подогревателей сетевой воды с параллельным присоединением к водогрейным котлам, и конденсатных насосов: 1–10 те же; 11 – регулятор расхода сетевой воды;

г) при размещении в машзале парового турбоагрегата, пароводяных подогревателей сетевой воды, конденсатных насосов, сетевых насосов машзала с параллельным присоединением к водогрейным котлам: 1–10 те же; 11 – регулятор расхода сетевой воды машзала; 12 – сетевой насос машзала;

ПС, ОС – подающая и обратная линии тепловой сети.

сетевая вода. В схемах (а) и (б) пароводяные теплообменники машзала подключаются последовательно с водогрейными котлами, т. к. только в этом случае можно сохранить расчетный температурный график регулирования тепловой нагрузки системы теплоснабжения. В схеме (а) вся обратная сетевая вода тепловой магистрали проходит через теплообменники мини-ТЭЦ (мини-ТЭЦ ОАО «Вологодский оптико-механический завод»); возможно также прохождение только ее части (мини-ТЭЦ Приморской котельной ГУП «ТЭК СПб»). В обоих случаях пароводяные теплообменники машзала подключаются к тепловой сети без использования сетевых насосов машзала.

Схема (б) мини-ТЭЦ с подкачивающими сетевыми насосами применена на мини-ТЭЦ ОАО «Стройэнерго» (г. Череповец).

Схема (в) с параллельным подключением водогрейного котла к подогревателю сетевой воды машзала не требует установки дополнительных сетевых насосов, однако мощность теплового источника в этом случае снижается в связи с невозможностью значительного изменения расхода сетевой воды и падением температуры сетевой воды в подающей линии тепловой сети. Такая схема применена на мини-ТЭЦ ОАО «Вологодский станкозавод» и ОАО «Уральская кузница» (г. Чебаркуль), а также рассматривалась в качестве одного из вариантов на названных выше 5 котельных г. С.-Петербурга.

Эта же схема может быть использована в качестве резервной для открытой системы теплоснабжения. При переходе на закрытую систему теплоснабжения теплообменники сетевой и подпиточной воды будут охлаждаться сетевой водой с обеспечением номинального расхода пара через турбины.

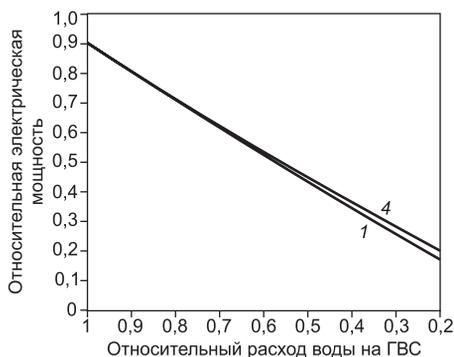
В схеме (г) примененной на мини-ТЭЦ ОАО «Агростройконструкция» (г. Вологда), при параллельном подключении теплообменников машзала к водогрейным котлам применяются сетевые насосы машзала.

Разнообразие реализованных в проектной практике схемных решений позволяет осуществить наиболее удачный выбор тепловой схемы, соответствующей конкретным условиям работы котельной, и обеспечить эффективную, маневренную работу мини-ТЭЦ.

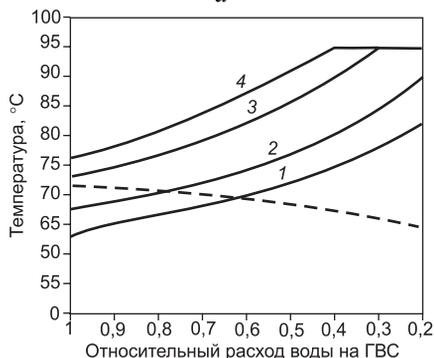
Энергетические характеристики мини-ТЭЦ

В качестве примера приводим расчетные характеристики мини-ТЭЦ, выполненной по схеме, приведенной на рис. 2.30, а (схема № 1) для котельной с открытой системой теплоснабжения на базе тепловой нагрузки горячего водоснабжения. В этой схеме с атмосферными деаэраторами подпиточной воды роль первичных подогревателей исходной водопроводной воды выполняют ОДВ, дальнейший подогрев воды производится последовательно в пароводяных подогревателях котельной и в атмосферных деаэраторах паром с выхлопа турбин.

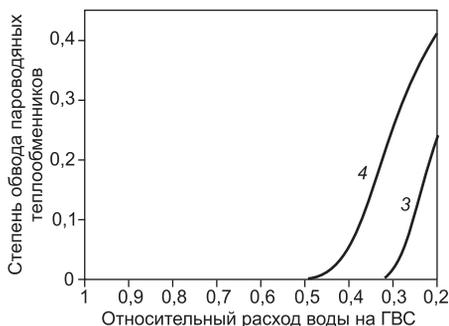
На рис. 2.32, а приведены зависимости электрической мощности мини-ТЭЦ от изменения расхода горячей воды в диапазоне 20–100 % в межотопительный период при заданном противодавлении турбин 0,12; 0,2; 0,44 и 0,7 МПа. Электрическая мощность в условиях межотопительного периода (расход горячей воды 80 %, температура исходной воды 15 °С) для противодавлений 0,12; 0,2; 0,44 и 0,7 МПа составляет 71, 71, 72 и 72 % от номинальных значений, соответствующих расходу горячей воды 100 % и температуре



a



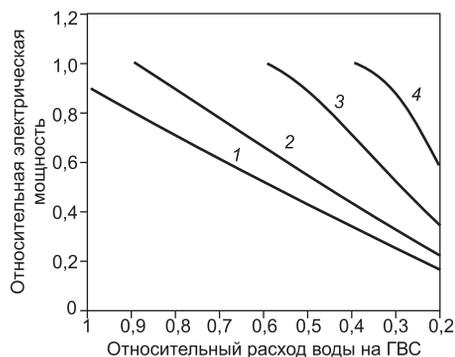
б



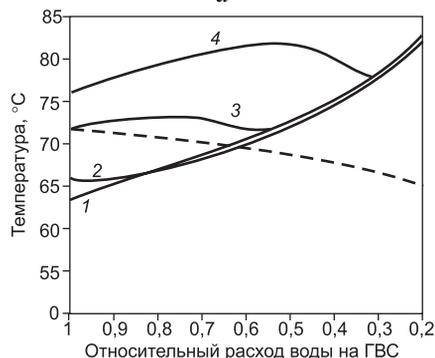
в

Рис. 2.32. Зависимости параметров для тепловой схемы № 1 мини-ТЭЦ от расхода воды на ГВС в межотопительный период при заданных противодавлениях [11]:

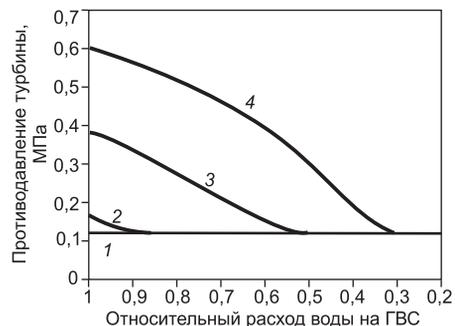
a – электрическая мощность; *б* – температура воды на входе в деаэраторы – сплошные линии, температура воды для ГВС – пунктирная линия; *в* – степень обвода пароводяных теплообменников; 1 – противодавление 0,12 МПа; 2 – 0,2; 3 – 0,44; 4 – 0,7.



a



б



в

Рис. 2.33. Зависимости параметров для тепловой схемы № 1 мини-ТЭЦ от расхода воды на ГВС в межотопительный период при регулировании противодавления [11]:

a – электрическая мощность; *б* – температура воды на входе в деаэраторы – сплошные линии, температура воды для ГВС – пунктирная линия; *в* – противодавление; 1 – противодавление 0,12 МПа; 2 – 0,2; 3 – 0,44; 4 – 0,7.

исходной воды 5 °С. При расходе воды на ГВС 20 % от номинального уровня соответствующие значения составят 16, 17, 17 и 19 %. Следует отметить, что при снижении нагрузки ГВС для номинальных противодавлений 0,44–0,7 МПа температура подогретой воды на выходе из пароводяного подогревателя возрастает до 95 °С и выше, в связи с этим при низких нагрузках требуется организация перепуска части нагреваемой воды параллельно пароводяным теплообменникам при поддержании температуры нагретой воды на входе в деаэраторы на уровне 95 °С. Регулирование температуры воды, подаваемой в деаэратор, связано с обеспечением качественной деаэрации.

Изменение температур потоков и степени обвода пароводяных теплообменников для разных противодавлений показано на рис. 2.32, б, в. Температура приготавливаемой горячей воды при снижении расхода в летний период от 100 до 20 % и температуре исходной воды 15 °С падает от 73 до 65 °С, температура воды после ОДВ возрастает от 50 до 57 °С, температура воды на входе в деаэратор возрастает от 64 до 95 °С, электрическая мощность турбин, например, для противодавления 0,12 МПа падает от 0,1107 до 0,0201 МВт_г/МВт_т.

В межотопительный период при снижении среднего расхода горячей воды до 80 % и повышении температуры исходной водопроводной воды до 15 °С при заданном противодавлении уменьшаются расход пара через турбины и их мощность на 28–29 %. При номинальных противодавлениях 0,44 и 0,70 МПа возможно сохранение номинальной мощности турбин в межотопительный период за счет снижения противодавления с помощью регуляторов давления до 0,28 и 0,52 МПа (рис. 2.33, а). Изменение температур воды на входе в деаэраторы, воды для системы ГВС и противодавления показано на рис. 2.33, б, в, обвод теплообменников при регулировании противодавления отсутствует.

Реконструкция пароводяных теплообменников котельной с установкой их в котельной или в машзале мини-ТЭЦ (рис. 2.30, а) производится, исходя из условия сохранения температуры воды на выходе из этих теплообменников на уровне 70 °С при номинальном противодавлении турбин, что позволяет сохранить оптимальный нагрев подпиточной воды в атмосферных деаэраторах. Максимальное увеличение поверхности теплообмена в 2,05 раза имеет место при противодавлении 0,12 МПа, удельная величина устанавливаемой площади поверхности теплообмена пароводяных теплообменников на единицу тепловой мощности средней нагрузки ГВС равна 2,79 м²/МВт. Отличия на переменных нагрузках ГВС от схемы мини-ТЭЦ без реконструкции теплообменников будет вызвано незначительным увеличением расхода исходной водопроводной воды и перераспределением практически того же общего расхода пара между пароводяными теплообменниками и деаэраторами. Поэтому большинство результатов, приведенных для схемы без реконструкции, с высокой точностью справедливы и для схемы с реконструкцией теплообменников котельной.

В схеме (б) (рис. 2.30) пароводяные теплообменники машзала выбираются, исходя из нагрева в них воды до 95 °С при заданном противодавлении в расчетных условиях отопительного периода, площадь поверхности ОДВ такая же, как и в предыдущей схеме. В деаэратор в качестве греющего потока

подается насыщенный пар давлением 0,7 МПа от РОУ котельной. Такая схема реализуется часто в связи с трудностью трассировки трубопроводов парового потока с выхлопа турбин, расположенных в отдельно стоящем машзале, к деаэраторам котельной. Для исследуемого диапазона нагрузок ГВС и противодавлений требуется поддержание температуры воды на входе в деаэраторы на уровне не выше 95 °С за счет обвода части нагреваемой воды параллельно теплообменникам машзала.

Удельная электрическая мощность турбин, отнесенная к единице тепловой мощности нагрузки ГВС, равна 0,1610; 0,1173; 0,0952; 0,0582 и 0,0343 МВт_э/МВт_т для противодавлений 0,04; 0,12; 0,2; 0,44 и 0,7 МПа, соответственно.

Удельная площадь поверхности теплообмена устанавливаемых в машзале пароводяных теплообменников на единицу тепловой мощности нагрузки ГВС для противодавлений 0,12–0,7 МПа равна 8,50–3,02 м²/МВт.

Возможна работа схемы при ухудшенном вакууме на выхлопе турбин. Для реализации процесса конденсации пара в этом случае требуется применение эжекторов, обеспечивающих удаление паровоздушной смеси. При номинальном давлении пара за турбиной 0,04 МПа температура воды на входе в деаэратор в расчетном режиме равна 70 °С, и обвод теплообменников не требуется.

При снижении среднего расхода воды до 80 % от расчетного значения и повышении температуры исходной водопроводной воды до 15 °С летом мощность турбин уменьшается приблизительно до 68 %. В диапазоне изменения расходов воды на ГВС от 100 до 20 % летом температура воды на ГВС изменяется от 72 до 65 °С, температура воды на входе в деаэратор – от 72 до 76 °С для давления за турбиной 0,04 МПа и 95 °С для остальных противодавлений. Результаты регулирования противодавлением мощности турбин аналогичны представленным на рис. 2.33, а. Степень обвода при снижении противодавления существенно уменьшается. Температура воды на входе в деаэратор и подпиточной воды для системы ГВС изменяются в допустимых пределах.

Приведенные энергетические характеристики были получены на основании математической модели, включавшей балансовые уравнения для основных элементов схемы.

Балансовые энергетические соотношения для потоков энтальпий и процесса теплопередачи для каждого из теплообменных аппаратов, имеют вид:

– для деаэраторов

$$(G_{ГВ} - G_{ПД}) \cdot i_{ВЫХ\ ТО} + G_{ПД} \cdot i_2 = G_{ГВ} \cdot i_{ВЫХ\ Д}, \quad (2.95)$$

– для ОДВ

$$\begin{aligned} G_{ГВ} \cdot (i_{ВЫХ\ Д} - i_{ГВ}) &= (G_{ГВ} - G_{ПД}) \cdot (i_{ВЫХ\ ОДВ} - i_{ХВ}) = \\ &= k_{ОДВ} \cdot \frac{(t_{ГВ} - t_{ХВ}) - (t_{ВЫХ\ Д} - t_{ВЫХ\ ОДВ})}{\ln \frac{t_{ГВ} - t_{ХВ}}{t_{ВЫХ\ Д} - t_{ВЫХ\ ОДВ}}} \cdot F_{ОДВ}, \end{aligned} \quad (2.96)$$

– для пароводяных теплообменников

$$(G_{ГВ} - G_{ПД}) \cdot (i_{\text{ВЫХ ТО}} - i_{\text{ВЫХ ОДВ}}) = G_{\text{ПТО}} \cdot (i_2 - i'_2) = k_{\text{ПТО}} \cdot \frac{(t_{\text{ВЫХ ТО}} - t_{\text{ВЫХ ОДВ}})}{\ln \frac{t_2 - t_{\text{ВЫХ ОДВ}}}{t_2 - t_{\text{ВЫХ ТО}}}} \cdot F_{\text{ПТО}} \quad (2.97)$$

Здесь $G_{ГВ}$ – расход приготавливаемой горячей воды, $G_{ПД}$, $G_{\text{ПТО}}$ – расход пара, подаваемого в деаэраторы и в пароводяные теплообменники; $i_{\text{ВЫХ ТО}}$, i_2 , i'_2 , $i_{\text{ВЫХ Д}}$, $i_{ГВ}$, $i_{\text{ВЫХ ОДВ}}$, $i_{ХВ}$ – удельная массовая энтальпия потоков подогретой воды на выходе из пароводяного теплообменника, пара на выходе из турбины, насыщенной жидкости на выходе из турбины, насыщенной жидкости на выходе из деаэратора, приготовленной горячей воды, подогретой водопроводной воды на выходе из ОДВ, холодной водопроводной воды; $t_{\text{ВЫХ ТО}}$, t_2 , $t_{\text{ВЫХ Д}}$, $t_{ГВ}$, $t_{\text{ВЫХ ОДВ}}$, $t_{ХВ}$ – соответствующие температуры потоков; $k_{\text{ОДВ}}$, $k_{\text{ПТО}}$ – коэффициенты теплопередачи для ОДВ и пароводяного теплообменника; $F_{\text{ОДВ}}$, $F_{\text{ПТО}}$ – общие площади поверхности теплообмена ОДВ и пароводяных теплообменников.

Коэффициент теплопередачи $k_{\text{ПТО}}$ (Вт/м²·К) для пароводяных горизонтальных подогревателей тепловых сетей по ОСТ 108.271.105 определяется системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} k_{\text{ПТО}} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{п}}} + \frac{\delta_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}}} + \frac{\delta_{\text{НАК}}}{\lambda_{\text{НАК}}} + \frac{1}{\alpha_2}} \\ \alpha_{\text{п}} &= 1,16 \frac{(4320 + 47,54t_s - 0,14t_s^2)}{\sqrt[4]{md_{\text{п}}(t_s - t_{\text{СТ}})}} \\ \alpha_2 &= 1,16(1210 + 18t_{\text{СР}}^{\text{н}} - 0,038(t_{\text{СР}}^{\text{н}})^2) \frac{w_{\text{ТР}}^{0,8}}{d_{\text{ВН}}^{0,2}} \end{aligned} \right\} \quad (2.98)$$

где $\alpha_{\text{п}}$ – коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к наружной стенке трубы; α_2 – коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубы к воде; коэффициент теплопроводности латунных трубок $\lambda_{\text{СТ}} = 105$ Вт/м·К; толщина накипи $\delta_{\text{НАК}} = 0-0,001$ м, в расчетном режиме принята равной 0; коэффициент теплопроводности накипи $\lambda_{\text{НАК}} = 2,3$ Вт/м·К; m – приведенное число трубок, принято $m = 27$; $d_{\text{п}}$, $d_{\text{ВН}}$ – наружный и внутренний диаметры трубок; в расчетах принималось $d_{\text{п}} = 0,016$ м, $d_{\text{ВН}} = 0,014$ м; t_s – температура насыщения пара, подаваемого в теплообменники, °С, $t_s = t_2$; $t_{\text{СР}}^{\text{н}}$ – средняя температура нагреваемой воды; $t_{\text{СТ}}$ – температура стенок трубок, $t_{\text{СТ}} = (t_s + t_{\text{СР}}^{\text{н}})/2$; $w_{\text{ТР}}$ – скорость движения воды в трубках, в расчетном режиме принята равной 1,5 м/с.

Коэффициент теплопередачи $k_{\text{ОДВ}}$ (Вт/м²·К) для горизонтальных секционных скоростных водоподогревателей по ГОСТ 27590 определяется с помощью системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned}
 k_{\text{одв}} &= \frac{\psi\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}} \\
 \alpha_1 &= 1,16(1210 + 18t_{\text{ср}}^{\text{н}} - 0,038(t_{\text{ср}}^{\text{н}})^2) \frac{w_{\text{тр}}^{0,8}}{d_{\text{вн}}^{0,2}} \\
 \alpha_2 &= 1,16(1210 + 18t_{\text{ср}}^{\text{гр}} - 0,038(t_{\text{ср}}^{\text{гр}})^2) \frac{w_{\text{мтр}}^{0,8}}{d_{\text{экв}}^{0,2}}
 \end{aligned} \right\}, \quad (2.99)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от нагреваемого потока водопроводной воды, протекающего внутри труб, к стенке трубы; α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воде; $t_{\text{ср}}^{\text{н}}$ – средняя температура охлаждающей воды, °С; $t_{\text{ср}}^{\text{гр}}$ – средняя температура греющей воды; $w_{\text{тр}}$, $w_{\text{мтр}}$ – скорости движения воды в трубках и в межтрубном пространстве, в расчетном режиме приняты равными 1,5 и 0,8 м/с; $d_{\text{вн}}$, $\delta_{\text{ст}}$ – внутренний диаметр и толщина стенок трубок, в расчетах принималось $d_{\text{вн}} = 0,014$ м, $\delta_{\text{ст}} = 0,001$ м; $d_{\text{экв}}$ – эквивалентный диаметр межтрубного пространства, величина которого в зависимости от типоразмера секций находится в интервале 12,9–22,4 мм, в расчетах принято $d_{\text{экв}} = 0,02$ м; ψ – коэффициент эффективности теплообмена: для гладкотрубных водоподогревателей с опорами в виде полок $\psi = 0,95$, для гладкотрубных водоподогревателей с блоком опорных перегородок $\psi = 1,2$, для профилированных труб с блоком опорных перегородок $\psi = 1,65$; β – коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности труб в зависимости от химических свойств воды, $\beta = 0,8–0,95$; в расчетах принималось $\psi = 0,95$, $\beta = 0,95$.

Система уравнений для мощности турбоагрегатов:

$$\left. \begin{aligned}
 N_3 &= \eta_{\text{эгр}} \eta_{\text{мех}} G_{\text{п}} (i_0 - i_2), \\
 i_2 &= i_0 - \eta_i [i_2' (1 - x_{2t}) + i_2'' x_{2t}], \\
 x_{2t} &= \frac{s_0 - s_2'}{s_2'' - s_2'}, \\
 x_2 &= \frac{i_2 - i_2'}{i_2'' - i_2'}
 \end{aligned} \right\}, \quad (2.100)$$

где N_3 – электрическая мощность турбоагрегатов; $\eta_{\text{эгр}}$, $\eta_{\text{мех}}$, η_i – КПД электрогенератора, механический КПД привода турбоагрегата, внутренний КПД турбины, в расчетах принимались значения $\eta_{\text{эгр}} = 0,95$, $\eta_{\text{мех}} = 0,99$, $\eta_i = 0,75$; $G_{\text{п}}$ – расход пара через турбину; x_2 , x_{2t} – реальная и теоретическая степень сухости пара на выходе из турбины при противодавлении p_2 (в расчетах $x_2 > 0,85$); i_0 , i_2 – удельная энтальпия пара на входе и на выходе из турбины; i_2' , i_2'' – удельная энтальпия насыщенной жидкости и насыщенного пара при противодавлении p_2 ; s_0 – удельная энтропия пара на входе в турбину; s_2' , s_2'' – удельная энтропия насыщенной жидкости и насыщенного пара на выходе из турбины.

На частичных режимах принимается прямая пропорциональная зависимость мощности турбины от расхода пара через нее в виде ($C = \text{const}$)

$$N_3 = CG_{\text{п}}. \quad (2.101)$$

Такое допущение с высокой точностью справедливо при сопловом регулировании мощности турбины и с меньшей точностью – при дроссельном регулировании.

Поверхности теплообмена ОДВ и пароводяных теплообменников котельной определены, исходя из следующих расчетных параметров схемы котельной: на выходе из РОУ насыщенный пар при абсолютном давлении 0,7 МПа, температура деаэрированной воды, подаваемой в баки-аккумуляторы и в сеть, равна 70 °С, температура исходной водопроводной воды в отопительный период 5 °С, температура воды на выходе из деаэратора 104,8 °С, температура нагретой воды на выходе из пароводяного теплообменника 70 °С, охлаждение конденсата в пароводяном теплообменнике не учитывается.

Совместное решение уравнений (2.95)–(2.99) дает следующие значения для параметров паровых и водяных потоков: температура водопроводной воды на выходе из ОДВ 42 °С, удельный расход насыщенного пара от РОУ, подаваемого в пароводяные теплообменники и в деаэраторы, на единицу тепловой мощности нагрузки ГВС равен 0,702 и 0,784 т/ч на МВт соответственно. Коэффициенты теплопередачи ОДВ и пароводяных теплообменников для принятых выше скоростей в расчетных условиях равны $k_{\text{одв}} = 2486 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, $k_{\text{пто}} = 2753 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, соответствующие удельные поверхности теплообмена на единицу тепловой мощности нагрузки ГВС равны 3,39 и 1,36 м²/МВт.

При вводе в работу машзала с противодавленческими паровыми турбинами в рассматриваемой схеме мини-ТЭЦ пар с выхлопа турбин при противодавлении $p_2 = 0,12\text{--}0,7$ МПа подается в необходимом количестве в деаэраторы и в пароводяные теплообменники котельной. В этом случае подогрев подпиточной воды в пароводяных теплообменниках котельной снижается в связи с уменьшением температуры пара и температурного напора между теплоносителями, а также уменьшением энтальпии потока выхлопного пара. Удельная электрическая мощность турбин, отнесенная к единице тепловой мощности нагрузки ГВС, зависит от противодавления и для рассматриваемых начальных параметров пара равна 0,1224; 0,0985; 0,0598; 0,0354 МВт_э/МВт_т при противодавлениях 0,12; 0,2; 0,44 и 0,7 МПа соответственно.

Все характеристики на расчетном и переменных режимах определяются в результате точного решения системы уравнений (2.95)–(2.100) с помощью итераций вложенных циклов. Под переменным режимом понимается стационарный режим, отличный от расчетного по температурам потоков и их расходам. В частности, для межотопительного периода температура исходной водопроводной воды равна 15 °С, средний расход горячей воды системы ГВС составляет 80 % от соответствующего значения в отопительный период. Наличие баков-аккумуляторов горячей воды позволяет иметь равномерный расход подпиточной воды в течение суток отопительного периода, принимаемый за 100 %, и в течение суток межотопительного периода – 80 % от расчетного значения. По различным причинам в течение длительного времени возможны отклонения расходов воды системы ГВС от приведенных значений.

10. ИНТЕГРАЦИЯ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ СТАНЦИЙ В КОМБИНИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ [12]

В западных странах наблюдается развитие комбинированной выработки энергии как на крупных ТЭЦ, так и на многих сотнях мини ТЭЦ (М-ТЭЦ) с двигателями внутреннего сгорания (ДВС) или ГТУ малой мощности. Известно, что экономия топлива от комбинированной выработки энергии зависит в первую очередь от удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении:

$$y_3^r = E_{\text{ТФ}} / H_{\text{ТФ}}, \quad (2.102)$$

где $E_{\text{ТФ}}$ – количество электроэнергии (нетто), вырабатываемой на отобранном паре турбин; $H_{\text{ТФ}}$ – тепло этого пара, использованное для нагрева сетевой воды.

Значение y_3^r может быть определено через параметры теплофикационного цикла и имеет тем большее значение, чем выше начальные параметры цикла и чем ниже параметры отбираемого из турбины пара. Достижимая благодаря когенерации экономия топлива значительно снижается из-за годовой конденсационной (называемой далее раздельной) выработки электроэнергии ($E_{\text{раз}}^r$) теплофикационными установками, осуществляемой с пониженным электрическим КПД ($\eta_3^{\text{раз}}$), особенно в зимнее время. Вызываемый в результате этого перерасход топлива рассчитывается по формуле:

$$\Delta B_{\text{раз}} = \frac{E_{\text{раз}}^r}{Q_{\text{н}}^p} \cdot \left(\frac{1}{\eta_3^{\text{раз}}} - \frac{1}{\eta_3^{\text{КЭС}}} \right), \quad (2.103)$$

где $\eta_3^{\text{КЭС}}$ – электрический КПД (нетто) выработки электроэнергии на КЭС с учетом потерь в электросетях.

Таким образом, снижение теплового потребления (увеличение конденсационной выработки электроэнергии) является основной причиной снижения эффективности выработки электроэнергии на ТЭЦ.

Даже в М-ТЭЦ на базе ДВС или ГТУ значение y_3^r оказывается недостаточно высоким вследствие того, что в котлах-утилизаторах для нагрева сетевой воды невозможно использовать все тепло уходящих газов ГТУ или ДВС из-за недопустимости снижения температуры выхлопных газов КУ ниже точки росы (обычно $t_{\text{yx}} \approx 90^\circ\text{C}$). В связи с этим цикл ГТУ можно условно разделить на две части (рис. 2.34) – теплофикационную ($\Delta I_{\text{ц}}^{\text{ТФ}}$) и раздельную ($\Delta I_{\text{ц}}^{\text{раз}}$).

При этом раздельная часть годовой выработки электроэнергии определяется равенством

$$E_{\text{раз}}^r = (1 - \varphi) \cdot E_{\text{ГТУ}}^r, \quad (2.104)$$

где $\varphi = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{п}} + Q_{\text{yx}}}$ – коэффициент использования в КУ тепла выхлопных газов

ГТУ; $Q_{\text{п}}$ – теплота, используемая для нагрева сетевой воды; $(Q_{\text{п}} + Q_{\text{yx}})$ – общее количество сбрасываемой теплоты ГТУ.

Поэтому, с целью снижения $E_{\text{раз}}^{\text{г}}$ в западной теплоэнергетике сооружаются предпочтительно районные ТЭЦ (Р-ТЭЦ) с паровыми и парогазовыми теплофикационными установками без конденсационного «хвоста». Примером современной парогазовой ТЭЦ может служить ПГУ-ТЭЦ фирмы АВВ электрической мощностью 61 МВт и тепловой 68 МВт с противодавленческой паровой турбиной (14 МВт). В расчетный период сетевая вода нагревается от 70 до 130 °С, коэффициент теплофикации $\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 1$. Среднегодовое значение $y_3^{\text{г}}$ достигает 0,84. При температуре уходящих из КУ газов 95 °С раздельная выработка электроэнергии в газотурбинной части блока достигает 16 % теплофикационной всего блока. Все это обеспечивает более высокую экономию топлива, чем в традиционных паротурбинных ТЭЦ. Недостаток такого пути повышения эффективности теплофикации – сохранение двухтрубных протяженных магистральных тепловых сетей с высокой температурой воды.

Значительным шагом в снижении теплопотерь и повышении надежности теплоснабжения при одновременном уменьшении вредных выбросов внутри жилых кварталов является разработанная в Дании комбинированная система энергоснабжения. Суть ее заключается в сочетании централизованного и децентрализованного теплоснабжения таким образом, чтобы на Р-ТЭЦ сетевая вода нагревалась отборным паром минимально возможного давления, а ее догрев в самое холодное время года производился выхлопными газами двигателей М-ТЭЦ, расположенных на площадках внутриквартальных тепловых центров. Этим достигается максимальное значение экономичности Р-ТЭЦ, более полно используется потенциал выхлопных газов ДВС или ГТУ М-ТЭЦ, которые работают только зимой, и снижаются потери теплоты в сетях. Годовая выработка тепла в такой энергосистеме разбивается на три части (рис. 2.35): теплоту $H_{\text{ГВ}}$, отпускаемую на горячее водоснабжение (пл. 0-с-5-П_Г), теплоту $H_{\text{РТ}} + H_{\text{МТ}}$ (пл. с-а-2-4-5), отпускаемую на отопление, и теплоту $H_{\text{Пик}}$, вырабатываемую в самые холодные периоды года в пиковых котельных.

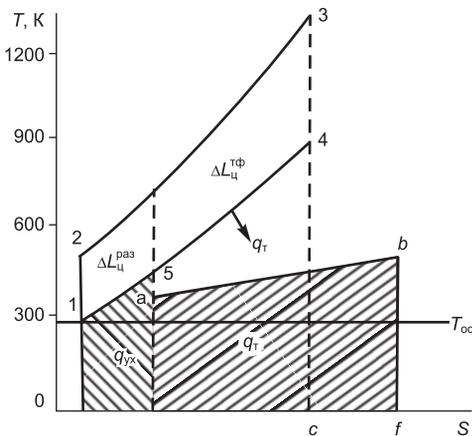


Рис. 2.34. Цикл мини-ТЭЦ с ГТУ [12]: q_T – использованное в КУ тепло выхлопных газов; q_{yx} – потери тепла с уходящими газами.

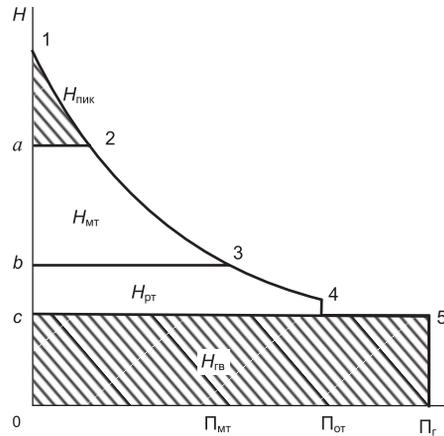


Рис. 2.35. Годовой график теплоснабжения при комбинированной схеме энергосистемы [12].

Теплота H_{MT} вырабатывается в М-ТЭЦ в течение периода Π_{MT} , а теплота H_{PT} и $H_{\text{ГВ}}$ – на Р-ТЭЦ в течение отопительного сезона $\Pi_{\text{от}}$ и в течение всего года – $\Pi_{\text{Г}}$, соответственно. Линия раздела тепловой нагрузки между Р-ТЭЦ и М-ТЭЦ (b-3) соответствует температуре сетевой воды 80–90 °С. В результате работы тепловой сети в течение длительного времени с пониженными температурами появляется возможность применять в качестве магистральных теплопроводов пластиковые трубы и повышается надежность теплоснабжения.

Вместе с тем в описанной схеме системы теплоснабжения сохраняются двухтрубные магистральные сети, что вызывает необходимость расположения Р-ТЭЦ на территории городов, а, следовательно, сжигания на них только дорогого экологически чистого топлива – природного газа. Турбины на Р-ТЭЦ должны работать по температурному графику тепловой нагрузки либо на них должна осуществляться выработка электроэнергии по отдельной схеме с присущими этому способу потерями.

Эти недостатки можно устранить путем реализации такой схемы комбинированной системы теплоснабжения, при которой на Р-ТЭЦ постоянно (в течение всего года) отработавшим и отборным паром турбин нагревается только вода для горячего водоснабжения и подпитки местных систем отопления. Горячая вода при температуре 60–65 °С по однотрубной магистральной сети отправляется непосредственно потребителям или в тепловые центры. Отопление же отдельных зданий или микрорайонов города осуществляется от местных М-ТЭЦ и котельных, работающих только в отопительный период. При этом вследствие того, что суммарный годовой расход тепла на горячее водоснабжение составляет около 44 % общего годового теплопотребления, количество сжигаемого топлива внутри жилых районов по сравнению с отдельным теплоснабжением уменьшится почти вдвое. При наличии на Р-ТЭЦ относительно небольшого аккумулятора горячей воды (АГВ) турбины Р-ТЭЦ смогут работать по электрическому графику без отдельной выработки электроэнергии, поскольку суточные графики горячего водоснабжения примерно совпадают с графиками электропотребления городов. Каждая М-ТЭЦ будет обеспечена химочищенной горячей водой для восполнения утечек в отопительной сети. Таким образом, необходимость в расходовании питьевой воды из городской сети будет исключена. При этом (поскольку однотрубная низкотемпературная магистральная сеть оказывается относительно малокапиталоемкой) Р-ТЭЦ можно располагать уже на значительном расстоянии от города и сжигать там твердое топливо. Годовая экономия природного газа в такой энергосистеме составит около 50 % по сравнению с его потреблением на городских ТЭЦ.

Вариант комбинированного теплоснабжения при совместной работе Р-ТЭЦ и внутриквартальных тепловых центров при однотрубных магистральных и двухтрубных водяных сетях представлен на (рис. 2.36). В этом случае нагретая на Р-ТЭЦ вода для горячего водоснабжения по однотрубной сети направляется в тепловые центры, что позволяет исключить выстывание воды в системах горячего водоснабжения зданий при отсутствии водоразбора.

Очевидно, что в каждом конкретном случае может оказаться наиболее выгодной та или иная из перечисленных выше систем энергоснабжения.

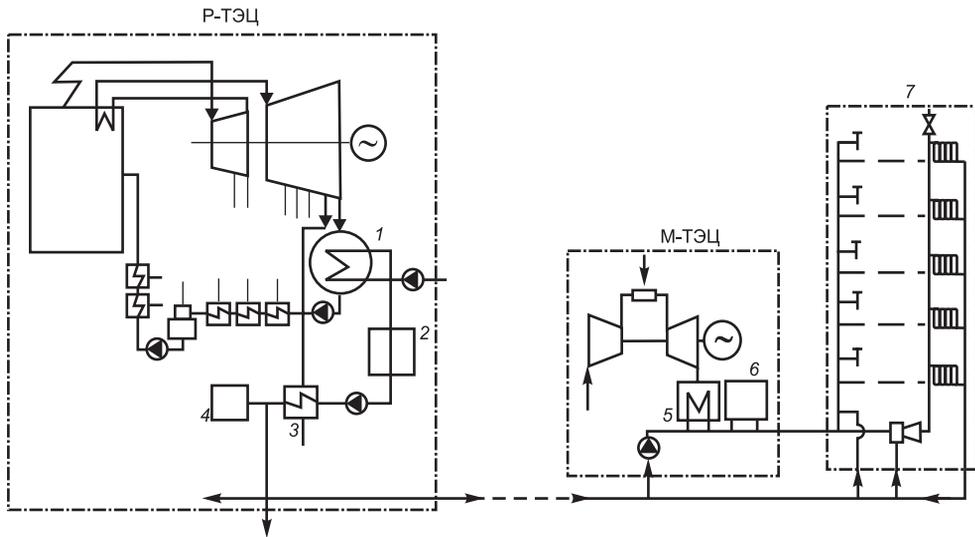


Рис. 2.36. Схема комбинированного теплоснабжения от Р-ТЭЦ и М-ТЭЦ (вариант) [12]:

1 – конденсатор-подогреватель воды (первая ступень подогрева); 2 – химическая очистка; 3 – пароводяной подогреватель (вторая ступень подогрева); 4 – АГВ; 5 – котел-утилизатор ГТУ; 6 – пиковый котел; 7 – объект теплоснабжения.

Для выбора оптимального варианта требуется экономическое сравнение между собой ряда альтернативных вариантов систем энергоснабжения. Исходным вариантом для сравнения можно принять систему раздельной выработки требуемого количества электроэнергии на КЭС и теплоты в местной котельной. Исходным для технико-экономического сравнения в каждом рассматриваемом варианте является также условие, что все потребители должны получать те самые количества электроэнергии $E_{п}$ и тепла $H_{п}$, что и при раздельной выработке. Основным критерием топливной эффективности сравниваемых вариантов может служить относительная экономия топлива в данной системе по сравнению с системой раздельного энергоснабжения

$$\overline{\delta B_{\text{ЭК}}^{\text{с}}} = \frac{\Delta B_{\text{ЭК}}^{\text{с}}}{B_{\text{раз}}^{\text{с}}} = \frac{\Delta B_{\text{ЭК}}^{\text{КОМ}} - \Delta B_{\text{Q}}^{\text{ПОТ}} - \Delta B_{\text{СН}}^{\text{Э}} - \Delta B_{\text{РАЗ}}^{\text{РАЗ}}}{B_{\text{РАЗ}}^{\text{КЭС}} + B_{\text{РАЗ}}^{\text{КОТ}}}, \quad (2.105)$$

где $\Delta B_{\text{ЭК}}^{\text{с}}$ – реальная экономия топлива в рассматриваемой системе по сравнению с раздельной; $B_{\text{раз}}^{\text{с}}$ – расход топлива на выработку $E_{п}$ и $H_{п}$ в раздельной системе; $\Delta B_{\text{ЭК}}^{\text{КОМ}}$ – экономия топлива при комбинированной выработке электроэнергии и тепла на ТЭЦ; $\Delta B_{\text{Q}}^{\text{ПОТ}}$ – дополнительный расход топлива в энергосистеме, вызванный тепловыми потерями ($\Delta H_{\text{ПОТ}}$) в сетях, включая утечку химочищенной воды; $\Delta B_{\text{СН}}^{\text{Э}}$ – расход топлива на выработку электроэнергии $\Delta E_{\text{СН}}$, израсходованной на сетевые насосы и другие собственные

нужды; $\Delta B_3^{\text{раз}}$ – перерасход топлива в энергосистеме, вызванный отдельной выработкой электроэнергии в теплофикационных установках; $B_{\text{раз}}^{\text{КЭС}}$ – расход топлива на КЭС на выработку электроэнергии $E_{\text{п}}$ отдельным путем

$$B_{\text{раз}}^{\text{КЭС}} = \frac{E_{\text{п}}}{\eta_3^{\text{КЭС}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}}}. \quad (2.106)$$

$B_{\text{раз}}^{\text{кот}}$ – расход топлива в местных котельных на выработку тепла $H_{\text{п}}$.

$$B_{\text{раз}}^{\text{кот}} = \frac{H_{\text{п}}}{\eta_{\text{кот}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}}}, \quad (2.107)$$

где $\eta_{\text{кот}}$ – КПД местных отопительных котельных.

Экономия топлива при осуществлении комбинированной выработки электроэнергии $E_{\text{т}}$ и тепла $H_{\text{т}}$ в теплофикационной установке можно рассчитать по формуле

$$\Delta B_{\text{эк}}^{\text{с}} = (B_{\text{раз}}^{\text{КЭС}} + B_{\text{раз}}^{\text{кот}}) - B_{\text{ТЭЦ}}^{\text{кот}}, \quad (2.108)$$

где $B_{\text{ТЭЦ}}^{\text{кот}}$ – расход топлива ТЭЦ на совместную выработку $E_{\text{т}}$ и $H_{\text{т}}$, который можно рассчитать по формуле

$$B_{\text{ТЭЦ}}^{\text{кот}} = \frac{E_{\text{т}} + H_{\text{т}}}{\text{Кит}^{\text{т}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}}}, \quad (2.109)$$

где $\text{Кит}^{\text{т}}$ – коэффициент использования теплоты топлива в теплофикационном потоке ТЭЦ.

С учетом зависимостей (2.102), (2.106), (2.107) и (2.109) уравнение (2.108) примет вид

$$\Delta B_{\text{эк}}^{\text{с}} = \frac{H_{\text{т}}}{Q_{\text{н}}^{\text{п}}} \cdot \left[y_3^{\text{т}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_3^{\text{КЭС}}} - \frac{1}{\text{Кит}^{\text{т}}} \right) + \left(\frac{1}{\eta_{\text{кот}}} - \frac{1}{\text{Кит}^{\text{т}}} \right) \right]. \quad (2.110)$$

Аналогичным образом для $B_{\text{раз}}^{\text{с}}$ можно получить следующее соотношение

$$B_{\text{раз}}^{\text{с}} = \frac{H_{\text{т}}}{Q_{\text{н}}^{\text{п}}} \cdot \left[\frac{\eta_{\text{тс}}}{\eta_{\text{кот}} \cdot \alpha_{\text{год}}^{\text{ТЭЦ}}} + \frac{y_3^{\text{сп}}}{\eta_3^{\text{КЭС}}} \cdot (1 + v_3^{\text{раз}}) \right], \quad (2.111)$$

где $\eta_{\text{тс}}$ – КПД тепловой сети; $\alpha_{\text{год}}^{\text{ТЭЦ}}$ – годовой коэффициент теплофикации; $y_3^{\text{сп}}$ – среднегодовая удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении на рассматриваемой ТЭЦ; $v_3^{\text{раз}}$ – отношение годового количества электроэнергии, выработанной теплофикационными установками по отдельной схеме, к теплофикационной выработке последней.

С учетом (2.110) и (2.111) зависимость (2.105) приобретает следующий вид:

$$\overline{\delta B_{\text{ЭК}}^{\text{с}}} = \frac{y_3^{\text{ср}} \cdot \left[\left(\frac{1}{\eta_{\text{б}}^{\text{КЭС}}} - \frac{1}{\text{Кит}^{\text{T}}} \right) - v_3^{\text{раз}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{б}}^{\text{раз}}} - \frac{1}{\eta_{\text{б}}^{\text{КЭС}}} \right) \right]}{\frac{\eta_{\text{тс}}}{\eta_{\text{пот}} \cdot \alpha_{\text{год}}^{\text{TЭЦ}}} + \frac{y_3^{\text{ср}}}{\eta_{\text{б}}^{\text{КЭС}}} \cdot (1 + v_3^{\text{раз}})} + \frac{\left[\frac{1}{\eta_{\text{кот}}} - \frac{1}{\text{Кит}^{\text{T}}} \right] - \xi_{\text{н}}^{\text{пот}} - \xi_{\text{н}}^{\text{сн}}}{\frac{\eta_{\text{тс}}}{\eta_{\text{пот}} \cdot \alpha_{\text{год}}^{\text{TЭЦ}}} + \frac{y_3^{\text{ср}}}{\eta_{\text{б}}^{\text{КЭС}}} \cdot (1 + v_3^{\text{раз}})}, \quad (2.112)$$

где $\xi_{\text{н}}^{\text{пот}} = \frac{\Delta H_{\text{пот}}}{H_{\text{T}} \cdot \eta_{\text{пот}}}$ и $\xi_{\text{н}}^{\text{сн}} = \frac{\Delta E_{\text{сн}}}{\eta_{\text{б}}^{\text{КЭС}} H_{\text{T}}}$.

Относительные потери $\xi_{\text{н}}^{\text{пот}}$ и $\xi_{\text{н}}^{\text{сн}}$, как и $\eta_{\text{тс}}$ зависят от дальности теплоснабжения и условий прокладки теплотрасс, а значение $v_3^{\text{раз}}$ – от типа энергоустановки и режима ее эксплуатации.

Для определения примерных зон эффективности каждой из рассмотренных выше систем теплофикации (традиционной с турбинами типа Т-50 на 13 МПа, 555 °С; М-ТЭЦ с ДВС и ГТУ, имеющих $\eta_{\text{б}}^{\text{раз}} = 0,22 \div 0,30$ и комбинированной с работой Р-ТЭЦ только на горячее водоснабжение) произведены расчеты значений $\overline{\delta B_{\text{ЭК}}^{\text{с}}}$ для каждой из этих систем. В расчетах приняты следующие значения параметров: среднегодовой $\eta_{\text{б}}^{\text{КЭС}} = 0,38$; $\eta_{\text{кот}} = 0,85$; $\alpha_{\text{год}}^{\text{TЭЦ}} = 0,95$; $\eta_{\text{тс}} = 0,8 \div 1,0$ (в зависимости от протяженности тепловых сетей L и температуры сетевой воды); $\text{Кит}^{\text{T}} = 0,85 - 0,95$. Соответственно варьировались значения $\xi_{\text{н}}^{\text{пот}}$ в пределах $0 - 0,2$, и $\xi_{\text{н}}^{\text{сн}}$ в пределах $0,01 - 0,08$. Среднегодовая удельная выработка электроэнергии $y_3^{\text{ср}}$ варьировалась для каждого типа энергоблоков: для традиционных энергоблоков ТЭЦ – в пределах $0,4 - 0,6$; для блоков М-ТЭЦ – $0,3 - 0,4$; для ПГУ АВВ – $0,84$; для блоков сверхкритического давления с противодавлением 30 КПа – $0,68$.

Результаты расчетов приведены на рис. 2.37. Как видно из этого рисунка, наибольшую экономию можно получить от Р-ТЭС, работающей со сверхкритическими начальными параметрами пара (24 МПа, 560 °С) и оборудованной противодавленческими турбинами при $p_{\text{от}} =$

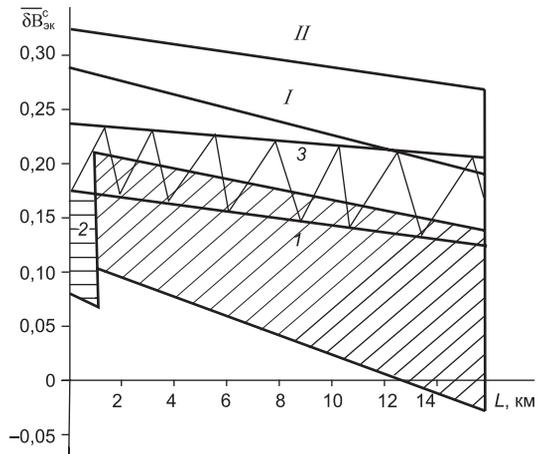


Рис. 2.37. Относительная экономия топлива в энергосистеме при различных системах теплоснабжения:

I – область реальных значений $\overline{\delta B_{\text{ЭК}}^{\text{с}}}$ при традиционной теплофикации; *2* – область значений $\overline{\delta B_{\text{ЭК}}^{\text{с}}}$ при теплоснабжении только от М-ТЭЦ; *3* – область вероятных значений $\overline{\delta B_{\text{ЭК}}^{\text{с}}}$ при комбинировании теплоснабжения от Р-ТЭЦ и М-ТЭЦ; *I* – относительная экономия топлива при теплоснабжении только от Р-ТЭЦ с ПГУ фирмы АВВ; *II* – максимальная экономия топлива при осуществлении от Р-ТЭЦ сверхкритических начальных параметров пара только горячего водоснабжения.

= 30 КПа, обеспечивающих только тепловую нагрузку горячего водоснабжения. В этом случае $\delta B_{\text{ЭК}}^{\text{с}}$ достигает 29–33 %. При теплоснабжении от традиционных ТЭЦ (пар 13 МПа, 555 °С, турбины типа Т-50) в зависимости от потерь в магистральных тепловых сетях и протяженности тепловых сетей можно получить максимальную экономию топлива в энергосистеме 16–21 %, а минимальную – до 10 %. Более того, при $\xi_{\text{н}}^{\text{пот}} = 0,2$ и длине теплосетей $L > 12$ км значение $\delta B_{\text{ЭК}}^{\text{с}}$ может быть отрицательным. Более устойчивых показателей экономии топлива (8–17 %) можно достичь на М-ТЭЦ, расположенных непосредственно у потребителей тепла.

11. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОМЫШЛЕННЫХ ГТУ-ТЭЦ, ВКЛЮЧЕННЫХ В МЕСТНУЮ СИСТЕМУ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ [13]

В новых экономических условиях при значительном удорожании топлива и резком возрастании цен на электроэнергию и тепло, отпускаемых с районных ТЭЦ, многие промышленные предприятия создают свои котельные и блок-ТЭЦ малой мощности с ГТУ.

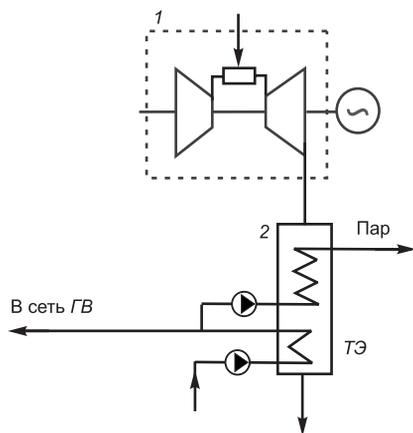


Рис. 2.38. Схема блок-ТЭЦ с ГТУ:
 1 – ГТУ; 2 – паровой котел-утилизатор;
 ТЭ – теплофикационный экономайзер; ГВ – горячее водоснабжение [13].

Устанавливая на блок-ТЭЦ 3–4 ГТУ, можно успешно регулировать отдаваемую электрическую и тепловую мощность потребителям. Покрытие пиковых тепловых нагрузок обычно производится с помощью установленных на котлах-утилизаторах дожигающих устройств, способных работать на выхлопных газах и холодном воздухе. В паровых КУ, чтобы снизить потери теплоты с уходящими газами можно устанавливать теплофикационные экономайзеры (рис. 2.38), обеспечивающие горячее водоснабжение предприятия и жилого района. В этом случае отопительные котельные работают только в холодный период года. На рис. 2.39 представлена TS -диаграмма процессов в блок-ТЭЦ с ГТУ, из которой видно, что коэффициент

использования топлива

$$\text{Кит} = \frac{E_{\text{п}} + H_{\text{п}}}{B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}} \quad (2.113)$$

имеет высокое значение.

В ур. (2.113) $E_{\text{п}}$ – электроэнергия, отпущенная в сеть; $H_{\text{п}}$ – отпущенная в сеть теплота в виде технологического пара и горячей воды; B – затраты топлива (в кг или нм^3) с теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$.

Однако, по одной величине КИТ нельзя судить об энергетической эффективности рассматриваемых блок-ТЭЦ, поскольку этот коэффициент не полностью отражает экономию топлива в энергосистеме. Так, он может увеличиваться при прямом сжигании топлива в КУ, тогда как экономия топлива в системе не растет, а уменьшается. Таким же недостатком обладает и КПД выработки электроэнергии в теплофикационной ГТУ

$$\eta_{\text{э}} = \frac{l_{\text{т}} - l_{\text{к}}}{q_{\text{кс}} - q_{\text{т}}}, \quad (2.114)$$

где $l_{\text{т}}$ и $l_{\text{к}}$ – удельная работа соответственно турбины и компрессора ГТУ (приходящаяся на 1 кг рабочего тела); $q_{\text{кс}}$ – удельный расход теплоты топлива в камере сгорания; $q_{\text{т}}$ – удельный отвод теплоты на теплоснабжение. Равенством (2.114) как бы допускается отнесение всей экономии топлива от комбинированной (теплофикационной) выработки двух видов энергии только к одной из них – электроэнергии. Но главное в том, что максимум $\eta_{\text{э}}$ не всегда соответствует большей экономии топлива. Это же относится и к обратной этому КПД величине $b_{\text{э}}$, называемой удельным расходом топлива на выработку электроэнергии

$$b_{\text{э}} = \frac{123}{\eta_{\text{э}}}, \quad (2.115)$$

где $b_{\text{э}}$ имеет размерность г у. т./кВт·ч.

При сравнении экономичности теплофикационных установок с ГТУ малой мощности и паровыми турбинами необходимо учитывать удельную выработку электроэнергии в ГТУ на тепловом потреблении (нетто)

$$y_{\text{э}}^{\text{т}} = \frac{E_{\text{от}}^{\text{тф}}}{H_{\text{от}}^{\text{тф}}}, \quad (2.116)$$

где $E_{\text{от}}^{\text{тф}}$ – отпущенная в сеть электроэнергия, выработанная в теплофикационной части цикла; $H_{\text{от}}^{\text{тф}}$ – отведенная теплота цикла, используемая для теплоснабжения.

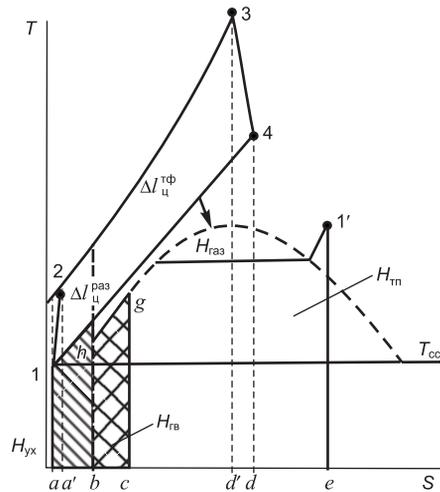


Рис. 2.39. TS -диаграмма блок-ТЭЦ с ГТУ:

$H_{\text{газ}}$ – пл. $a14d$ теплота выхлопных газов ГТ; $H_{\text{тп}}$ – пл. $cg1'e$ использованная в КУ теплота для выработки технологического пара; $H_{\text{в}}$ – пл. $bhgc$ теплота выхлопных газов, использованная для горячего водоснабжения; $\Delta l_{\text{ц}}^{\text{тф}}$ и $\Delta l_{\text{ц}}^{\text{раз}}$ – теплофикационная и раздельная части теоретического цикла ГТУ [13].

Для простейших ГТУ с котлом-утилизатором величина $E_{от}^{тф}$ представляет собой часть общей выработки электроэнергии блоком $E_{бл}$, пропорциональная коэффициенту использования теплоты уходящих газов

$$\frac{E_{от}^{тф}}{E_{бл}} = \frac{H_{от}^{тф}}{H_{ГТУ}} = \varphi, \quad (2.117)$$

где $H_{ГТУ}$ – общее количество теплоты, отводимое в цикле ГТУ.

Величина удельной выработки электроэнергии для блок-ТЭЦ с ГТУ составляет в среднем 0,27–0,30 для ГТУ малой и 0,33–0,36 – средней мощности.

Для сравнения отметим, что для паротурбинных ТЭЦ с начальными параметрами пара 13,0 МПа и 560 °С, в зависимости от давления отбираемого пара удельная выработка электроэнергии изменяется от 0,58 при $p_{от} = 0,03$ МПа до 0,30 при $p_{от} = 0,8$ МПа. Кроме того, надо учитывать перерасход топлива, вызываемый конденсационной выработкой электроэнергии теплофикационными турбинами ТЭЦ. Так, в зимнее время, КПД этой выработки снижается почти до нуля. Подобное уменьшение экономии топлива происходит и в блочных теплофикационных ГТУ, где часть электроэнергии также вырабатывается без использования отводимой теплоты цикла с КПД $\eta_3^{бл}$, меньшим $\eta_3^{КЭС}$ замещаемой КЭС энергосистемы.

Эта предельная выработка в соответствии с (2.104), (2.116) и (2.117) определяется по формуле

$$E_{раз}^{гг} = (1 - \varphi)E_{бл} = \frac{H_{от}^{тф} \cdot y_3^{гг}}{\varphi} (1 - \varphi). \quad (2.118)$$

При сравнении местных блок-ТЭЦ с районными ТЭЦ (Р-ТЭЦ) необходимо учитывать и дополнительные потери в электрических ($\Delta E_{пот}$) и тепловых ($\Delta H_{пот}$) магистральных сетях Р-ТЭЦ, а также расход электроэнергии на перекачку в них теплоносителей ($\Delta E_{тр}$). Особое внимание следует уделять учету различия в коэффициентах теплофикации Р-ТЭЦ ($\alpha_{год}^{рт}$) и блок-ТЭЦ с ГТУ ($\alpha_{год}^{гг}$). Так, при выработке теплоты на месте потребления в блок-ТЭЦ с ГТУ из всего ее количества H_n будет выработано комбинированным способом (в течение года) $H_{тф}^{гг} = H_n \cdot \alpha_{год}^{гг}$ и в пиковой котельной $H_{пик}^{гг} = H_n \cdot (1 - \alpha_{год}^{гг})$. При теплоснабжении от Р-ТЭЦ (с учетом КПД тепловой сети $\eta_{тс}$) выработка теплоты комбинированным способом составит $H_{тф}^{рт} = H_n \cdot \alpha_{год}^{рт} / \eta_{тс}$ и в пиковой котельной (расположенной близ места теплотребления, т. е. $\eta_{тс} = 1$, $H_{пик}^{рт} = H_n \cdot (1 - \alpha_{год}^{рт})$). При этом, как правило, $\alpha_{год}^{рт} > \alpha_{год}^{гг}$. Соответственно, теплофикационная выработка электроэнергии на блок-ТЭЦ составит $E_{тф}^{гг} = H_{тф}^{гг} \cdot y_3^{гг}$ и на Р-ТЭЦ – $E_{тф}^{рт} = H_{тф}^{рт} \cdot y_3^{рт}$. Здесь $y_3^{гг}$ и $y_3^{рт}$ удельные выработки электроэнергии на тепловом потреблении в блок-ТЭЦ с ГТУ и на Р-ТЭЦ. Кроме того, на Р-ТЭЦ будет выработано $E_{раз}^{рт}$ электроэнергии конденсационным потоком пара с электрическим КПД $\eta_3^{кн}$ и на блок-ТЭЦ с ГТУ – $E_{раз}^{гг}$ с электрическим КПД $\eta_3^{гг}$.

Приведенные выше зависимости позволяют определить затраты топлива B_c в системе для одинаковой отдачи потребителям теплоты H_n и электроэнергии E_n в трех альтернативных случаях:

1. Раздельная выработка электроэнергии на КЭС и теплоты в местной котельной

$$B'_c = \frac{E_{\Pi}}{\eta_{\text{эс}}\eta_{\text{э}}^{\text{КЭС}}Q_{\text{н}}^{\text{р}}} + \frac{H_{\Pi}}{\eta_{\text{кот}}Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (2.119)$$

где $\eta_{\text{эс}}$ – КПД электрических сетей; $\eta_{\text{э}}^{\text{КЭС}}$ – электрический КПД нетто КЭС; $\eta_{\text{кот}}$ – КПД местной котельной.

2. Комбинированная выработка электроэнергии и теплоты на блок-ТЭЦ с ГТУ

$$B''_c = \frac{E_{\Pi}}{\eta_{\text{э}}^{\text{ГТУ}}Q_{\text{н}}^{\text{р}}} + \frac{H_{\Pi}(1 - \alpha_{\text{год}}^{\text{ГТ}})}{\eta_{\text{кот}}Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (2.120)$$

где

$$E_{\Pi} = H_{\Pi} \frac{\alpha_{\text{год}}^{\text{ГТ}} y_{\text{э}}^{\text{ГТ}}}{\varphi}. \quad (2.121)$$

3. Энергоснабжение от районной ТЭЦ при использовании местной котельной в качестве пиковой

$$B'''_c = \frac{H_{\Pi}\alpha_{\text{год}}^{\text{РТ}}(1 + y_{\text{э}}^{\text{РТ}})}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}\eta_{\text{тс}}\text{Кит}^{\text{тФ}}} + \frac{E_{\text{раз}}^{\text{РТ}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}\eta_{\text{э}}^{\text{КН}}} + \frac{H_{\Pi}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}\eta_{\text{кот}}}(1 - \alpha_{\text{год}}^{\text{РТ}}) + \frac{\Delta E_{\text{КЭС}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}\eta_{\text{э}}^{\text{КЭС}}}, \quad (2.122)$$

где $\Delta E_{\text{КЭС}}$ – дополнительная выработка электроэнергии на замещаемой КЭС, которую можно определить из уравнения баланса электроэнергии

$$\Delta E_{\text{КЭС}} = \frac{E_{\Pi}}{\eta_{\text{эс}}} - E_{\text{тФ}}^{\text{РТ}} - E_{\text{раз}}^{\text{РТ}}. \quad (2.123)$$

Пользуясь зависимостями (2.119), (2.120) и (2.121), можно рассчитать экономию топлива в энергосистеме при переходе от полностью разделенной выработки электроэнергии и теплоты к комбинированной – на блок-ТЭЦ. После преобразований находим

$$\Delta B_{\text{ЭК}}^{\text{ГТ}} = B'_c - B''_c = \frac{H_{\Pi}\alpha_{\text{год}}^{\text{ГТ}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} \left[\frac{1}{\eta_{\text{кот}}} + \frac{y_{\text{э}}^{\text{ГТ}}}{\varphi} \left(\frac{1}{\eta_{\text{эс}}\eta_{\text{э}}^{\text{КЭС}}} - \frac{1}{\eta_{\text{э}}^{\text{ГТУ}}} \right) \right]. \quad (2.124)$$

Величину экономии топлива в системе при переводе традиционного энергоснабжения от ТЭЦ к энергоснабжению от мини-ТЭЦ с ГТУ ($\delta B_{\text{ЭК}}$) найдем по разности $B'''_c - B'_c$ с использованием формул (2.122), (2.120) и (2.121) с учетом баланса энергии (2.123)

$$\delta B_{\text{ЭК}} = \frac{H_{\Pi}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} \left[\frac{\alpha_{\text{год}}^{\text{РТ}}}{\eta_{\text{тс}}} \left(\frac{1 + y_{\text{э}}^{\text{РТ}}}{\text{Кит}^{\text{тФ}}} - \frac{y_{\text{э}}^{\text{РТ}}}{\eta_{\text{э}}^{\text{КЭС}}} \right) - \frac{\alpha_{\text{год}}^{\text{РТ}} y_{\text{э}}^{\text{ГТ}}}{\varphi} \left(\frac{1}{\eta_{\text{э}}^{\text{ГТУ}}} - \frac{1}{\eta_{\text{эс}}\eta_{\text{э}}^{\text{КЭС}}} \right) + \frac{E_{\text{раз}}^{\text{РТ}}}{H_{\Pi}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{э}}^{\text{КН}}} - \frac{1}{\eta_{\text{э}}^{\text{КЭС}}} \right) - \frac{1}{\eta_{\text{кот}}} (\alpha_{\text{год}}^{\text{РТ}} - \alpha_{\text{год}}^{\text{ГТ}}) \right]. \quad (2.125)$$

Здесь коэффициент использования теплоты топлива в теплофикационном потоке Р-ТЭЦ определяется по общей формуле

$$K_{ит}^{тф} = \frac{l_{ц}^{тф} \eta_{мг} \eta_{эс} + q_{т}}{q_{кс}}, \quad (2.126)$$

где $l_{ц}^{тф}$ – работа теплофикационной части цикла; $\eta_{мг}$ – производство механического КПД турбины на КПД генератора; $\eta_{эс}$ – КПД электросети; $q_{т}$ и $q_{кс}$ – то же, что в (2.114).

Как видно из формулы (2.125) величина $\delta B_{эк}$ в общем случае может быть как положительной, так и отрицательной. Решающее значение здесь имеет различие в годовых коэффициентах теплофикации $\alpha_{год}^{рt}$ и $\alpha_{год}^{гt}$ и в величинах удельных выработок электроэнергии $y_3^{рt}$ и $y_3^{гt}$. А поскольку величина $y_3^{рt}$ оказывается всегда тем меньше, чем выше давление отбираемого на Р-ТЭЦ пара ($p_{от}$), то сильное влияние на $\delta B_{эк}$ и ее знак должна оказывать величина этого давления.

Для выявления характера влияния $p_{от}$ и различия между величинами $\alpha_{год}^{рt}$ и $\alpha_{год}^{гt}$ произведены расчеты $\delta B_{эк}$ для следующих условий: $H_{п}/Q_{н}^p = 100\%$; $\eta_{тс} = \eta_{эс} = 0,9$; $K_{ит}^{тф} = 0,8$; $\eta_3^{кэс} = 0,38$; $\varphi = 0,75$; $\eta_3^{гту} = 0,26$; $y_3^{гt} = 0,36$; $\eta_3^{кн} = 0,3$; $\eta_{кот} = 0,9$. Величины удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении Р-ТЭЦ принимали в зависимости от давления отбираемого пара следующими:

$p_{от}, \text{ МПа}$	0,032	0,086	0,48	0,81	1,58
$t_{нач}, \text{ }^\circ\text{C}$	70	95	130	170	200
$y_3^{рt}$	0,58	0,50	0,40	0,30	0,23.

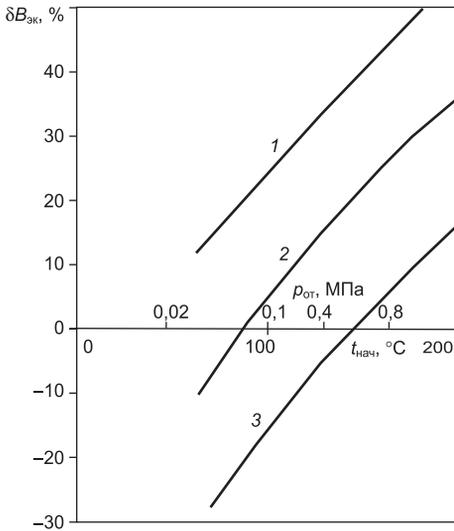


Рис. 2.40. Зависимость величины экономии топлива от $p_{от}$ и $\alpha_{год}^{гt}$:
 1 – $\alpha_{год}^{гt} = 0,9$; 2 – 0,6; 3 – 0,3 [13].

Сравнительные расчеты производились при $\alpha_{год}^{рt} = 0,9$ и $\alpha_{год}^{гt} = 0,3; 0,6$ и 0,9.

Результаты расчетов приведены на рис. 2.40. Из этого рисунка видно, что перевод теплоснабжения от районной ТЭЦ на блок-ТЭЦ с ГТУ малой мощности обеспечивает значительную экономию топлива только при высоких давлениях производимого в КУ технологического пара и близких значениях коэффициентов теплофикации $\alpha_{год}^{рt}$ и $\alpha_{год}^{гt}$. При малых значениях $\alpha_{год}^{гt}$ и низкой температуре отпускаемого в сеть теплоносителя создание собственной блок-ТЭЦ может привести к значительному перерасходу топлива. Отсюда следует, что принимаемые значения коэффициентов теплофикации для отопительных мини-ТЭЦ с ГТУ, равными 0,10–0,15 с целью обеспе-

чения их круглогодичной работы, не могут привести к экономии топлива. В ряде зарубежных стран считается более выгодным увеличивать $\alpha_{\text{год}}^{\text{ГТ}}$ путем покрытия тепловой нагрузки изменением количества работающих блоков, при меньшей продолжительности их работы. Так, в Германии, где работает около 1600 блоков мини-ТЭЦ общей мощностью более 900 МВт, продолжительность работы каждого блока в году составляет 1600–1800 часов. Проведенные расчеты показывают, что наибольшая экономия топлива в системе может быть достигнута при совместной работе мини-ТЭЦ с районными ТЭЦ, когда базовая часть тепловой нагрузки покрывается последней. В этом случае повышается экономичность Р-ТЭЦ, поскольку здесь на нагрев сетевой воды можно расходовать пар более низкого давления и этим самым увеличить $y_3^{\text{ПТ}}$. В этой связи необходимо исследовать наиболее выгодные способы совместной работы промышленных блок-ТЭЦ, отопительной мини-ТЭЦ и существующей традиционной системы теплофикации.

Другим перспективным направлением использования ГТУ является строительство газотурбинных ТЭЦ с агрегатами мощностью от 6 до 30 МВт для теплоснабжения небольших городов. Первая ТЭЦ такого типа сооружается в г. Электросталь, Московской области. Она будет иметь следующие показатели:

	<u>И очередь</u>	<u>Вся ТЭЦ</u>
Число ГТУ	1	3
Тип ГТУ	GT-35	2×GT-35+ГТ-25У
Мощность ГТУ, МВт	16,8	64,9
Отпуск тепла: МВт	28	183
Гкал/ч	24	157,1
Электрический КПД, %	31,6	32

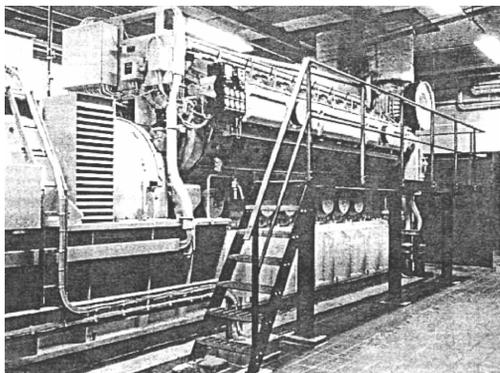
Важнейшими условиями широкого применения ТЭЦ с ГТУ небольшой и средней мощности являются: круглогодичное наличие природного газа; техническое совершенство и высокая готовность газотурбинных установок; конструирование, комплектация и поставка на площадку электростанций в блочно-контейнерном исполнении с высокой степенью заводской готовности; экономичные проекты, обеспечивающие минимальные капитальные затраты; быстрое сооружение и ввод в действие; короткие сроки окупаемости.

12. ОПЫТ ПРОЕКТИРОВАНИЯ, СТРОИТЕЛЬСТВА И ЭКСПЛУАТАЦИИ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ СТАНЦИЙ

При выборе типа электрогенерирующих машин следует иметь в виду ограничения, накладываемые условиями применения. К ним относятся: давление газа в расположенных вблизи от мини-ТЭЦ газопроводах, экология, недостаток свободных земельных площадей для строительства и т. п.

Основные проблемы проектирования мини-ТЭЦ рассмотрим на примере разрабатываемого ОАО «Экотеплогаз» проекта мини-ТЭЦ, расположенной в центре Москвы [14]. Мини-ТЭЦ предназначена для энергообеспечения торгово-гостиничного и гаражного комплекса.

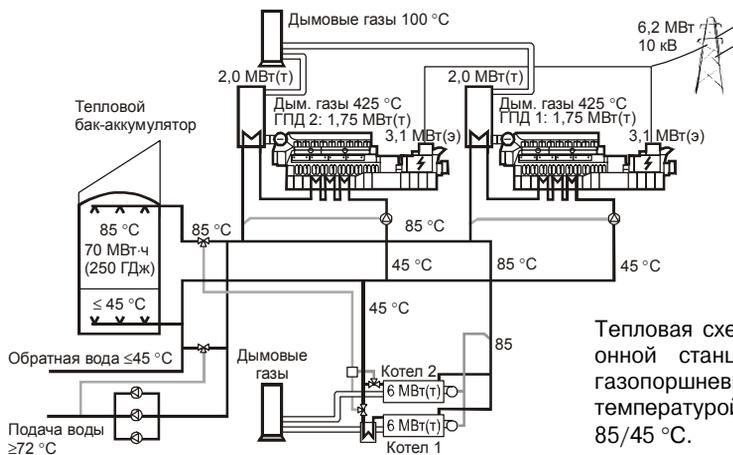
КОГЕНЕРАЦИОННАЯ СТАНЦИЯ С ГПД ДЛЯ РАЙОННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ



Внешний вид двигатель-генераторной установки фирмы Ulsten Bergen серии KVGS-18G2 мощностью 3,1 МВт.

Фирма COWIconsult (Дания) разработала проект по сооружению когенерационной станции для районного теплоснабжения примерно 1100 домов одного из городов. В качестве привода генератора установлены два газовых двигателя фирмы Ulsten Bergen типа KVGS-18G (на фото), работающих на обедненных смесях природного газа с воздухом. Двигатель вращает электрогенератор переменного тока мощностью 3,1 МВт при напряжении 10 кВ; полезная тепловая мощность 3,75 МВт. Согласно тепловой схеме сетевая вода (обратка) с температу-

рой 45 °С прокачивается насосом через систему охлаждения двигателя, отбирая 1,75 МВт теплоты, и догревается до температуры 85 °С в газовой теплообменнике мощностью 2 МВт за счет использования теплоты выхлопных газов (с температурой 425 °С) двигателя; при этом температура уходящих в дымовую трубу газов находится на уровне 100 °С. Сетевая вода с температурой 85 °С направляется в систему теплоснабжения района, а в периоды снижения теплопотребления закачивается в бак-аккумулятор емкостью 1400 м³.



Тепловая схема когенерационной станции на основе газопоршневых двигателей с температурой сетевой воды 85/45 °С.

Параллельно к схеме когенерации подключены два водогрейных котла мощностью по 6 МВт, выполняющие функции резерва и компенсации пиковых нагрузок. Когенерационная установка имеет коэффициент использования топлива 0,893. Компьютеризированная система управления оптимизирует работу станции в зависимости от изменения тарифов и текущих значений тепловой мощности – потребляемой и аккумулируемой.

Основной проблемой, побудившей инвестора к строительству мини-ТЭЦ, являлась невозможность присоединения дополнительной электрической нагрузки от Мосэнерго, в связи с дефицитом мощности. Требуемая электрическая мощность мини-ТЭЦ 7,2 МВт. Основные ограничения: экология и стесненность территории. Дополнительные требования – минимизация единовременных и эксплуатационных затрат.

Электрический КПД газовой турбины до 30 % и около 40 % у газопоршневого двигателя. Эти величины достигаются при 100 % нагрузке. При снижении нагрузки до 50 %, электрический КПД газовой турбины снижается почти в 3 раза. Для газопоршневого двигателя такое же изменение режима нагрузки практически не влияет как на общий, так и на электрический КПД. Электрическая мощность, как газопоршневого двигателя, так и газовой турбины зависит от температуры окружающего воздуха. При повышении температуры окружающего воздуха от -30°C до $+30^{\circ}\text{C}$ электрический КПД у газовой турбины падает на 15–20 %. При температурах выше $+30^{\circ}\text{C}$, КПД газовой турбины еще ниже. В отличие от газовой турбины газопоршневой двигатель имеет более высокий и постоянный электрический КПД во всем интервале температур вплоть до $+25^{\circ}\text{C}$.

Газопоршневой двигатель может запускаться и останавливаться большее количество раз, чем газовая турбина. Время до принятия нагрузки после старта составляет у газовой турбины 15–17 минут, у газопоршневого двигателя 2–3 минуты.

Давление газа в подводящем к проектируемому объекту газопроводе 0,1 МПа. Применение газовых турбин в этом случае требует использования дожимающих топливных компрессоров, которые должны располагаться в отдельном здании. В соответствии с правилами безопасности систем газораспределения и газопотребления при суммарном расходе газа до 50 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$ количество дожимающих компрессоров должно быть не менее двух.

Отсутствие свободной территории и неравномерная суточная выработка электроэнергии предопределили выбор для КОУ при заданных условиях газопоршневых машин. Приняты к установке 4 газопоршневых агрегата мощностью 1,8 МВт каждый.

Газопоршневые машины вырабатывают на 1 МВт электрической энергии примерно 1 МВт тепловой. Неравномерность потребления электроэнергии, а также величина потребления тепловой энергии в холодное время года обусловили использование газовых водогрейных котлов. В соответствии с тепловым расчетом приняты к установке два водогрейных котла по 5,2 МВт каждый.

Наиболее экономичная работа когенерационного оборудования достигается при работе его на полную мощность. В летний период возникает проблема использования тепла от газопоршневых машин. В то же время требуются затраты энергии на кондиционирование. Выход находится в применении холодильных абсорбционных машин, которые позволяют производить холод за счет тепла невысокого потенциала и таким образом использовать избыточную теплоту газопоршневых двигателей в летний период.

Газопоршневые машины, котлы и абсорбционные машины работают в автоматическом режиме и объединены в единую систему управления (АСУ).

позволяющую оптимизировать работу комплекса по критерию минимального расхода топлива при обеспечении энергетических потребностей комплекса. Сами машины и котлы имеют развитую систему автоматики безопасности и регулирования.

Мини-ТЭЦ работает параллельно с сетью «Мосэнерго» без выдачи электрической мощности в сеть. Такой режим обеспечивает более надежную работу газопоршневых машин, чем при автономной их работе. Упрощается также проблема синхронизации работы генераторов. В газопоршневых агрегатах используются генераторы электрической энергии с напряжением 10 кВ.

При выборе типа газопоршневых агрегатов предпочтение было отдано машинам, имеющим наименьшие выбросы вредных веществ. Производится каталитическое дожигание горючих веществ, находящихся в составе продуктов сгорания газопоршневых машин (CO , CH_4 , H_2) в специальных каталитических конверторах совмещенных с шумоглушителями. Для рассеивания окислов азота спроектирована шестиствольная дымовая труба высотой 80 м. Для снижения уровня шума и вибрации от оборудования котельной предусматриваются следующие мероприятия:

- Газопоршневые машины устанавливаются на мощные фундаменты.
- Между фундаментом и станиной машины проложена прокладка из листового виброгасящего материала «Accotube HS» (материал на базе вспененного полиэтилена) толщиной 100 мм. Каждый газоход от газопоршневых машин снабжен двумя последовательно установленными шумоглушителями.
- Насосы устанавливаются на подвижные бетонные основания с резиновой прокладкой толщиной 30 мм между этими основаниями и полом. Таким же образом устанавливаются и котлы.

Градири абсорбционных машин и аварийных охладителей ГПД, расположенные на крыше, имеют шумозащитную стенку.

При работе генераторов в автономном режиме требуется плавно-ступенчатый набор или сброс мощности. Это обстоятельство потребовало включение в систему АСУ информации о наборе (сбросе) нагрузки у потребителей и соответствующих управляющих элементов. Большое внимание было уделено проектированию систем вентиляции в связи с наличием избыточных тепловыделений от оборудования.

Разработка такого рода проектов требует привлечения высококвалифицированных специалистов различного профиля и должна носить комплексный, системный характер. В современной политике внедрения рассредоточенных источников энергоснабжения, включая когенерационные станции, отчетливо проявляется тенденция предотвращения архитектурного «загрязнения» городских районов, внутри которых они возводятся. С этой целью для разработки проектов зданий станций районного теплоснабжения (ТЭЦ) привлекаются специализированные мастерские. Примером может служить новая когенерационная станция в столице Финляндии, показанная на рис. 2.41. Здание имеет общую площадь 950 м² и содержит машинный и котельный залы, помещения для администрации, обслуживающего персонала, склад, магазин и др. Естественным образом вписывается в архитектурный ансамбль тепловой бак-аккумулятор емкостью 1400 м³.

Станция введена в эксплуатацию в 1998 г. и обошлась заказчику (муниципалитету) в 8 млн USD. Когенерационная установка построена на базе двух газопоршневых двигателей компании Ulstein Bergen электрической мощностью 3,1 МВт и утилизируемой тепловой мощностью 3,8 МВт каждый. Электрический КПД составляет 40 %, КИТ \approx 89,3 % при полной нагрузке. В состав станции также входят пиковый и резервный водогрейные котлы на природном газе мощностью по 6 МВт. Выработка энергии оптимизируется с учетом действующих тарифов, текущей тепловой нагрузки и аккумуляции теплоты в буферном баке.



Рис. 2.41. Здание когенерационной станции теплоснабжения в г. Хельсинки (Финляндия), построенное по проекту архитектурной фирмы К. Н. Sorensen [15].

Еще одним фактором негативного воздействия на окружающую среду, кроме эмиссии вредных веществ и архитектурного «загрязнения», является шумовое загрязнение от работающих когенерационных установок. Испытанным средством снижения этого воздействия, как и выбросов, является принятие государственных стандартов и законов по охране окружающей среды. Требования этих актов вынуждают разработчиков энергетического оборудования применять активные и пассивные мероприятия для снижения шума, производимого элементами когенерационной установки, в основном ГТУ и ГПД. Применение шумопоглощающих панелей и кожухов, тщательное экранирование всех проемов в стенах (окна, двери и т. п.) позволяет значительно уменьшить уровни шумового воздействия вне здания станции.

На рис. 2.42 приведена шумовая карта в зоне расположения когенерационной газопоршневой ТЭЦ в районе городской застройки (по данным компании MAN B & W).

Из рис. 2.42 видно, что при уровне шума вблизи здания станции и выхлопной дымовой трубы порядка 70–80 дБ(А), достаточно расстояния \sim 120 м до жилых зданий, чтобы уровень шума снизился до 35 дБ(А). Для сравнения показано, что автотранспорт на городской магистрали оказывает большее шумовое воздействие, чем когенерационная станция. Применение специальных средств шумоглушения позволяет сократить радиус влияния станции.

При проектировании малых ГТУ-ТЭЦ может оказаться полезным опыт ЗАО «МР-ЭНЕРГОСТРОЙ», полученный в процессе реализации проекта когенерационной станции на Западно-Полуденном месторождении ОАО «Томскнефть» (2002–2003 гг.) [16]. Данная электростанция является классическим примером инвестиционного проекта газотурбинной ТЭЦ малой мощности.

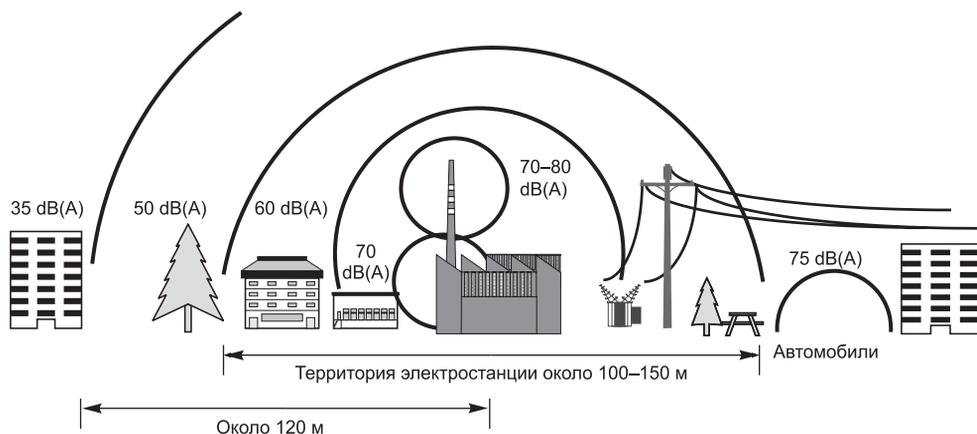


Рис. 2.42. Шумовое воздействие когенерационной станции.

Газотурбинная электростанция (ГТУ-ТЭЦ) предназначена для использования в качестве основного источника энергоснабжения объектов.

Общая установленная мощность основного оборудования электростанции составляет:

- электрическая – 7,5 МВт, напряжение 6,3 кВ;
- тепловая – 10,6 Гкал/ч, теплоноситель – горячая вода по температурному графику.

Основным технологическим оборудованием газотурбинной части электростанции для выработки электроэнергии являются три модульно-контейнерные газотурбинные установки ЭГ-2500 М1 номинальной электрической мощностью 2500 кВт производства АК «Южтрансэнерго» (г. Запорожье). Выработка теплоты в виде горячей воды осуществляется двумя водогрейными котлами-утилизаторами КУВ-5,3/4,0 каждый максимальной тепловой мощностью 5,3 Гкал/ч и номинальной – 4,0 Гкал/ч, также производства АК «Южтрансэнерго».

Выдача мощности от генераторов ЭГ-2500 М1 осуществляется на шины расположенного в отдельном помещении главного корпуса распределительного устройства (ГРУ-6 кВ). Схема генплана ГТЭС приведена на рис. 2.43.

В главном корпусе ГТЭС находятся: центральный щит управления, установка химводоочистки, закрытое распредустройство (ЗРУ), комплектная трансформаторная подстанция собственных нужд (КТПСН), газотурбинное отделение, котельное отделение, склады масла с маслоаппаратной, механические мастерские, химлаборатория – все эти помещения сблокированы в одном здании. Блок подготовки топливного газа совмещен с дожимной компрессорной станцией (ДКС).

Все основное оборудование и большая часть вспомогательного оборудования и систем (ГТУ, котлы-утилизаторы, газоходы, блоки шиберов, дымовые трубы, дожимные компрессора и т. д.) поставлялись на площадку ГТЭС блоками полной заводской готовности, что существенно сократило время и трудоемкость монтажа этого оборудования.

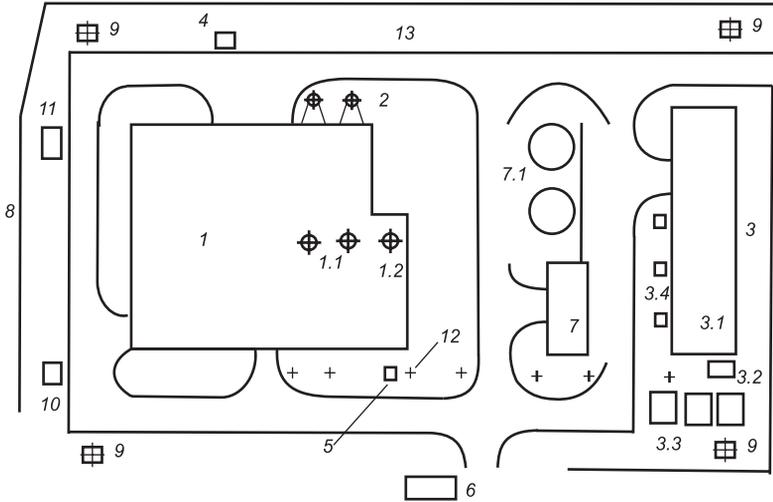


Рис. 2.43. Схема генерального плана ГТЭС и экспликация зданий и сооружений [16]:

1 – главный корпус с вспомогательными помещениями; 1.1 – байпасный газовыхлоп от ЭГ-2500 М1 ($H = 15$ м); 1.2 – дымовая труба от ЭГ-2500 М1 ($H = 15$ м); 2 – дымовая труба от ЭГ-2500 М1 ($H = 30$ м); 3 – блок подготовки топливного газа; 3.1 – здание дожимающих компрессоров; 3.2 – емкость сбора газового конденсата; 3.3 – аппарат воздушного охлаждения антифриза; 3.4 – аппарат воздушного охлаждения газа; 4 – резервуар аварийного слива масла; 5 – резервуар аварийного слива масла; 6 – контрольно-пропускной пункт; 7 – производственно-противопожарная насосная; 7.1 – резервуары противопожарного запаса воды; 8 – наружное ограждение с охраным освещением; 9 – прожекторные мачты с молниеприемниками; 10 – насосная станция проливных сточных вод; 11 – резервуар сбора хозяйственных стоков; 12 – эстакады технологических трубопроводов; 13 – охранная зона.

Сказанное выше относится к «внутренним» условиям, определяющим выбор технических и технологических решений, принимаемых при строительстве ГТЭС на нефтяном попутном газе внутри площадки электростанции (в пределах ее ограждения).

Кроме «внутренних» условий существенное влияние на стоимость и сроки строительства ГТЭС оказывают и «внешние» условия, такие как характеристики газового топлива и условия выдачи электрической и тепловой мощности.

Условия и схема подготовки топливного газа определяются требованиями к качеству топливного газа, подаваемого к энергоустановкам электростанции, и зависят от состава топлива.

Основное и резервное топливо рассматриваемой ГТУ-ТЭС – нефтяной попутный газ (НПГ) с давлением от 0,2 до 0,25 МПа, очищенный, обезвожен-

ный в блоке подготовки топливного газа, дожимается в газовых компрессорах до необходимого рабочего давления 1,2 МПа.

Исходя из требований надежности обеспечения ГТЭС топливом, в блоке подготовки предусмотрены три (две рабочие и одна резервная) технологических линии оборудования с дожимными компрессорами.

Для повышения давления газа применены винтовые компрессоры с электроприводом типа ZKR 204 производства фирмы CKD ENERCONRANS, a. s., Чешская Республика. Состав НПП различных месторождений может существенно отличаться, и конструкция применяемых топливных компрессоров позволяет дожимать нефтяной попутный газ других месторождений.

Второе из указанных «внешних» условий – выдача электрической и тепловой мощности – присутствует как при автономной работе электростанции (работе на выделенную нагрузку), так и при работе параллельно с энергосистемой. Требования к теплоносителю (пар/вода) и параметрам (давление/температура) определяются видом присоединенной к ГТЭС тепловой нагрузки.

ГТЭС расположена в районе ПС 35/6 кВ, включенной в сеть «Томскэнерго». ГТЭС присоединяется к шинам 6 кВ указанной подстанции по двум двухцепным воздушным линиям (ВЛ) 6 кВ протяженностью 0,7 км. Для подключения намечаемых ВЛ к шинам 6 кВ ПС необходимо выполнить расширение ЗРУ 6 кВ указанной подстанции на четыре линейные ячейки.

Выполненные при разработке проекта статические и динамические электротехнические расчеты показали необходимость реконструкции существующих защит на близлежащих ПС сети «Томскэнерго» (в сети 110 кВ). Для этого Заказчиком выполняется установка более быстродействующих защит устройства автоматического ввода резерва (АВР) на секционных выключателях существующей подстанции, что обеспечит устойчивую работу генераторов ГТЭС и синхронных двигателей сети 35 кВ.

Кроме перечисленных выше работ, с подключением ГТЭС к энергосистеме, Заказчиком будет реконструироваться система связи на близлежащих подстанциях: строительство новой воздушно-кабельной линии связи с организацией нескольких независимых каналов диспетчерско-технологической связи; строительство радиорелейной линии связи; организация телеинформационных каналов, каналов учета энергии и релейной защиты.

Выбор типа котла-утилизатора и температурного графика также обусловлено внешними условиями, а именно температурным графиком теплосети и тепловой нагрузкой потребителей месторождения. Исходя из этих условий, в проекте применяется водогрейный котел-утилизатор горизонтальной компоновки с байпасом отработавших газов ГТУ, работающий по тепловому графику теплосети 115/70 °С. Максимальная тепловая мощность котла – 5,3 Гкал/ч, расчетная – 4,0 Гкал/ч, что позволит при росте тепловых нагрузок месторождения покрывать их от строящейся ГТЭС. По соображениям надежности теплоснабжения количество котлов-утилизаторов принято равным 2 (1 – работающий, 1 – в резерве, в режиме байпасирования).

Предлагаемая ниже информация описывает первый опыт строительства и эксплуатации газопоршневых мини-ТЭЦ с позиции крупного энергопроизводителя (ОАО «Башкирэнерго»), с объективным взглядом, как на преиму-

щества, так и на существующие недостатки [17]. Вниманию предлагаются описание и результаты первого года эксплуатации двух газопоршневых мини-ТЭЦ: в санатории «Красноусольск» с использованием агрегатов австрийской фирмы Jenbacher AG, 2001 г. и в санатории «Янгантау» с использованием оборудования финской фирмы Wärtsila NSD, 2002 г.

Особенно важным для подобных объектов является отсутствие ограничений по давлению газа: для агрегатов мощностью 1–1,5 МВт достаточно давления бытового газа (менее 0,02 МПа), для более мощных агрегатов требуемое давление не превышает 0,6 МПа. Таким образом, в большинстве случаев отсутствует основная проблема при ГТУ-надстройке котельных населенных пунктов – обеспечение топливом требуемого давления с учетом его подвода в жилые районы согласно действующих норм и правил подвода газа высокого давления в жилой застройке, а также отсутствуют дополнительные затраты на газодожимной компрессор.

Было принято решение о приобретении для каждой мини-ТЭЦ двух газопоршневых агрегатов электрической мощностью 1 МВт в контейнерной компоновке с приблизительно одинаковыми технико-экономическими и стоимостными показателями.

Первичным двигателем газопоршневых агрегатов обеих фирм является турбонаддувный с промежуточным охлаждением *V*-образный газовый двигатель, работающий по циклу Отто. На обоих двигателях имеются системы предпускового подогрева смазочного масла и охлаждающей жидкости. Система запуска электрическая – от аккумуляторных батарей, система зажигания – электронная.

Различия агрегатов по тепловой схеме связаны с различной температурой воды на входе: 55 °С у Wärtsila и 70 °С у Jenbacher. Кроме этого, ГПА Jenbacher оснащен байпасом выхлопных газов, что позволяет иметь компактный, смонтированный на крыше контейнера радиатор, рассчитанный на 60 % тепловой мощности установки. ГПА Wärtsila оборудован большим радиатором на полную тепловую мощность агрегата, монтируемым рядом с основным контейнером. Имеется отличие и по теплоносителю в контуре аварийного охлаждения: в ГПА Jenbacher используется смесь этиленгликоля с водой в пропорции 55:50, предохраняющая контур от размораживания вплоть до температуры минус 35 °С; в ГПА Wärtsila в радиаторе охлаждается циркуляционная вода.

Привязка газопоршневых модулей к существующим сетям (тепловым, электрическим, газовым) является индивидуальной и зависит от конкретных особенностей существующих котельных, а также планируемых режимов эксплуатации ГПА-ТЭЦ. Благодаря контейнерной компоновке и высокой степени комплектности поставки проектирование мини-ТЭЦ, в части ее привязки на площадке, выполнялось собственными проектно-конструкторскими подразделениями без привлечения ведущих отраслевых проектных институтов. В котельной курорта «Красноусольск» включение ГПА в тепловой контур выполнено параллельно существующим котлам, что обеспечивает максимальную утилизацию вырабатываемого газопоршневыми агрегатами тепла, при этом тепло от ГПА-ТЭЦ может выдаваться всем потребителям (отопление, ГВС), а тепловые мощности существующей котельной используются только в отопи-

тельный период, а также как пиковые (котлы включаются автоматически при понижении температуры прямой сетевой воды) в неотапительный период. В котельной санатория «Янгантау», учитывая фактическую круглогодичную тепловую нагрузку ГВС и характеристики ГПА Wärtsila по температурам прямой и обратной воды 90/55 °С, проектом была предусмотрена выдача тепла от ГПА-ТЭЦ только для нужд ГВС через отдельный контур теплоносителя.

При реализации режимов параллельной работы ГПА с сетью, позволяющей, выдавая «излишки» электроэнергии в сеть, обеспечить постоянную нагрузку ГПА-ТЭЦ и снизить сроки окупаемости новой техники, любое отключение в сети или даже скачок напряжения вызывают отключение ГПА защитой двигателя по параметру «скорость изменения частоты». Возобновление электроснабжения объекта осуществляется при этом повторным «ручным» включением ГПА, т. е. при авариях в сети резервирование электроснабжения осуществляется «через останов агрегатов».

С точки зрения работы, в так называемом, «островном» режиме (при исчезновении напряжения со стороны питающих линий 10 кВ) ГПА имеют соответствующее программное обеспечение и способны поддерживать заданное напряжение и частоту. Однако недостатком газового двигателя при работе на данном режиме является малый (не более 10–15 %) допустимый шаг набора и снятия электрической нагрузки. Испытания по работе в «островном» режиме в санатории «Янгантау» в феврале 2002 г. показали, что ГПА устойчиво выдерживает электрическую нагрузку потребителей, но весьма тяжело, вплоть до отключения, реагирует на значительные, в 250–300 кВт (25–30 % номинала), набросы и сбросы нагрузки. Переход из параллельной работы с сетью на изолированный режим работы, сопровождающийся набросом или сбросом нагрузки более 30 % номинала, почти гарантированно будет приводить к отключению агрегата. Более того, частые аварийные остановы агрегатов с потерей питания собственных нужд могут повлечь за собой повреждение наиболее нагруженных узлов (подшипников турбоагрегатов, клапанов и др.).

Синхронизация возможна как в автоматическом, так и в ручном режиме. Сам процесс пуска ГПА происходит очень быстро: двигатели оборудованы системой поддержания заданной температуры смазочного масла и охлаждающей жидкости, т. е. всегда находятся в прогретом состоянии. От момента подачи сигнала на запуск до набора полной мощности у двигателей проходит 50–100 с.

Опыт строительства ГПА-ТЭЦ подтвердил возможность сооружения подобных энергообъектов в кратчайшие сроки 9–11 мес. от момента проведения тендера до первого пуска.

После пусконаладочных работ, выполненных представителями фирм-изготовителей, были проведены пусконаладочные испытания. На номинальной нагрузке эксплуатационные значения электрического КПД практически совпали с данными заводских испытаний и составили 37–38 %. При пониженных нагрузках эксплуатационные электрические КПД на ГПА-ТЭЦ «Янгантау» были на 1–1,5 % ниже заводских, а на ГПА-ТЭЦ «Красноусольск», напротив, даже выше на 0,5–1 %. Расход электроэнергии на собственные нужды составлял на мини-ТЭЦ «Красноусольск», в среднем, около 3 %, а на мини-

ТЭЦ «Янгантау» около 1 % благодаря более широкому применению во внутренних контурах агрегатов частотно-регулируемых приводов. Общий расход топлива и удельные расходы топлива на отпущенную энергию зависят от режима потребления тепла. В случае полного полезного использования тепла от газопоршневых агрегатов без сброса избытков тепла через охладители общий коэффициент полезного использования топлива достигал 90 %, а удельные расходы топлива на отпускаемую электроэнергию снижались до 160–180 г у. т./ кВт·ч.

Различия в выработке электроэнергии и отпуске тепла связаны с недостаточной надежностью оборудования: в первый год эксплуатации коэффициент использования установленной мощности составил 0,69 на двигателях Jenbacher и 0,47 на двигателях Wärtsila. Показатели топливоиспользования на обеих мини-ТЭЦ оказались близкими по величине.

Отдельного рассмотрения заслуживает экологический аспект строительства газопоршневых мини-ТЭЦ, поскольку двигатели внутреннего сгорания изначально имеют более высокие уровни эмиссии загрязняющих веществ в атмосферу по сравнению с котлами и газовыми турбинами.

Согласно западно-европейскому стандарту TA-Luft содержание оксидов азота и оксида углерода в выхлопных газах (при содержании кислорода 5 %) стационарных двигателей нормируются значениями: не более 500 мг/м³ по NO_x и не более 650 мг/м³ по СО. В пересчете на O₂ = 15 % это соответствует концентрациям 187,5 мг/м³ по NO_x (что намного больше норм по ГОСТ для газовых турбин – 50 мг/м³) и 244 мг/м³ по СО.

Обе рассматриваемые установки обеспечивают более низкий выход оксидов азота во всем диапазоне нагрузок: концентрация NO_x на двигателях Jenbacher не превышала 175 мг/м³ (на 7 % ниже норм TA-Luft), а минимальное значение 130 мг/м³ достигалось при нагрузке 0,75 номинальной. Нетипичная зависимость выбросов оксидов азота от нагрузки на этих агрегатах объясняется, видимо, применением системы малотоксичного сжигания LEANOX. ГПА Wärtsila имеют более высокие значения концентраций оксидов азота – до 230 мг/м³, и заявленное соответствие TA-Luft обеспечивалось только на одном агрегате (№ 1) в диапазоне нагрузок ниже 0,7 N_{ном}. По оксиду углерода показатели эмиссии были практически одинаковыми: на уровне 189–210 мг/м³ и на 15 % ниже стандарта TA-Luft.

Несмотря на освоенность и широкую известность зарубежных поставщиков, не удалось избежать выхода из строя отдельных деталей и узлов, а устранение неисправностей в гарантийный период производилось фирмами-поставщиками со значительными задержками.

Наибольшие трудности вызвала эксплуатация ГПД Wärtsila, на которых произошли три крупных повреждения, причины которых не удалось установить. На агрегате № 1 04.09.2002 г. при плановом останове произошло разрушение одного из двух турбонагнетателей. После ремонта, выполненного по гарантии сервисным инженером фирмы Guasco, агрегат № 1 был запущен в работу. Через 3 месяца при нормальной эксплуатации агрегат № 1 был остановлен аварийно после сильного металлического шума. Произошло разрушение штока одного из клапанов и обломки тарелки повредили поршень, а также попали в несколько соседних цилиндров.

15.02.2003 г. также при нормальной эксплуатации двигатель № 2 был остановлен защитой двигателя и после выяснения причин останова было обнаружено такое же повреждение одного из цилиндров, как и на первом агрегате.

В процессе ремонта были заменены все 32 головки цилиндров на обоих агрегатах, 10 поврежденных поршней, 2 турбонагнетателя, ряд других элементов. По требованию ОАО «Башкирэнерго» компанией Wärtsila была продлена гарантия на ГПА на период вынужденных простоев (более 6 мес.).

В целом эксплуатация ГПА Wärtsila показала, что качество исполнения двигателя Guascog (Испания) оказалось невысоким. Имелись многочисленные неустраняемые течи охлаждающей жидкости по фланцам и разъемам выхлопных коллекторов, проблемы с системой вентиляции картера, не в полном объеме была представлена эксплуатационная документация.

Качество исполнения двигателя Jenbacher высокое, протечки масла и охлаждающей жидкости отсутствуют. Каждые 2 тыс. ч проводились регламентные работы, проверялись зазоры и выступы клапанов цилиндров. Тем не менее, серьезная неисправность имела место и на этом двигателе уже после истечения гарантийного срока. Защитой по детонации ГПА № 1 был остановлен и при проверке в цилиндре № 17 был обнаружен отрыв тарелки впускного клапана.

Таким образом, в течение короткого промежутка времени на двух ГПА-ТЭЦ с разными видами двигателей имелось уже три однотипных серьезных повреждения, требующих проведения дорогостоящего ремонта газовых двигателей.

Несмотря на имеющиеся трудности ОАО «Башкирэнерго» продолжает реализацию программы внедрения высокоэффективных источников энергии в лечебно-курортных учреждениях республики.

По результатам эксплуатации в течение первого года технико-экономические показатели на мини-ТЭЦ «Красноусольск» и «Янгантау» соответственно составили: выработку электроэнергии 11,7 и 7,7 млн кВт·ч; отпуск тепла – 7,0 и 5,9 тыс. Гкал; удельные расходы топлива на отпуск электроэнергии – 223 и 226 г у. т./кВт·ч; расход электроэнергии на собственные нужды 3,0 и 1,0 %. В наиболее благополучные месяцы эксплуатации показатели топливоиспользования на мини-ТЭЦ составляли: удельные расходы топлива на отпуск электроэнергии 176–186 г у. т./кВт·ч; 145–145,5 кг у. т./Гкал – на отпуск тепла. При номинальной нагрузке электрический КПД мини-ТЭЦ составлял 37–38 %, при полном использовании тепла без сброса через радиаторы-охладители Кит на мини-ТЭЦ достигал 90 %.

В 2002–2003 гг., ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» были спроектированы, изготовлены и введены в эксплуатацию в Белоруссии первые газотурбинные энергетические установки ГТЭ-25 и ГТЭ-15 мощностью 25 и 16 МВт, в составе которых применены универсальные газотурбинные двигатели UGT 25000 и UGT 15000, соответственно [18]. Основные их характеристики приведены в табл. 2.4.

Первые две установки ГТЭ-25 изготовлены для Березовской ГРЭС (г. Белоозерск, Брестская обл.) и применены для реконструкции паротурбинного дубль-блока ПТУ-160 по сбросной схеме с превращением его в парогазовую установку ПГУ-215.

Таблица 2.4

Характеристики ГТУ согласно технических условий

Показатель	ГТЭ-15	ГТЭ-25
Мощность на клеммах генератора, МВт	16,4	25
КПД на клеммах генератора, %	33,1	34,5
Температура выхлопных газов на срезе газоотвода, °С	421	493
Расход выхлопных газов на срезе газоотвода, кг/с	71,8	87,7
Содержание NO _x в выхлопных газах, мг/нм ³	70	100
Содержание СО в выхлопных газах, мг/нм ³	80	100

Упрощенная тепловая схема реконструкции блока представлена на рис. 2.44.

Монтаж установки был выполнен за два месяца благодаря тому, что большая часть оборудования поступала на объект в заводской готовности либо прошедшая макетную сборку на заводе. Прокладка коммуникаций, подключение оборудования и наладка заняли еще два месяца. Затем были произведены пробные пуски, включение в сеть и комплексное опробование. При этом, установки ГТЭ-25 проходили опробование в составе парогазового блока (ПГУ-215).

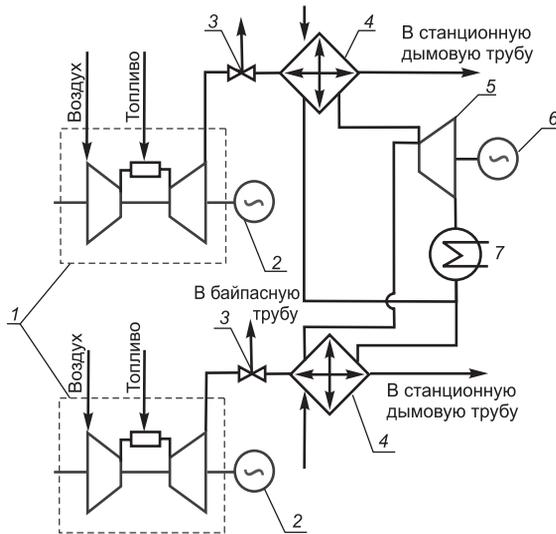


Рис. 2.44. Тепловая схема ПГУ-215, включающая ГТЭ-25 [18]:

1 – ГТУ; 2 – генератор ГТУ; 3 – байпас; 4 – котел; 5 – ПТУ; 6 – генератор ПТУ; 7 – конденсатор.

этом, установки ГТЭ-25 проходили опробование в составе парогазового блока (ПГУ-215).

В ходе испытаний было подтверждено соответствие фактических теплотехнических, экологических и маневренных характеристик установок требованиям технических условий. Успешно были проведены испытания по сбросам номинальной нагрузки установки без превышения допустимой частоты вращения турбогенератора. При работе ПГУ-215 получена проектная мощность 215 МВт и удельный расход топлива 310 г у. т./кВт·ч при проектной величине 307 г у. т./кВт·ч.

На Березовской ГРЭС в ходе второго месяца эксплуатации реконструированного блока

получено среднее значение расхода топлива на единицу отпущенной энергии 317 г у. т./кВт·ч, то есть расход топлива снижен на 14 % по

сравнению с показателем до реконструкции четвертого блока. Таким образом, этот блок стал в один ряд с самой экономичной в Белоруссии Лукомльской ГРЭС. При этом прогнозируется дальнейшее снижение удельного расхода топлива до проектного значения за счет оптимизации работы паросилового оборудования.

Показатели использования установок ГТЭ-25 в составе блока ПГУ-215: средний коэффициент готовности за три месяца составляет 92 %, коэффициент использования 80 %. При этом основной причиной нерабочего состояния ГТУ являлись ошибки эксплуатационного персонала. За три месяца эксплуатации произошло 8 аварийных отключений ГТУ от сети, из них 4 вызваны неисправностями систем электростанции, 2 – ошибками эксплуатационного персонала и 2 – ложным срабатыванием защит ГТУ из-за отказа контрольно-измерительных приборов. Нарботка ГТУ на 01.06.2004 г. составляет 1950 и 1750 часов.

Первая установка ГТЭ-15 применена на Белорусском цементном заводе – БЦЗ (г. Костюковичи, Могилевская обл.) [19]. Особенностью применения ГТУ в данном случае является использование выхлопных газов в технологическом процессе сушки сырья для производства цемента. Упрощенная тепловая схема установки показана на рис. 1.24.

В 2004 году началась эксплуатация установки. В ходе первых месяцев эксплуатации ГТЭ-15 на цементном заводе получено подтверждение принятых проектных решений, в частности, получена устойчивая совместная работа установки и технологического оборудования со сбросом выхлопных газов в мельницу сушки сырья «Аэрофол». Фактическая стоимость вырабатываемой газотурбинной установкой энергии для завода оказалась вдвое ниже цены покупной. Дополнительно при работе установки экономится природный газ, ранее сжигавшийся для сушки сырья.

Показатели использования установки ГТЭ-15 на Белорусском цементном заводе: средний коэффициент использования за четыре месяца составляет 87 %. Начиная с 05.04.2004 г., не было ни одной аварийной остановки ГТУ. Простои оборудования в основном связаны с технологическими причинами. На 01.06.2004 г. наработка составила 2735 часов.

Основные проблемы, возникшие в ходе пуска и эксплуатации обеих рассмотренных установок, были вызваны двумя причинами: ошибками при проектировании систем объекта и конструктивными дефектами комплектующего оборудования, поставленного, в частности, в составе ГТЭ-25 на Березовскую ГРЭС.

Не был выполнен ряд специфических требований, особенно касающихся системы подготовки топлива, эффективность которой приобрела особое значение в связи с применением «экологических» камер сгорания. Так, в обоих проектах систем подготовки топлива были допущены следующие ошибки:

- неправильная последовательность работы оборудования в техпроцессе подготовки газа – сепаратор установлен после подогревателя;
- применение висциновых фильтров (на БЦЗ);
- применение сетчатых фильтров с размером ячейки около 100 мкм в качестве фильтров тонкой очистки (на БЦЗ);

- отсутствие обогрева и теплоизоляции трубопроводов от пункта подготовки газа до блока топливной аппаратуры ГТУ (длина около 200 м);
- применение трубы из конструкционной стали (вместо коррозионно-стойкой) для трубопроводов от пункта подготовки газа до блока топливной аппаратуры ГТУ (на БЦЗ);
- отсутствие блока отключающей арматуры перед блоком топливной аппаратуры ГТУ (на БЦЗ);
- применение в блоке отключающей арматуры клапанов с быстродействием на закрытие 15–20 с вместо положенных по правилам 1 с.

Эти ошибки исправлялись в ходе поставки оборудования, монтажных работ и пусконаладки. Однако не все удалось устранить своевременно, что привело к поступлению в топливную аппаратуру и горелочные устройства ГТЭ-25 газа с конденсатом, состоящим из воды с включениями парафинов. В результате этого, горелочные устройства были загрязнены солями жесткости и парафинами, что в свою очередь вызвало ухудшение эксплуатационных и экологических характеристик ГТД. Загрязнения были удалены в условиях объекта с полным восстановлением характеристик ГТД.

Недостаточное внимание было уделено также модернизации систем технического водоснабжения предприятий для обеспечения подачи воды на установки. Не было обеспечено поддержание заданного давления в системе, резервирование водяных насосов (на БГРЭС), очистка воды от крупных мехпримесей (на БЦЗ). Вследствие этого происходили аварийные остановы ГТУ из-за перегрева масла в системе смазки ГТД.

Ряд ошибок был допущен при проектировании газоходов отвода выхлопных газов ГТУ на Березовской ГРЭС. При этом, проектировщиком не были учтены рекомендации НПКГ по геометрии выхлопного тракта, в результате чего газоходы были выполнены с резкими изменениями проходных сечений, что повысило потери давления в выхлопном тракте. Кроме того, неправильный расчет опорной конструкции варианта газохода, имеющего поворот потока на 90°, привел к его повышенной вибрации и перекосу в ходе работы ГТУ. Дефект был устранен путем установки дополнительной опоры и компенсатора.

Основными конструктивными дефектами поставленного в составе ГТЭ-25 комплектующего оборудования явились: повышенный уровень вибрации турбогенератора и заклинивание байпасного клапана, устанавливаемого в выхлопном газоходе ГТУ. Этот клапан предназначен для переключения подачи выхлопных газов ГТУ на котел, либо в байпасную трубу (поз. 3 рис. 2.44). По проекту клапан должен выполнять маневренные и защитные функции: обеспечивать возможность запуска отдельно ГТУ и паросиловой установки (ПСУ), перевода блока из режима ПСУ в режим ПГУ и обратно, а также переводить поток выхлопных газов на байпас при отказе дымососов котла, для его защиты от повреждений, вызванных избыточным давлением в топке. Проведенные в ходе наладки испытания показали, что при работе ГТУ на режиме номинальной мощности (25 МВт) и неработающих дымососах, в топке котла создается избыточное давление 270 Па (при допустимой величине 1,5 кПа), что не может представлять никакой опасности для оборудования. Кроме того, отлажена технология надежного запуска блока в

режиме ПГУ. Таким образом, единственным назначением клапана остается обеспечение перевода блока из режима раздельной работы ГТУ и ПСУ в режим ПГУ и обратно. Однако в настоящее время клапан не обеспечивает эту функцию в связи с подклиниванием деталей в опорных узлах и узлах сопряжений клапана. Изготовителем клапана ведутся работы по изменению его конструкции.

13. ИНТЕГРАЦИЯ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК В РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНУЮ ЭЛЕКТРОСЕТЬ

Когенерационные установки обычно подключаются к распределительной электрической сети среднего или низкого напряжения как рассредоточенные источники энергии. Связь с сетью позволяет установкам работать параллельно с сетью, передавая в нее избыток произведенной электроэнергии, и получая при этом дополнительный выигрыш от продажи этой энергии.

Порядок включения всех электростанций, связанных с электросетью, определяется характером работы этой сети. Подключение электрогенератора к сети вызывает определенное воздействие на потоки мощности (перетекания) и напряжение в сети, особенно в тех местах, где потребляемая из сети мощность соизмерима с мощностью подключаемого генератора, а также там, где происходит передача электроэнергии в сеть.

Следовательно, имеется опасность неблагоприятного воздействия на надежность и качество электроснабжения, выполняемого местными поставщиками, в связи с чем операторы распределительных сетей должны оценить возможность подключения к сети новых производителей электроэнергии. В тех случаях, когда негативное воздействие независимого производителя на сеть возможно, необходимо применить определенные технические решения для смягчения такого воздействия. Однако затраты на подключение к сети в этом случае могут сделать внедряемую когенерационную установку менее выгодной в экономическом отношении [20].

Воздействие когенерационных установок на распределительную сеть

Исторически, распределительная электросеть предназначалась для передачи энергии в одном направлении, то есть от высоковольтной национальной сети ко всем низковольтным потребителям (рис. 2.45). При управлении в пассивном режиме и при ограниченном вмешательстве со стороны оператора поддержание напряжения в сети обеспечивается с помощью трансформаторов с авторегулировкой, которые к тому же понижают напряжение до 11 кВ в первичных подстанциях, что должно выравнивать все падения напряжения в нижележащей сети. Большинство городских электросетей устроены по кольцевому принципу, но управляются обычно, как и сельские (радиальные) системы, с целью поддержания низкого уровня сбоев в системе и упрощения схемы защиты.

Сила тока в распределительных энергосетях уменьшается по мере удаления от подстанции, увеличения длины проводящего элемента и падения нагрузки в сети. Вместе с тем фактором, что проводящие элементы при низком напряжении имеют сравнительно высокое сопротивление, это означает, что необходимо поддерживать уровень напряжения в сети.

Имеется лицензионное требование для операторов рассредоточенных источников энергии, чтобы качество электричества, полученного потребителями, находилось в строго определенном диапазоне по напряжению и частоте. Так, например, Британские законы по безопасности, качеству и непрерывности электроснабжения определяют устойчивость поддержания напряжения в пределах $\pm 6\%$ от номинального для энергосистем с напряжением до 132 кВ и в пределах $+10\ldots-6\%$ для энергосистем с напряжением 400 В. Для достижения этой устойчивости процедуры по вводу в эксплуатацию энергоустановок определяют более умеренные пределы ограничений, предполагая при этом временный рост нагрузок для тех потребителей, которые располагают нагрузочной характеристикой, изменяющейся во времени в заданной последовательности. До настоящего времени анализ влияния рассредоточенной выработки электроэнергии проводился сравнительно редко.

Подключение всех видов рассредоточенных производителей энергии, в том числе и когенерационной, означает появление влияния на энергосеть, включая и изменение направления потоков энергии (рис. 2.46). Выработка электроэнергии внутри распределительной энергосети снижает нагрузку, наблюдаемую оператором распределительной энергосети. График нагрузки в сети изменяется, в особенности, в том случае, когда выработка электроэнергии диктуется тепловым потреблением или температурным графиком.

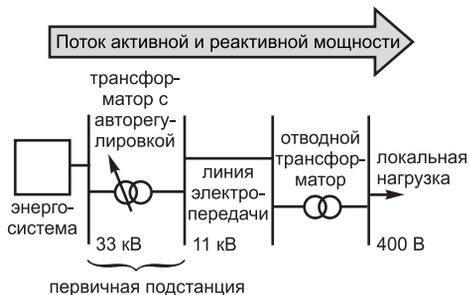


Рис. 2.45. Схема традиционной распределительной электросети [20].

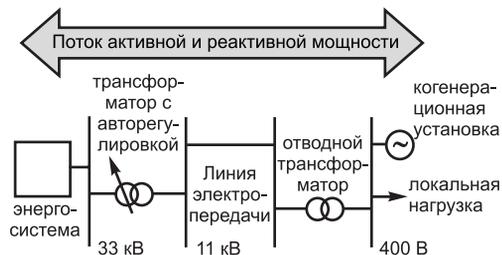


Рис. 2.46. Распределительная электросеть с подключенной когенерационной станцией [20].

Влияние может оказываться через:

- энергопотоки в двух направлениях и возможность превышения тепловой мощности оборудования;
- ухудшение регулирования напряжения в сети и нарушение качества поставляемой энергии;
- увеличение числа коротких замыканий и срывов в работе энергосети;

- изменяемую передаточную стабильность в работе системы;
- ухудшение работы защиты сети и отсутствие координации в работе нескольких энергоисточников.

Энергопотоки и регулирование напряжения

На рис. 2.47 показаны четыре варианта (а–г) развития событий для когенерационной установки, включенной в простую, но типичную радиальную энергосеть, через которую осуществляется питание местных потребителей через трансформаторную подстанцию (1 МВА). Пиковая нагрузка для местных потребителей составляет 400 кВт при факторе нагрузки 0,98. Когенерационные станции мощностью до 900 кВт (при сдвиге фаз $\cos \varphi = 0,9$) подключены к дальнему концу фидера.

Вариант а. При отсутствии выработки электроэнергии когенерационными установками местная нагрузка покрывается полностью из энергосистемы при оборудовании, работающем без тепловой перегрузки, и потерях на фидере 19 кВт.

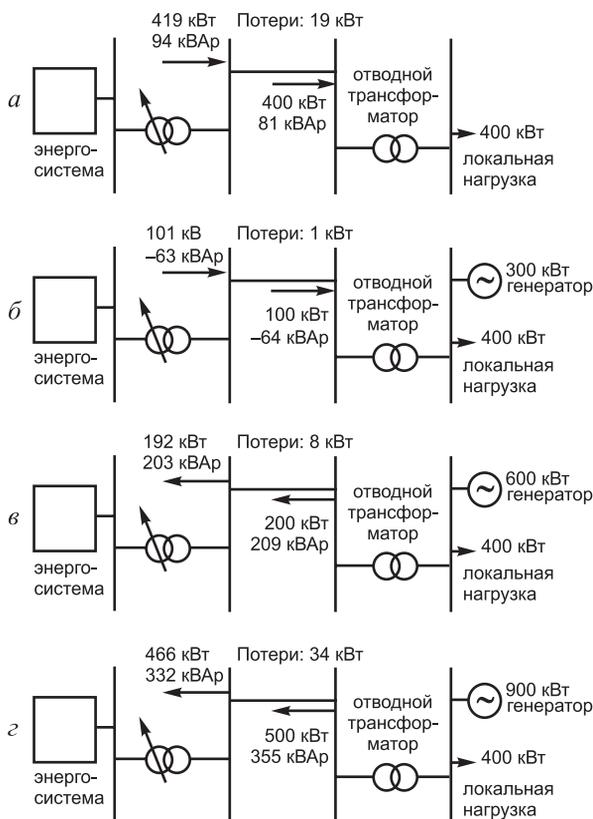


Рис. 2.47. Четыре варианта работы сети с подключенной когенерационной установкой на дальнем конце распределительной сети [20].

Вариант б. При выработке электроэнергии когенерационными установками на уровне 300 кВт ее потребление из энергосети сокращается вместе с потерями. Это может быть выгодно оператору энергосистемы в плане отсрочки ее модернизации, необходимость которой может возникнуть в связи с ростом потребления электроэнергии.

Вариант в. При выработке электроэнергии когенерационными установками на уровне 600 кВт, что превышает местное потребление, она будет передаваться назад в сеть, а потери вновь возрастут, хотя нагрузка на фидере и на трансформаторе будет в обычных пределах.

Вариант г. При выработке электроэнергии на уровне 900 кВт передача

электроэнергии в сеть обусловит потери энергии, которые превысят первоначальный уровень. В этом случае потребовался бы более мощный трансформатор на первичной подстанции, особенно при уменьшении местной нагрузки.

Температурные превышения, наблюдаемые при повышении мощности рассредоточенной генерации, обычно наблюдаются, прежде всего, на трансформаторах подстанций и на главном выключателе, или по границам сходящихся на конус радиальных энергосетей, где мощность генератора энергии в несколько раз превышает ее местное потребление.

Электроэнергия, передаваемая через распределительный фидер, создает градиент напряжения в направлении тока энергии. Опасность возникает там, где энергия течет в обратную сторону (это может быть в том случае, если когенерационная установка передает энергию в сеть) и в этом случае будет иметь место местное повышение напряжения на генераторе и на потребителе. Варианты *a–г* на рис. 2.48 демонстрируют воздействие рассредоточенных источников энергии на график напряжения в сети. Если местное потребление энергии велико, и оно удовлетворяется когенерационными установками, то скачек напряжения в сети снижается. Однако, в том случае, если местное энергопотребление низкое, что имеет место ночью, большее количество энергии передается в сеть и скачек напряжения возрастает. Этот эффект может вызвать включение защиты по превышению напряжения (отключение генератора) и это, в конечном итоге, означает главное ограничение по мощности рассредоточенного генератора энергии, в особенности для условий, приближенных к сельской местности.

В связи с возможными короткими замыканиями в сети все электрогенераторы когенерационных станций будут вносить свой вклад в сбой энергопотоков, поэтому главный выключатель у оператора районной распределительной энергосети и такой же прибор на рассредоточенном генераторе должны быть настроены на эффект возможного комбинированного сбоя в подаче электроэнергии. По мере того, как точка подсоединения генератора электроэнергии становится более удаленной от ЛЭП, переходное сопротивление повышается, снижая при этом вклад генератора в сбой в системе. Однако подсоединение рассредоточенного генератора может привести к увеличению уровня сбоев, во всяком случае, на местах. Если уровень сбоя повышается выше пределов, допустимых для главного выключателя у оператора распределительной энергосети, то такой главный выключатель подде-

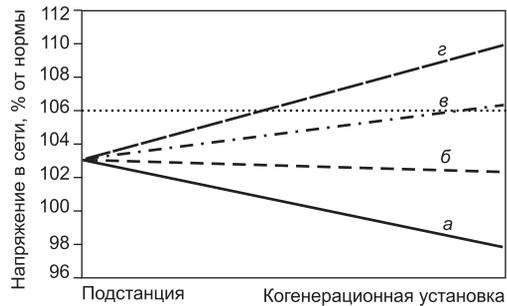


Рис. 2.48. Профили напряжения на фидере в зависимости от мощности рассредоточенных электрогенераторов [20]:

a – без генерации; *б* – 300 кВт ког; *в* – 600 кВт ког; *г* – 900 кВт ког; предел повышения напряжения.

жит замене. Такое воздействие более вероятно в случае сельских или ячеистых энергосетей.

Способность рассредоточенных генераторов оставаться подключенными к энергосети в течение переходных периодов, которые вызваны изменениями в нагрузке или перестройкой в энергосистеме, зависит от топографических особенностей энергосистемы, природы возмущений в ней и характеристик рассредоточенного генератора. В условиях переходного периода стабильность сети снижается. Некоторые рассредоточенные генераторы, особенно синхронные, которые, как правило, используются в составе когенерационных установок, могут способствовать стабилизации работы системы. Таким образом, и оператору распределительной сети, и владельцу когенерационной установки в этом плане выгодно держать когенерационную установку подключенной к сети.

Безопасность и надежность работы распределительной электросети обеспечивается благодаря применению защитных устройств на электрогенераторах, выключателях или непосредственно на электропотребляющем оборудовании. Схемы и приборы защиты сети от перегрузок в основном были разработаны для условий передачи энергии в одном направлении и поэтому их использование в условиях энергопотоков в двух направлениях может привести к ложным срабатываниям.

Можно отрегулировать приборы защиты для нормальной работы сети при включенном рассредоточенном генераторе, но для сохранения эффективности средств защиты и при отключении упомянутых источников энергии оператор распределительной сети должен понизить параметры срабатывания защитных устройств.

Снижение воздействия на систему

Возможные воздействия на электросеть от когенерационных установок оцениваются в деталях на опыте совместной работы конкретных установок и сети. Оценочные требования операторов распределительных энергосистем для подключения генераторов, которые работают в самых неблагоприятных условиях, сводятся к тому, чтобы не оказывалось воздействие на качество электроэнергии при нормальных условиях работы рассредоточенного генератора. Например, при изучении потоков энергии принимается условие, что рассредоточенный генератор работает на полной мощности, а нагрузка его потребителей находится на минимуме (обычно 25 %). При этих условиях имеют место самые большие обратные потоки энергии и, как следствие, самое большое изменение напряжения в местной сети. Там, где присутствие когенерационных станций будет неблагоприятно воздействовать на работу энергосети, необходимо принять меры для ослабления такого воздействия, чтобы стимулировать дальнейшее развитие таких станций. Имеется целый набор вариантов развития в плане снижения негативных воздействий на энергосеть, которые необходимо учитывать еще на этапе проектирования.

Так, при нарушении теплового режима оборудования, т. е. там, где в ходе работы превышен допустимый температурный режим оборудования, следует

заменить используемое оборудование на новое с более высоким допустимым температурным режимом.

При чрезмерном уровне сбоев необходима установка менее чувствительных к перегрузке главных выключателей. Другим решением является снижение уровня сбоев путем повышения сопротивления сети (открытие параллельных связей или добавление последовательных реактивных нагрузок). Обратной стороной этого мероприятия является то, что изменения напряжения при этом возрастают и это требует существенного увеличения импеданса. Разработаны ограничители, которые срабатывают очень быстро для предотвращения достижения на генераторе пикового напряжения при сбое. Среди них прибор типа быстрого плавкого предохранителя, для срабатывания которого необходима небольшая перегрузка: при срабатывании предохранителя цепь разрывается, защищая сеть от крупного сбоя вблизи генератора. В это же время этот ограничитель позволяет традиционным главным выключателям поддерживать работу сети в случае сбоев вдали от генератора. Этот прибор доступен для коммерческого использования.

Достижением современных исследований в области ограничителей напряжения является разработка транзисторных ограничителей, которые не нуждаются в механическом их включении после срабатывания. Имеется два подхода: силовые электронные выключатели, способные рассеивать большую тепловую мощность, и приборы, которые используют материалы, обладающие существенно большим сопротивлением при больших токах.

Что касается минимизации нарушений стабильности напряжения в сети, то здесь могут рассматриваться такие мероприятия:

- жесткий контроль за качеством электроэнергии, вырабатываемой расщепленным генератором и передаваемой в электросеть;
- большее потребление из электросети реактивной мощности;
- снижение напряжения на первичной подстанции;
- усиление проводников распределительной сети;
- подключение генератора со стороны высокого напряжения.

Первые три мероприятия могут быть эффективными для снижения бросков напряжения в сети, но они не относятся к разряду оперативных мер, а только влияют на прибыль владельца когенерационной установки или на качество поставляемой электроэнергии. Остальные меры направлены на снижение броска напряжения путем уменьшения сопротивления сети за счет увеличения поперечного сечения проводников или при работе сети на высоком напряжении. Хотя эти меры ведут к появлению меньших ограничений в работе, капитальные затраты при этом могут быть весьма значительными. На рис. 2.49 показано воздействие некоторых из указанных мер на график напряжения в сети с минимальной (25 %) нагрузкой и генератором мощностью 600 кВт, который мог бы в другом случае, т. е. без принятия мер, способствовать броску напряжения в сети выше допустимого предела в 6 %.

Для уменьшения воздействия расщепленных производителей электроэнергии на распределительную сеть могут привлекаться некоторые финансовые рычаги, которые представляют либо дополнительные эксплуатационные затраты для владельца когенерационной установки, либо некоторые капитальные затраты, оплачиваемые владельцем и/или оператором

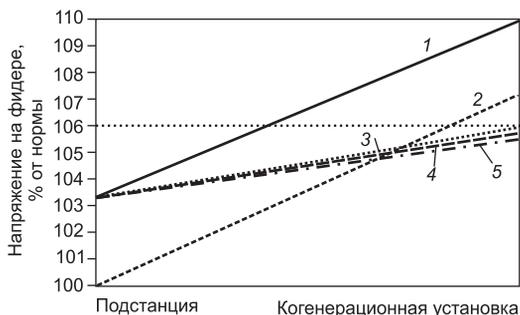


Рис. 2.49. Изменение напряжения на фидере при использовании различных способов ослабления воздействия подключенной когенерационной станции на электросеть [20]:

1 – влияние на незащищенную сеть генератора 600 кВт; 2 – снижение напряжения на подстанции; 3 – усиленный фидер; 4 – ограничение выходной мощности 300 кВт; 5 – потребление реактивной мощности; предел повышения напряжения.

На этапе наладки в 2000 г. ГТУ-ТЭЦ «Шигили» ОАО «Башкирэнерго» была проведена большая работа по корректировке как алгоритмов релейной защиты и автоматики сети, так и алгоритмов работы самой ГТЭС. Так на ПС «Усть-Икинский» введена делительная автоматика, действующая на выделение ГТУ-ТЭЦ на изолированную работу при понижении частоты в сети ниже 48,5 Гц, выведены АПВ, запрещены РПВ без выяснения режима работы ГТУ и ПС «Усть-Икинский» на подводящих линиях 110 и 35 кВ.

При проведении испытаний по выведению электростанции на изолированную работу, производилось отключение ВЛ-35 на ПС «Лемез-Тамак», что привело к выделению делительной автоматикой ГТУ-ТЭЦ на изолированную работу на ПС «Усть-Икинский». Это сопровождалось сбросом нагрузки с 4 до 2 МВт и повышением частоты в сети до 51 Гц. После отключения статизма двигателя частота установилась на уровне 50 Гц при напряжении 10,5 кВ. Для подачи напряжения энергосистемы на ПС «Усть-Икинский» на ГТУ-ТЭЦ произвели отключение ВЛ-10 кВ ГТУ-ТЭЦ – ПС «Усть-Икинский», при этом произошел сброс нагрузки на генераторе с 2 МВт до 112 кВт и наброс частоты тока до 54 Гц на время менее 1 с со срабатыванием алгоритма сброса нагрузки. Параметры по частоте пришли в норму через 5 с. Отклонения по напряжению в сети не наблюдались. В этом режиме ГТУ-ТЭЦ работала только на собственные нужды.

Данная операция позволила после отключения генераторного выключателя произвести синхронизацию и включение в сеть без остановки ГТУ. Следует отметить, что при проектировании ГТЭС специалистами предприятия-изготовителя подобный сценарий развития событий при работе станции даже не рассматривался, однако уже в ходе начавшейся эксплуатации такие

электросети. Различают в этой связи условия подключения генератора к сети, содержащиеся в лицензионных требованиях. В одном случае оператор сети может потребовать в качестве условия подключения финансирование необходимой для этого модернизации оборудования электросети, причем эти дополнительные затраты могут быть существенным довеском к стоимости проекта когенерации. В другом случае оператор сети сам финансирует и выполняет модернизацию сети и необходимого оборудования, но владелец когенерационной установки расплачивается по повышенному тарифу за передачу электроэнергии (т. е. за право пользоваться электросетью).

ситуации происходили, и оборудование ГТУ-ТЭЦ и ее персонал отработали без замечаний. Теперь можно реально говорить о повышении надежности энергоснабжения районного центра и близлежащих населенных пунктов.

Присоединение электрогенерирующих установок заказчика к электрической сети

Когенерационные установки, работающие параллельно с электросетью или подключенные к ней, увеличивают надежность электроснабжения, но при этом могут оказывать негативное влияние на стабильность распределительной сети в случае нарушения правил подключения к сети. Чтобы избежать подобной проблемы, подсоединение когенерационной установки к сети должно выполняться по определенным стандартам и при тесном сотрудничестве с операторами распределительных электросетей.

В Украине Правила присоединения когенерационных станций к сетям разработаны НКРЭ. Кратко их сущность сводится к следующему.

Присоединение новой или реконструированной электрогенерирующей установки заказчика к электрической сети предусматривает такие этапы:

- представление заказчиком собственнику электрических сетей заявления о присоединении его электрогенерирующей установки к электрической сети и оплата заказчиком стоимости выдачи технических условий присоединения. Документы, необходимые для выдачи технических условий присоединения, заказчик прилагает к заявлению о присоединении;

- подготовку собственником электрических сетей проекта договора о присоединении и выдачу заказчику технических условий присоединения;

- разработку и согласование заказчиком (или специализированной организацией на договорных условиях с заказчиком) проектной документации для объектов строительства и реконструкции;

- строительство и монтажно-наладочные работы;

- проведение приемо-сдаточных испытаний;

- оплату заказчиком собственнику сетей стоимости присоединения соответственно условиям договора о присоединении (кроме случаев временного присоединения строительных токоприемников на период строительства);

- получение акта технической комиссии о готовности электрогенерирующей установки к принятию в эксплуатацию;

- обеспечение заказчиком оперативно-технического обслуживания электроустановок общего пользования (в случае их наличия);

- заключение договоров, предусмотренных законодательством Украины, в том числе, правилами пользования электрической энергией;

- подключение электрогенерирующей установки заказчика к электрической сети.

Стоимость выдачи технических условий определяется организацией, которая разрабатывает и выдает эти технические условия. Срок предоставления проекта договора о присоединении не может превышать 15 рабочих дней со дня представления заказчиком собственнику электрических сетей заявления о присоединении его электрогенерирующей установки к электрической сети и оплаты заказчиком стоимости выдачи технических условий присоединения.

Технические условия присоединения электрогенерирующей установки заказчика к электрической сети являются неотъемлемой частью договора о присоединении и выдаются собственником электрических сетей в случае сооружения и присоединения новых электрогенерирующих установок, увеличения электрической мощности действующей электрогенерирующей установки, изменения требований заказчика к надежности передачи мощности от электрогенерирующей установки в электрическую сеть в точке присоединения электрогенерирующей установки.

Заказчик имеет право в установленном законодательством Украины порядке делегировать функции, которые связаны с присоединением его электрогенерирующей установки к электрической сети, другому юридическому или физическому лицу. Собственник сетей во время подготовки технических условий присоединения руководствуется принципами надежности передачи электрической энергии от электрогенерирующей установки, обеспечением качества электрической энергии, минимальной стоимостью потребляемой электрической энергии и капитальными затратами на внедрение схемы электропередачи.

Включение в технические условия присоединения, как и в договор о присоединении, требований, которые непосредственно не касаются присоединения электрогенерирующей установки к электрической сети, не допускается.

Точка учета электрической энергии может совпадать с запроектированной границей балансовой принадлежности в точке присоединения электрогенерирующей установки заказчика.

В случае, если в технических условиях предполагается проведение реконструкции или модернизация распределительных электрических сетей или технологического оснащения собственника электрической сети, связанных с присоединением электрогенерирующей установки, собственник электрогенерирующей установки имеет право обратиться в Национальную комиссию регулирования электроэнергетики Украины за экспертной оценкой технической обоснованности технических требований на присоединение и объема работ.

Проект договора о присоединении электрогенерирующей установки и технические условия выдаются после выполнения заказчиком расчета стойкости оборудования, которое может быть подключено, максимальному ударному току несинхронного включения в случае возникновения аварийного режима в Объединенной энергетической системе Украины.

Технические условия присоединения электрогенерирующей установки содержат:

- основные сведения об объекте и его местонахождении;
- величину прогнозируемой мощности;
- точки присоединения (подстанция, линия электропередачи, распределительное устройство, секции распределительного устройства, каморки), величину номинального напряжения электросети, к которой присоединяется электрогенерирующая установка заказчика;
- рекомендации относительно использования типичных проектов.

Технические условия присоединения электрогенерирующей установки, предназначенной для параллельной работы с Объединенной энергетической системой, дополнительно содержат еще ряд требований, как то:

- требования к расчетному учету электрической энергии и точке (месту) установления расчетных средств учета, в частности, относительно установления двустороннего (в обоих направлениях) учета активной и реактивной электрической энергии в точке присоединения;
- расчетные значения токов короткого замыкания в точке подключения электрогенерирующей установки к существующей электрической сети, требования к релейной защите, автоматике, в том числе системной противоаварийной автоматике (СПАС), телемеханике, связи, изоляции, защите от перенапряжения и электробезопасности;
- технические характеристики электрической сети, которые необходимы для выбора типа и технических параметров средств улучшения качества электроэнергии и обеспечения электромагнитной совместимости токоприемников;
- требования относительно установки автоматики обособления для перевода электрогенерирующей установки в случае нарушений в Объединенной энергетической системе Украины в автономный режим работы, а также возможность ручной и автоматической синхронизации и вывода электрогенерирующей установки на параллельную работу с Объединенной энергетической системой Украины;
- рекомендации относительно регулирования суточного графика нагрузки и др.

Строительство новых участков и/или реконструкция электрической сети собственника сетей, необходимость которых вызвана присоединением к ней электрогенерирующей установки, осуществляется собственником электрических сетей. После окончания строительно-монтажных и наладочных работ, новые и/или реконструированные электроустановки должны пройти приемо-сдаточные испытания, которые оформляются соответствующими актами.

Допуском на подключение электрогенерирующей установки заказчика к действующей электрической сети является акт технической комиссии о готовности установки к принятию в эксплуатацию. Для оформления допуска предъявляются государственной технической комиссии электрогенерирующая установка и проектно-техническая документация. Допуск на подключение электрогенерирующих установок, в которых применяется оборудование иностранного производства, выдается при наличии сертификата соответствия оборудования действующим в Украине стандартам.

После рассмотрения предоставленной документации, технического обследования электрогенерирующей установки и комплексного испытания, государственной технической комиссией составляется акт о готовности электрогенерирующей установки к эксплуатации и возможности подключения сети.

Подключение электрогенерирующей установки заказчика к электрической сети проводится в соответствии с условиями договора о присоединении на протяжении 5 рабочих дней.

Литература

1. Федоров В. А., Смирнов В. М. Опыт разработки, строительства и ввода в эксплуатацию малых электростанций // Теплоэнергетика. – 2000. – № 1. – С. 9–13.
2. Нікітін Є. Є. Енергетичний аудит – інструмент енергоменеджменту // Стратегія енергозбереження в Україні: Аналітично-довідкові матеріали. – Том 2. – Київ: Академперіодіка, 2006. – С. 53–64.
3. Закон України «Про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергопотенціалу» від 5 квітня 2005 року № 2509-IV / Вісник Верховної Ради України (ВВР), 2005, № 20. – С. 278.
4. Educogen: The European educational tool on cogeneration. – Second edition, December 2001. – 174 p. (электронная версия).
5. Macchi E., Campanari S. Potential developments for gas microturbines: Hybrid cycles and trigeneration // Cogeneration and On-Site Power Production. – 2001. – № 2. – P. 41–51.
6. Смирнов И. А., Молодюк В. В., Хрилев Л. С. Определение экономической эффективности и областей применения, газотурбинных теплофикационных установок средней и малой мощности // Теплоэнергетика. – 1994. – № 12. – С. 17–23.
7. Steam. Heat. Electricity. Информационные материалы фирмы Standartkessel. – 1996, № 4. – 19 p.; 1997, № 5. – 19 p.; см. также Cogeneration plants: gas turbines and diesel engines with SKG waste heat boilers and multi-purpose boilers. – 1993, № 3. – 7 p.
8. Rohrer A. Comparison of combined heat and power generation plants // ABB Review, 1996, № 3. – P. 24–32.
9. Кулагин И. И. Теория авиационных газотурбинных двигателей. – М.: Оборонгиз, 1955. – 407 с.
10. Снижение себестоимости продукции за счет энергетической надстройки промышленных тепло-технологических процессов / В. Н. Клименко, П. П. Сабашук, А. И. Мазур, Ю. Г. Клименко // Пром. теплотехника. – 1998. – Т. 20, № 2. – С. 24–29.
11. Васькин В. В., Петрущенко В. А. Работа мини-ТЭЦ с противодавленческими паровыми турбинами на базе нагрузки горячего водоснабжения // Новости теплоснабжения. – 2005. – № 6. – С. 21–30.
12. Андрущенко А. И. Энергетическая эффективность промышленных блок-ТЭЦ с ГТУ // Пром. теплотехника. – 1996. – Т. 18, № 3. – С. 41–47.
13. Андрущенко А. И. Комбинированные системы энергоснабжения // Теплоэнергетика. – 1997. – № 5. – С. 2–6.
14. Гайстер Ю. С. Опыт проектирования мини-ТЭЦ с газопоршневыми агрегатами // Малые и средние ТЭЦ. Современные решения: Материалы научно-практической конференции / НПО «Ростеплоснабжение». – Голицино, Московской обл.: УМЦ, 2005. – 6 с.
15. Децентрализованное комбинированное производство тепла и электроэнергии в Дании // SAVE Copenhagen. Nov. 1993.
16. Макаревич В., Джапаридзе Н. Строительство ГТЭС малой мощности с использованием попутного нефтяного газа // Газотурбинные технологии. – 2003. – № 3. – С. 16–19.

17. Салихов А. А., Фаткуллин Р. М., Абдрахманов Р. Р., Щаулов В. Ю. Об опыте эксплуатации газопоршневых мини-ТЭЦ в ОАО Башкирэнерго // Электрические станции. – 2003. – № 11. – С. 6–15.
18. Романов В. В., Склярский Д. В. Опыт пуска наладки и начала эксплуатации газотурбинных энергетических установок мощностью 16 и 25 МВт // Наукові праці. – 2005. – Т. 41, вип. 28. – С. 163–167.
19. Романов В., Склярский Д. Первая газотурбинная энерготехнологическая установка для Белорусского цементного завода // Газотурбинные технологии. – 2004. – № 2. – С. 10–12.
20. Harrison G. P., Wallace A. R. Network integration of CHP // Cogeneration and on-site Power Production. – 2004, July–August. – P. 69–75.

ТОПЛИВО И ТОПЛИВНЫЕ КОМПРЕССОРЫ ДЛЯ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЖИДКИХ И ГАЗООБРАЗНЫХ ТОПЛИВ

Топливо – это горючие вещества, используемые для получения тепловой энергии при их сжигании.

В качестве топлива для приводных двигателей в когенерационных установках используются жидкие продукты, получаемые при переработке сырой нефти (дизельное топливо и мазуты) или другого сырья, и горючие газы, основную часть которых составляют углеводороды. Углеводороды обладают высокой теплотой сгорания, легко образуют с воздухом горючую смесь, сгорающую с большой скоростью. Продукты полного сгорания углеводородов не содержат компонентов, вредно действующих на детали двигателя и отравляющих атмосферный воздух. В тепловых двигателях твердое топливо в настоящее время используется только при переработке его в жидкое или горючий газ. В последние годы проводятся экспериментальные исследования по непосредственному применению твердого топлива в двигателе внутреннего сгорания в виде угольной пыли или ее суспензии с жидким топливом.

Свойства топлива определяют особенности конструкции двигателя. Для характеристики конструктивных особенностей двигателя часто называют по роду используемого топлива. Например, двигатели, работающие на газообразном топливе, называют *газовыми двигателями*. Двигатели, в которых могут использоваться жидкие топлива различных видов, например бензин, керосин и дизельное топливо, получили наименование *многотопливные*, а двигатели, работающие и на газе и на жидком дизельном топливе, – *двухтопливные*.

Для предупреждения механического и коррозионного износа деталей двигателя, в первую очередь топливоподающей аппаратуры, жидкие и газообразные топлива не должны содержать механических примесей, воды и корродирующих веществ, как, например, сернистых соединений, неорганических кислот и щелочей. Содержание других вредных и загрязняющих примесей строго ограничено и допускается лишь в ничтожных количествах.

Важнейшим качеством любого топлива является *теплота сгорания*, т. е. количество теплоты, которое выделяется при его полном сгорании. Обычно теплоту сгорания газообразного топлива относят к 1 м^3 при температуре $0 \text{ }^\circ\text{C}$ и давлении $101,3 \text{ кПа}$ (760 мм рт. ст.), а жидкого – к 1 кг при тех же условиях.

Теплота сгорания топлива зависит от количества горючих соединений в топливе и от соотношения элементов, составляющих его горючую часть. Ее

определяют экспериментально путем сжигания топлива в среде сжатого кислорода в калориметрической бомбе. При экспериментальном определении получают, так называемую высшую теплоту сгорания Q_v^p топлива, учитывающую выделение теплоты при охлаждении калориметрической бомбы до начальной температуры, включая теплоту конденсации паров воды, образовавшейся при сгорании водорода топлива. В тепловых энергетических двигателях продукты сгорания выпускаются в окружающую среду при температуре более высокой, чем температура конденсации водяных паров, и, следовательно, теплота парообразования непосредственно в двигателе не используется.

При тепловых расчетах когенерационных схем пользуются низшей теплотой сгорания Q_n^p . Между низшей и высшей теплотой сгорания топлива существует следующая связь:

$$Q_n^p = Q_v^p - 2,512W$$

где W – количество водяных паров в продуктах сгорания, полученных при сгорании 1 кг или 1 м³ топлива; 2,512 – приближенное значение теплоты парообразования воды, МДж/кг.

Для сравнения энергетической эффективности двигателей, работающих с применением топлив различных видов, и суммарного учета их расхода или запасов, а также для составления норм расхода и планирования потребного количества топлива принята единица учета – условное топливо, имеющее низшую теплоту сгорания, равную 29,33 МДж/кг.

1.1. Жидкие топлива. Октановое и цетановое числа [1]

К жидким видам топлива, которые используются в когенерационных установках и других рассредоточенных генераторах электроэнергии, относятся, главным образом, дизельное топливо (соляровое масло) и мазуты. При работе двигателей и котлов на газообразном топливе в качестве резервного топлива обычно применяются именно эти виды жидкого топлива.

Жидкое топливо получается, в основном, в результате физических (прямая перегонка) и деструктивных (процессы крекинга) методов переработки нефти. Возможно также получение жидких топлив из различных видов твердых топлив и газов, а также из растительных продуктов и отходов сельскохозяйственного производства и пищевой промышленности. Спиртовые топлива (этанол, метанол) получают из биомассы или угля.

Фракционный состав топлива характеризуется процентным (по объему) содержанием углеводородов, выкипающих до той или иной температуры.

Легкая фракция нефти, выкипающая до 205 °С, используется для производства топлив, называемых *бензинами*. Более тяжелые фракции с пределами выкипания до 350 °С служат основой для производства различных сортов *дизельных топлив*, получивших название от типа двигателей, в которых они используются.

Различие во фракционном составе бензинов и дизельных топлив предопределило различие и в устройствах для образования горючей смеси, состоящей из паров топлива и воздуха (окислителя), и в способах ее воспламенения. Топливо и воздух, необходимый для сгорания, в зависимости от физических свойств топлива вводятся в цилиндр двигателя совместно или раздельно.

Жидкие топлива нефтяного происхождения обычно представляют собой смеси различных углеводородов следующих гомологических рядов:

1) парафиновые углеводороды (алканы), имеющие элементарный состав, соответствующий общей формуле C_nH_{2n+2} ;

2) нафтеновые углеводороды (цикланы) с общими формулами C_nH_{2n} ; C_nH_{2n-2} и др.;

3) ароматические углеводороды с общими формулами C_nH_{2n-6} ; C_nH_{2n-12} и др.

В жидких топливах, полученных в результате некоторых видов деструктивной переработки нефтяных фракций, встречаются олефиновые (ненасыщенные) углеводороды (алкены), состав которых также соответствует формуле C_nH_{2n} , совпадающей с формулой для нафтеновых углеводородов, но с другим размещением атомов в молекуле.

Разнообразие свойств углеводородов в каждом ряду обусловлено величиной их молекулярной массы и структурой молекул. С ростом молекулярной массы повышаются плотность, вязкость, а также температуры плавления и кипения углеводорода.

Групповой химический состав характеризует процентное содержание в топливе углеводородов различных гомологических рядов, определяющих его физико-химические и эксплуатационные свойства.

Элементарный состав показывает содержание в топливе отдельных элементов. Нефтяное жидкое топливо состоит в основном из углерода С (85–87%), водорода Н (12,5–14,7%) и относительно небольшого количества кислорода О (0–0,5%). Иногда в топливе содержится сера S (2–3%) и азот N.

Таблица 3.1

Характеристики жидких топлив для двигателей внутреннего сгорания

Топливо	Элементарный состав (средний) 1 кг топлива, кг			Молекулярная масса, кг/кмоль	Нижняя теплота сгорания, МДж/кг
	С	Н	О		
Автомобильные бензины	0,855	0,145	–	110–120	44
Дизельное	0,870	0,126	0,004	180–200	42,5
Дизельное моторное	0,870	0,125	0,005	220–280	41,8

Если содержание отдельных элементов в 1 кг топлива выразить массовыми долями и обозначить их символами соответствующих элементов, то получим

$$C + H + O + S + N = 1$$

При незначительном содержании О, S и N ими часто пренебрегают. Элементарный состав жидких топлив для двигателей внутреннего сгорания приведен в табл. 3.1.

Зная элементарный состав топлива, можно произвести тепловой расчет рабочего процесса. При отсутствии данных непосредственного измерения Q_n^p ее величину подсчитывают по формуле Д. И. Менделеева:

$$Q_n^p = 33,913C + 102,995H - 10,885(O - S) - 2,512\omega, \quad (3.1)$$

где Q_n^p – в МДж/кг; ω – доля воды, содержащейся в 1 кг топлива.

В приведенной выше формуле коэффициенты, которые стоят перед массовыми долями элементов, не равны теплоте сгорания этих элементов. Низшая теплота сгорания жидких топлив колеблется в пределах 41,8–44,0 МДж/кг. Физико-химические свойства топлива характеризуются оценочными показателями, величина которых определяется государственными стандартами.

В двигателях должны использоваться топлива тех сортов, которые рекомендуются заводом-изготовителем, что необходимо для обеспечения их длительной и надежной работы с высокими показателями эффективности. Использование топлива с другими свойствами может привести к ухудшению показателей работы двигателей: снижению мощности, повышению удельного расхода топлива, чрезмерной дымности и токсичности продуктов сгорания, увеличению шума при работе и уменьшению надежности двигателя.

На протекание рабочего процесса существенно влияют отклонения от установленных по стандарту таких основных показателей качества жидких топлив, как их фракционный и групповой химический составы. Основные показатели жидких топлив для двигателей внутреннего сгорания приведены в табл. 3.2.

Хотя бензины не используются (из-за своей дороговизны) как топливо в когенерационных установках, ниже приводится описание их некоторых показателей с целью провести в дальнейшем аналогию с показателями газообразного топлива (октановым числом бензинов и метановым числом газообразных топлив).

Для фракционного состава бензинов наиболее характерны температуры перегонки 10, 50 и 90 % топлива, а также температуры начала и конца его перегонки.

Температуры начала перегонки и перегонки 10 % топлива наряду с давлением насыщенных паров характеризуют содержание углеводов, кипящих при низкой температуре. Эти углеводороды определяют возможность получения горючей смеси, обеспечивающей пуск двигателя при низкой температуре окружающей среды. Бензины с низкими температурами начала перегонки 10 % топлива и с большими давлениями насыщенных паров обладают лучшими пусковыми качествами.

Температура перегонки 50 % топлива характеризует содержание углеводов, определяющих равномерное количественное и качественное распределение горючей смеси по цилиндрам двигателя. При работе двигателя на бензине с низкой температурой перегонки 50 % топлива требуется меньше времени на прогрев двигателя, достигается более равномерное распределение нагрузки по цилиндрам и улучшаются динамические свойства двигателя.

Температуры перегонки 90 % и конца кипения топлива характеризуют допустимое содержание в бензинах углеводов, кипящих при высокой температуре. Эти углеводороды могут полностью не испариться к концу зарядки цилиндра. Чем выше эти температуры, тем больше в цилиндр попадает топлива в жидкой фазе. Часть его протекает через замки поршневых колец в картер, создавая в местах смыва условия для повышенного износа цилиндра и поршня и снижая вязкость смазочного масла. Оставшаяся в цилиндре неиспарившаяся жидкая фаза сгорает не полностью, вследствие чего увеличиваются удельный эффективный расход топлива, дымность и токсичность выпускных газов, а также отложения нагара в камере сгорания.

Таблица 3.2*

Основные показатели жидких топлив для двигателей внутреннего сгорания и газовых турбин

Показатели	Автомобильные бензины	Топливо для быстроходных дизелей	Топливо для автотракторных, тепловозных и судовых дизелей	Моторное топливо для средне- и малооборотных дизелей
Октановое число, определяемое по методу:				
– моторному, не менее	66–89	–	–	–
– исследовательскому, не менее	93–98	–	–	–
Цетановое число, не менее	–	45–52	45	
Фракционный состав:				
– температура начала перегонки, °С (не ниже)	35	–	–	–
– температура перегонки, °С (не выше):				
10 % топлива	55–79	200, не ниже	–	–
15 % – » –	–	–	–	250
50 % – » –	100–125	255–290	240–280	–
90 % – » –	160–195	–	–	–
96 % – » –	–	330–360	330–360	–
– температура конца кипения, °С (не выше)	185–205	–	–	–
Давление насыщенных паров, Па (мм рт. ст.)	66661 (500)– 93325 (700)	–	–	–
Кинематическая вязкость, сСт**, при температуре:				
20 °С	–	1,5–8,0	1,5–6,0	–
50 °С	–	–	–	36–150
Температура застывания, °С (не выше)	–	–10...–60	–10...–55	–5...+10

* В таблице приведены предельные значения показателей топлив различных видов.

** В действующих ГОСТах кинематическая вязкость приводится в сантистоксах. В системе СИ единицей измерения кинематической вязкости служит квадратный метр на секунду; $1 \text{ сСт} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Групповой химический состав бензинов определяет допустимую степень сжатия двигателя, при которой сгорание горючей смеси в цилиндре протекает еще нормально. При несоответствии группового состава бензина степени сжатия нарушается нормальное сгорание; оно становится детонационным с

возникновением ударных волн в камере сгорания. Работа двигателя с детонацией недопустима, так как связана с перегревом двигателя, падением мощности, появлением металлических стуков в цилиндре и сажи в выхлопных газах. При длительной работе двигателя с детонацией возможно прогорание поршней и клапанов, а также разрушение подшипников.

Наименее склонны к детонационному сгоранию ароматические и изопарафиновые углеводороды, наиболее – нормальные парафиновые углеводороды. Соотношение между углеводородами указанных групп в бензинах меняется в широких пределах, поэтому их детонационная стойкость различна.

Детонационная стойкость бензинов определяется на специальном двигателе при стандартных условиях испытания. Наибольшей детонационной стойкостью среди углеводородов обладает изооктан (его стойкость принимается за 100 единиц), наименьшей – нормальный гептан (его стойкость принимается равной нулю). Детонационная стойкость бензина характеризуется *октановым числом*, т. е. процентным (по объему) содержанием изооктана в такой смеси с нормальным гептаном, которая по детонационной стойкости равноценна данному топливу. Так, например, если исследуемое топливо при испытаниях детонирует так же, как смесь, содержащая 72 % изооктана и 28 % нормального гептана, то октановое число такого топлива равно 72. Чем больше октановое число топлива, тем выше максимально допустимая степень сжатия, при которой топливо будет сгорать без детонации.

Октановое число бензина определяется двумя методами: моторным и исследовательским. Октановое число, полученное моторным методом, характеризует детонационную стойкость бензинов при использовании их в двигателях, длительно работающих на номинальных нагрузочных и тепловых режимах. Октановое число, определенное исследовательским методом, характеризует детонационную стойкость бензинов при использовании их в двигателях, работающих в условиях неустановившихся режимов (движение автомобилей в городских условиях).

Октановое число, определенное исследовательским методом выше октанового числа, установленного моторным методом.

	<i>Изооктан C_8H_{18} – углеводород парафинового ряда:</i>	<i>Гептан C_7H_{16} – углеводород парафинового ряда:</i>
Плотность, г/см ³	0,692	0,684
Октановое число	100	0
Температура кипения, °С	99,23	98,4
Теплота сгорания, МДж/кг	44,6	44,8

Детонационная стойкость топлива положена в основу классификации автомобильных (А) бензинов. В марке автомобильного бензина указывается октановое число, определенное моторным методом (например, А-72, А-76) или исследовательским (И) методом (например, АИ-93, АИ-98).

Различные бензины имеют октановые числа 66–100. Октановое число топлив, имеющих детонационную стойкость, лучшую, чем у изооктана, оценивается по условной шкале октановых чисел, при этом за эталон принимают смесь изооктана с 1,59 мг/л тетраэтилсвинца, для которой октановое число равно примерно 120.

Дизельное топливо

Большое влияние на протекание процесса смесеобразования в цилиндрах оказывают вязкость и фракционный состав дизельного топлива.

Отклонение *вязкости* дизельного топлива от установленной для данного двигателя вызывает изменение цикловой подачи топлива и фаз впрыска (начала, конца и продолжительности подачи топлива). При увеличении вязкости (при том же положении органа регулирования) повышается количество впрыскиваемого топлива вследствие уменьшения утечек его через зазоры плунжерной пары в ходе нагнетания. Одновременно возрастает угол опережения впрыска топлива. Кроме того, с повышением вязкости ухудшается качество распыливания топлива, увеличивается неоднородность размеров и средний диаметр капель, а также глубина проникновения факела распыленного топлива в воздушный заряд цилиндра; угол конуса топливного факела уменьшается. Особенно чувствительны к изменению вязкости топлива двигатели с неразделенными камерами сгорания, форма и размеры которых согласованы с формой и направлением факелов топлива.

Фракционный состав дизельных топлив оценивается теми же характеристиками температурами перегонки фракций, что и у бензинов.

Температура перегонки 10 % топлива характеризует содержание углеводородов, легко испаряющихся в условиях цилиндра двигателя. Чрезмерное содержание легко испаряющихся углеводородов увеличивает интенсивность испарения распыленного топлива и количество подготовленной к воспламенению горючей смеси, что вызывает повышение скорости нарастания давления газов в цилиндре. Работа двигателя при этом сопровождается повышенным механическим шумом, вибрациями и интенсивным износом деталей.

Температура перегонки 50 % дизельного топлива характеризует равномерность распределения углеводородов, полностью испаряющихся в процессе смесеобразования.

Температура перегонки 90 % топлива характеризует содержание в дизельном топливе трудноиспаряющихся углеводородов. Чрезмерное содержание в топливе трудноиспаряющихся углеводородов уменьшает скорость испарения распыленного топлива, что может привести к неполному испарению отдельных капель жидкого топлива и неполноте их сгорания; при этом мощность и экономичность двигателя понижаются, увеличиваются отложение нагара в камере сгорания, дымность и токсичность выпускных газов.

Фракционный состав топлива особенно большое значение имеет для быстроходных двигателей с неразделенными камерами сгорания. Малооборотные двигатели менее чувствительны к фракционному составу дизельного топлива вследствие большего времени, отводимого на процессы смесеобразования.

Склонность к воспламенению является одним из важнейших показателей качества топлив для дизелей. От нее зависит период времени от начала впрыска топлива в цилиндр до момента начала подъема давления в нем в результате тепловыделения при горении топлива. Топлива, обладающие большой склонностью к воспламенению, обеспечивают более благоприятное протекание процесса сгорания без резкого повышения давления и появления в связи с этим стуков в цилиндре. Воспламеняемость дизельных топлив зависит от группового химического состава. Наибольшей склонностью к воспла-

менению обладают углеводороды нормального парафинового ряда (воспламеняемость цетана принимается за 100 единиц), наименьшей – углеводороды ароматического ряда (воспламеняемость альфаметил-нафталина – 0 единиц); нафтеновые углеводороды занимают промежуточное положение.

	<i>Цетан $C_{16}H_{34}$– углеводород парафинового ряда:</i>	<i>Альфаметил-нафталин $C_{11}H_{10}$–углеводород ароматического ряда:</i>
Плотность, г/см ³	0,7733	1,0179 (при $t = 15\text{ }^\circ\text{C}$)
Цетановое число	100	0
Температура кипения, $^\circ\text{C}$	286,5	238–244
Теплота сгорания, МДж/кг	44,2	42,0

Склонность к воспламенению дизельных топлив оценивают цетановым числом, которое определяют на специальном двигателе при стандартных условиях испытания. *Цетановым числом* называется процентное (по объему) содержание цетана в такой смеси с альфаметил-нафталином, которая имеет такую же склонность к воспламенению, как и данное топливо. Так, например, если исследуемое топливо имеет такую же склонность к воспламенению, как смесь, содержащая 45 % цетана и 55 % альфаметилнафталина, то его цетановое число равно 45.

При недостаточном цетановом числе топлива возрастает период задержки воспламенения, в течение которого происходит подготовка топлива к сгоранию. Увеличение количества подготовленной к сгоранию рабочей смеси может вызвать, так же как и наличие более легких фракций, нежелательное повышение скорости нарастания давления в цилиндре и шума при работе двигателя.

Чрезмерное уменьшение периода задержки воспламенения вследствие увеличения цетанового числа топлива также нецелесообразно, так как в этом случае воспламенение топлива происходит до распределения капель топлива в воздушном заряде, что приводит к росту неполноты сгорания. В связи с этим оптимальные цетановые числа топлив лежат в пределах 40–55 единиц.

Возможность применения дизельных топлив в различных климатических условиях характеризуется *температурой кристаллизации*, при которой выпадающие из топлива кристаллы углеводородов затрудняют его подачу через фильтры к форсунке, либо *температурой застывания*, при которой во всем объеме топлива образуется кристаллический каркас, препятствующий движению жидких углеводородов.

Свойства топлива при низкой температуре зависят в основном от содержания в нем растворенных углеводородов нормального парафинового ряда, имеющих высокую температуру плавления. При низкой температуре происходит кристаллизация этих углеводородов.

В марке дизельного топлива наряду с типом двигателей, для которых оно предназначается, указываются рекомендуемые климатические условия; например, арктическое дизельное топливо для быстроходных дизелей обозначается ДА, летнее топливо для автотракторных дизелей – буквой Л, зимнее – З. Температура застывания различных дизельных топлив находится в пределах от –60 (ДА) до 10 $^\circ\text{C}$ (моторное топливо для судовых малооборотных дизелей).

Большинство строящихся электростанций используют один или два вида топлива. Чаще всего, это природный газ или светлое топливо для газовых турбин, дизельное топливо, мазуты и природный газ для дизельных двигателей. Двухтактные малооборотные дизели могут работать на любом коммерческом жидком или газообразном топливе. Двухтактные дизели могут работать на различных продуктах нефтеперегонки. Для примера в табл. 3.3 приведены основные характеристики дизельных топлив, применяемых в газотурбинных приводах электрогенераторов, а в табл. 3.4 приведены примеры жидких топлив, сжигаемых или успешно испытанных на малооборотных дизелях фирмы MAN B & W. Проектная максимальная температура жидкого топлива для дизеля – около 250 °С, что позволяет использовать топлива с вязкостью до $70 \cdot 10^3$ сСт при 50 °С.

Таблица 3.3

**Основные характеристики дизельных топлив, применяемых
в газотурбинных приводах электрогенераторов**
(Для всего диапазона топлив типов Л, З, А по ГОСТ 305-82)

Показатель	Величина
Низшая теплота сгорания (при С = 86 % и Н = 14 %), кВт·ч/кг	11,6
Теоретически необходимое количество воздуха (кг) для сжигания 1 кг топлива	11,25
Объем влажных продуктов сгорания при сжигании 1 кг топлива, нм ³	12
Объем сухих продуктов сгорания при сжигании 1 кг топлива, нм ³	10,5
Плотность продуктов сгорания, кг/нм ³	1,295
Коэффициент избытка воздуха при 5 % О ₂ в сухих продуктах сгорания	1,2
Объем сухих продуктов сгорания при наличии в них 5 % О ₂ , нм ³	13,4
Удельное содержание СО ₂ в сухих продуктах сгорания, кг/кВт·ч (топлива)	0,264
Температура вспышки, определяемая в закрытом тигле, °С	35–62
Температура застывания, °С	–10...–55
Температура помутнения, °С (не выше)	–5...–35
Зольность, % (до)	0,01
Коксуемость, 10 % остатка, % (не более)	0,2–0,3
Содержание механических примесей	0
Содержание сероводорода	0
Содержание воды	0
Кинематическая вязкость при 20 °С, сСт	1,5–6,0
Массовая доля серы, % (не более)	0,2–0,5
Массовая доля меркаптановой серы, % (не более)	0,01
Содержание водорастворимых кислот и щелочей	0
Йодное число, г йода на 100 г топлива (не более)	6
Плотность при 20 °С, кг/м ³	830–860

Таблица 3.4
Примеры жидких топлив, на которых работают двухтактные малооборотные дизели фирмы MAN B & W

Показатель, единица измерения	№ топлива													Руководящая спецификация на топливо
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
Вязкость, сСт (50 С)	2,27	3,8	84	85	141	198	255	470	520	560	690	710	50 000	700
Плотность, кг/м ³ (15 С)	843	968	995	970	993	938	977	985	983	1010	1008	1030	1040	991
Точка воспламенения, С	65	98	84	80	103	100	106	90	95	90	79	84	>60	60
Содержание углерода, %, по весу	0,01	0,3	17,2	12,1	13,3	9,4	14,5	16,8	14,8	17,3	22,1	24,7	24,2	22
Асфальтены, % по весу	0,00	0,78	15,1	8,9	9,2	3,7	10,0	11,3	12,8	14,6	19,3	29,0	–	14
Сера, %	0,22	0,10	2,72	1,16	0,91	0,83	0,87	0,90	1,18	2,22	3,52	3,30	4,8	5
Вода, % по весу	0,00	0,01	0,01	0,01	0,00	0,01	0,02	0,02	0,01	0,00	0,00	0,00	0,05	1,0
Зола, % по весу	0,00	0,00	0,065	0,025	0,03	0,03	0,025	0,03	0,035	0,04	0,07	0,09	0,035	0,2
Алюминий, мг/кг	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	2,0	30
Ванадий, мг/кг	0	0	220	20	23	12	17	24	45	122	300	370	149,0	600
Нагрый, мг/кг	0	0	27	23	24	25	40	35	22	22	24	50	–	30 % Ванадия

Топочные мазуты [2]

На электростанциях, ТЭЦ, промышленных и коммунальных котельных мазуты используются в качестве резервного топлива. Топочные мазуты представляют собой одну из основных разновидностей тяжелого жидкого топлива, включающего также флотский мазут и мазут-топливо мартеновских печей (печное топливо). В небольшом количестве в качестве жидкого котельного топлива используются остатки перегонки смол, получаемых при термической переработке углей и горючих сланцев (угольные сланцевые мазуты).

Топочные мазуты, как и другие виды жидкого нефтяного топлива, получают на нефтеперерабатывающих заводах в процессе прямой перегонки нефти или при высокотемпературной переработке ее промежуточных фракций (крекинг-процесс). По способу производства различают прямогонные мазуты и крекинг-мазуты. В соответствии с ГОСТом установлены следующие его марки: флотский ф5 и флотский ф12; топочный марки 40 и 100 и улучшенные топочные марки 40В и 100В. Флотские мазуты относятся к категории легких топлив; топочные мазуты марок 40В и 40 – к категории средних топлив; топочные мазуты марок 100В и 100 – к категории тяжелых топлив. В пределах марок топочные мазуты подразделяются на три сорта в зависимости от содержания серы: малосернистые ($S^p \leq 0,5 \%$), сернистые ($S^p = 0,5 \div 2,0 \%$) и высокосернистые ($S^p = 2,5 \div 3,5 \%$). Для мазута, получаемого при переработке высокосернистой нефти, допускается содержание серы не более 4,3 %. Технические требования и нормы качества мазута различных марок приведены в табл. 3.5.

Как техническая характеристика вязкость относится к числу важнейших показателей качества мазута, в связи с чем она положена в основу маркировки мазута. Ею определяются способы и длительность сливных и наливных операций, условия транспортировки топлива и эффективность работы форсунок. Вязкость влияет на скорость осаждения механических примесей при хранении, транспортировке и подогреве мазута, а также на полноту отстаивания его от воды. Обычно измеряется условная вязкость вискозиметром ВУ конструкции Энглера при определенных стандартных температурах: при 80 °С – для мазутов марки 40 и 100 и при 100 °С для мазутов ранее выпускавшейся марки 200. Марка мазута характеризует максимальное значение условной вязкости его при температуре 50 °С.

Соединения, образующие мазут, построены, как и нефть, из тех же пяти основных элементов: углерода, водорода, серы, кислорода и азота. Элементарный состав горючей массы зависит в основном от состава исходной нефти и глубины ее переработки. Для высокосернистого мазута характерным является пониженное по сравнению с нефтью содержание водорода и углерода и, как следствие этого, – пониженная теплота сгорания. Еще меньше водорода содержится в высоковязких крекинг-остатках. Содержание в мазуте азота несколько более высокое, чем в нефти (до 1 % в некоторых образцах).

Содержание воды в мазутах колеблется в пределах от 0,5–1 % до 3–5 %, а в отдельных случаях и выше (обводненные мазуты). Меньшее количество воды содержится в мазутах при их наливке на нефтеперерабатывающих заводах. Значительное обводнение мазутов происходит в основном при их разогреве в период слива острым паром. В зависимости от температуры воздуха, температуры и вязкости мазута, а также параметров пара обводненность мазута

при сливных операциях повышается до 4–10 %, еще большее содержание воды имеет место при разогреве высоковязких мазутов (10–12 % в летнее время и 15–20 % в зимнее). Каждый процент влаги снижает теплоту сгорания мазута примерно на 418 кДж.

Таблица 3.5

Характеристики топочных мазутов

Показатель	Нормы для марок					
	ф5	ф12	40В	40	100В	100
Теплота сгорания низшая в пересчете на сухое топливо, МДж/кг	41,5		40,74		40,53	
Температура вспышки, °С (не ниже)	в закрытом тигле		в открытом тигле			
	80	90	90	90	110	110
Температура застывания, °С (не выше)	-5	-8	-10	-10	-25	-25
Содержание серы, % (не более):	– для малосернистого					
	–	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	– для сернистого					
	2,0	–	2,0	2,0	2,0	2,0
– для высокосернистого мазутов						
	–	–	–	3,5	–	3,5
Содержание механических примесей, % (не более)	0,1	0,12	0,07	0,8	0,2	1,5
Содержание воды, % (не более)	0,3	0,3	0,3	1,5	0,3	1,5
Вязкость при 50 °С (не более):	– условная, °С					
	5,0	12,0	–	–	–	–
– соответствующая ей кинематическая, сСт						
	36,2	89,0	–	–	–	–
Вязкость при 80 °С (не более):	– условная, °С					
	–	–	6,0	8,0	10,0	16,0
– соответствующая ей кинематическая, сСт						
	–	–	43,8	59,0	73,9	118,0
Плотность при 20 °С, г/см ³ (не более)	–	–	–	–	1,015	1,015

1.2. Газообразные топлива. Метановое число

В качестве газообразного топлива для тепловых двигателей применяются природные газы, попутные газы, выделяющиеся при добыче и переработке нефти, попутные промышленные и канализационные газы, а также газы, получаемые из твердых топлив путем их газификации.

Газообразное топливо является механической смесью различных горючих и инертных газов [3]. В общем случае химическую формулу любого содержащего углерод С, водород Н и кислород О горючего или негорючего компонента, входящего в состав газообразного топлива, можно представить в виде $C_nH_mO_r$. Так, например, при $n = 1$, $m = 0$ и $r = 2$ получим формулу угле-

кислого газа CO_2 ; при $n = 2$, $m = 6$ и $r = 0$ – химическую формулу этана C_2H_6 ; при $n = 0$, $m = 2$ и $r = 0$ – химическую формулу водорода H_2 и т. д.

Если содержание отдельных компонентов в 1 кмоль (или 1 м^3) газообразного топлива при температуре 0°C и давлении 101,3 кПа выразить в объемных долях и обозначить их химическими формулами этих компонентов, то состав топлива определится следующим образом:

$$\sum \text{C}_n\text{H}_m\text{O}_r + \text{N}_2 = 1$$

При отсутствии данных непосредственного измерения теплоты сгорания газообразного топлива ее подсчитывают по формуле

$$Q_{\text{H}}^{\text{p}} = \sum (\text{C}_n\text{H}_m\text{O}_r)_i Q_{\text{H}i}^{\text{p}}, \quad (3.2)$$

где $(\text{C}_n\text{H}_m\text{O}_r)_i$ – объемная доля i -го компонента в 1 м^3 газообразного топлива; $Q_{\text{H}i}^{\text{p}}$ – низшая теплота сгорания 1 м^3 i -го компонента при температуре 15°C и давлении 101,3 кПа.

Основные показатели компонентов газовых топлив приведены в табл. 3.6.

Газообразные топлива по низшей теплоте сгорания делятся на высококалорийные ($Q_{\text{H}}^{\text{p}} \approx 23\text{--}31,4 \text{ МДж/нм}^3$), среднекалорийные ($Q_{\text{H}}^{\text{p}} = 14,5\text{--}23 \text{ МДж/нм}^3$) и низкокалорийные ($Q_{\text{H}}^{\text{p}} < 14,5 \text{ МДж/нм}^3$) [3]. Для примера в табл. 3.7 приводятся данные по низшей теплоте сгорания для некоторых искусственных и естественных газов.

К высококалорийным газам относятся природные газы и газы, сопутствующие добыче и переработке нефти, а также сжиженные. Основным компонентом высококалорийных газов является метан CH_4 , содержание которого достигает 70–98 %. Близок по составу к природным газам очищенный от CO_2 канализационный газ, представляющий собой продукт брожения сточных вод городской канализации. Сжиженные газы, добываемые из попутного нефтяного газа, состоят из предельных углеводородов парафинового ряда – пропана и бутана, а газы, получаемые на нефтеперерабатывающих заводах, в основном состоят из непредельных углеводородов – пропилена и бутилена.

Пропан-бутан, получаемый из попутного нефтяного газа или при переработке нефти, для большинства производителей является побочным продуктом. Пропан-бутан достаточно опасен, поскольку он в 3,2 раза тяжелее метана и, естественно, тяжелее воздуха. Если метан, независимо от того, сухой, компримированный или сжиженный, вырвавшись на свободу, стремится улетучиться, то пропан-бутан, напротив, скапливается у земли. Концентрационные пределы взрываемости пропан-бутана в 2–2,5 раза ниже, чем метана. Он имеет высокую температуру перехода из жидкого состояния в газообразное, поэтому при проектировании следует учитывать явление конденсатообразования и необходимость применения испарителей. При использовании в котельных и в технологических процессах в качестве топлива пропан-бутан в паровой фазе имеет те же высокие потребительские свойства, что и природный газ. Пропан-бутан очень удобен как второе топливо в газовых котельных, так как большинство горелочных устройств без изменений или с минимальными техническими дополнениями могут сжигать как природный газ,

так и пропан-бутан. Единовременные затраты на строительство топливного хозяйства котельных на дизельном топливе и на пропан-бутане сопоставимы и существенно ниже, чем при других вариантах, например, при строительстве установки хранения и регазификации сжиженного метана или мазутного хозяйства. В России при относительно скромном объеме производства пропан-бутана – 5,2 млн т в год – существует рынок сбалансированных цен на этот вид газа. На рынке других нефтепродуктов, особенно дизельного топлива и мазута, цены значительно колеблются в течение года в зависимости от конъюнктуры. Применение пропан-бутана представляется перспективным при анализе динамики цен на энергоносители в нашей стране и на мировых рынках.

Цена на пропан-бутан привязана в большей степени к ценам рынка моторного топлива, т. е. нефтепродуктов. В зарубежной литературе сжиженные пропан-бутан часто обозначается как LP-газы.

К среднекалорийный относят газы, являющиеся побочными продуктами при различных технологических процессах, например, коксовый газ, сланцевый и генераторный, получаемый при газификации с парокислородным дутьем под давлением.

Коксовый метанированный газ представляет собой метановую фракцию коксового газа, получаемую при извлечении из него водорода методом глубокого охлаждения, и содержит не менее 65 % метана; теплота сгорания не менее 27,2 МДж/нм³. После сжатия используется в качестве топлива для газобаллонных автомобилей. В этих газах содержится больше водорода H₂, чем метана CH₄.

Низкокалорийные газы: доменный, генераторный смешанный и газы подземной газификации углей; наряду с основным горючим компонентом – окисью углерода CO содержат 50–60 % и более негорючих компонентов, таких как азот N₂ и углекислый газ CO₂.

В зависимости от температуры горения t_{\max} горючие газы по М. Б. Равичу [3] делятся на 5 групп:

1) с $t_{\max} = 2000$ °С (природный, нефтепромысловый, сжиженный, коксовый, сланцевый и другие газы, которые целесообразно использовать для высокотемпературных процессов);

2) с $t_{\max} = 1700 \div 1950$ °С (смешанный – 50 % коксового и 50 % доменного – и генераторные газы из битуминозных топлив, которые используются в среднетемпературных процессах);

3) с $t_{\max} = 1400 \div 1700$ °С (доменный, некоторые генераторные и другие газы). Область их применения – среднетемпературные и низкотемпературные процессы;

4) с $t_{\max} = 750 \div 1400$ °С (многочисленные сбросные газы – ваграночные, заводов технического углерода, продувочные, – которые часто не утилизируются);

5) с $t_{\max} < 750$ °С. Эти газы в качестве топлива не используются.

Газообразные топлива обладают сравнительно высокой детонационной стойкостью. Октановые числа газообразных топлив, определенные по моторному методу, находятся в пределах 80–110. Наибольшей детонационной стойкостью обладает метан CH₄ (примерно 115), наименьшей – водород H₂.

Основные показатели топливных

Топливо	Название соединения, объемные %	Масса, кг/кмоль	Объем, м ³ /кмоль	Плотность, кг/м ³	Высшая теплота сгорания, кВт·ч/кг	Низшая теплота сгорания, кВт·ч/кг	Низшая теплота сгорания, кВт·ч/м ³
H ₂	Водород	2,016	22,43	0,0899	39,39	33,33	2,996
C	Углерод	12,01	22,41	0,536	2,87	2,87	4,88
S	Сера	32,06	22,41	1,431	2,57	2,57	3,68
CH ₄	Метан	16,042	22,38	0,717	15,42	13,89	9,971
C ₂ H ₄	Этилен	28,052	22,25	1,261	13,97	13,10	16,521
C ₂ H ₆	Этан	30,068	22,17	1,356	14,41	13,19	17,89
C ₃ H ₆	Пропилен	42,078	21,973	1,915	13,59	12,72	24,35
C ₃ H ₈	Пропан	44,094	22,01	2,003	13,99	12,88	26,00
C ₄ H ₁₀	Бутан	58,12	21,50	2,703	13,76	12,71	34,34
H ₂ S (окисление до SO ₂)	Сероводород	34,082	22,15	1,538	–	4,23	6,52
CO	Оксид углерода	28,01	22,41	1,250	2,81	2,81	3,51
CO ₂	Углекислота	44,01	22,26	1,9771	–	–	–
Природный газ	CH ₄ = 88,5 C ₂ H ₆ = 4,7 C ₃ H ₈ = 1,6 C ₄ H ₁₀ = 0,2 N ₂ = 5,0	17,83	22,29	0,798	11,05	12,68	10,14
Канализационный газ	CH ₄ = 65 CO ₂ = 35	–	–	1,158	–	5,65	6,5
Свалочный газ	CH ₄ = 50 CO ₂ = 40 N ₂ = 10	–	–	1,274	–	3,94	4,77

Таблица 3.6

газов и их компонентов [4]

Теоретическое количество воздуха для сжигания 1 м ³ топлива, м ³ /м ³	Объем влажных продуктов сгорания при сжигании 1 м ³ топлива, м ³ /м ³	Объем сухих продуктов сгорания при сжигании 1 м ³ топлива, м ³ /м ³	Плотность продуктов сгорания, кг/м ³	Метановое число	Коэффициент избытка воздуха при 5 % O ₂ в сухих выхлопных газах	Объем сухих продуктов сгорания при 5 % O ₂ м ³ /м ³ топлива	Удельное содержание CO ₂ в продуктах сгорания кг/кВт·ч топлива
2,379	2,878	1,88	–	0	1,247	2,467	0
4,762	4,756	4,756	–	–	1,312		0,402
4,762	4,739	4,739	–	–	–	–	0
9,537	10,53	8,53	1,234	100	1,280	11,195	0,198
14,39	15,38	13,37	1,287	15	1,290	17,548	0,239
16,85	18,35	15,32	1,256	43,7	1,284	20,107	0,221
21,86	23,37	20,31	1,287	18,6	1,290	26,657	0,247
24,24	26,26	22,19	1,265	33	1,286	29,122	0,228
32,26	34,84	29,63	1,270	10	1,287	38,893	0,230
7,23	7,71	7,00	1,407	–	1,290	8,791	0
2,381	2,875	2,875	1,502	75	1,377	3,775	0,563
–	–	–	–	–	–	–	–
9,684	10,72	8,73	1,238	80–90	1,282	11,462	0,201
6,20	7,20	5,89	1,271	134	1,297	7,736	0,303
4,77	5,77	4,77	1,286	136	1,312	6,254	0,355

Таблица 3.7

Низшая теплота сгорания нетрадиционных газообразных топлив

Вид газа	Теплотворная способность, кВт·ч/м ³
Газы химических производств	0,85
Древесный газ	1,20
Газы пиролиза	1,70
Шахтный газ	3,50
Коксовый газ	4,40
Свалочный газ	5,00
Биогаз	5,00
Газ от переработки канализационных стоков	7,00
Природный газ	10,00
Попутный газ	13,00
Светильный газ	13,00
Пропан	24,00
Бутан	30,00

Среди газообразных топлив наиболее широко применяются в промышленности, энергетике и коммунальном хозяйстве природный газ. Состав природного газа и его физические характеристики для различных месторождений – отличаются. Основным компонентом природного газа является метан, другие углеводороды в небольших количествах. Состав и требования к природному газу, используемому в камерах сгорания ГТУ, гостятся; они приведены в табл. 3.8. Этот газ – некоррозионный, взрывоопасный в пределах концентрации 5–15 % по объему.

Таблица 3.8

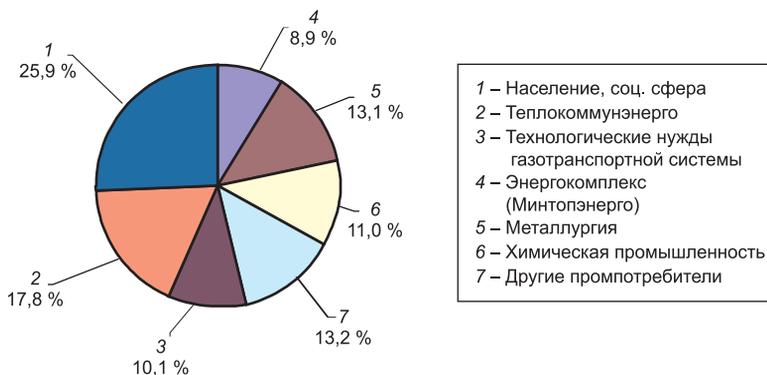
Основные характеристики природного газа для использования в ГТУ (по ГОСТ 5542-87)

Показатель	Величина
Расчетный состав газа, об. %:	
CH ₄	95,0–97,0
C ₂ H ₆ + C ₃ H ₈	1,0–2,3
C ₄ H ₁₀ + высшие	0,07–0,2
N ₂ -редкие	1,2–2,0
CO ₂	0,03–0,2
O ₂	0,0–1,0
Содержание, г/м ³ (не более):	
механических примесей	0,001
сероводорода	0,02
меркаптановой серы	0,036
Низшая теплотворная способность при нормальных условиях, кДж/кг	50 056
Газовая постоянная сухого газа, Дж/кг·К	508,2

СХЕМА ГАЗОТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ УКРАИНЫ



Потребление природного газа в Украине по отраслям экономики за 2004 год



Ресурсы газа (всего в 2004 г.) – 229,6 млрд nm^3
 Поступления газа – 191,6 млрд nm^3
 Собственная добыча газа – 20,3 млрд nm^3
 Отбор газа из подземных газохранилищ – 17,3 млрд nm^3
 Потребление газа в Украине (всего) – 75,8 млрд nm^3
 Транзит газа за рубеж – 147,2 млрд nm^3
 Экспорт украинского газа – 3,9 млрд nm^3

Метановое число

Самым важным критерием использования в газовых двигателях газообразных топлив является их детонационные свойства. В отличие от дизеля, газовый двигатель всасывает в цилиндр не только воздух, но и смешанное с ним газообразное топливо и сжимает этот заряд, что сопровождается повышением его температуры. При определенных условиях, зависящих от состава топливного газа, степени сжатия в цилиндре и других факторов, смесь может до появления искры самовоспламениться (детонировать) и этот процесс напоминает больше взрыв, чем горение. Взрыв сопровождается высокочастотными пульсациями давления и такого явления необходимо избегать всеми средствами, чтобы предохранить двигатель от повреждения. Детонацию можно нейтрализовать следующим образом [4]:

- уменьшением нагрузки (переходом на частичный режим);
- охлаждением заряда рабочей смеси;
- выбором вида газообразного топлива с более высоким антидетонационным качеством;
- снижением степени сжатия (а значит, и эффективности).

Детонационные свойства газообразных топлив принято характеризовать метановым числом. Метановая шкала строится на двух реперных точках – метане и водороде, первой из которых присвоено метановое число 100, а второй – 0. Метановое число представляет собой объемный % метана, содержащегося в метано-водородной смеси. Метановое число какого-либо газообразного топлива определяется путем сопоставления детонационных свойств топлива и метано-водородной смеси в опытном двигателе. Обобщение результатов таких испытаний позволило разработать методы определения метанового числа газовых топлив либо графически, либо расчетным путем без проведения тестов на двигателе. Например, на базе результатов экспериментальных исследований построена серия треугольных диаграмм, при помощи которых можно определить метановые числа различных трехкомпонентных газовых смесей. Одна из таких диаграмм показана на рис. 3.1. В настоящее время существуют компьютерные программы для расчета метанового числа, используя данные газового анализа. Недавно опубликованы метановые числа смесей LP-газовых топлив – природный газ (где LP – международное обозначение сжиженных нефтяных газов, обычно пропан-бутана).

Большинство видов природного газа из естественных источников имеют метановое число между 78 и 98 и поэтому применимы в газовых двигателях без ограничений. В то же время использование нефтяного газа во многих случаях проблематично, т. к. их метановые числа могут существенно различаться и быть весьма низкими. Согласно немецким нормам различные виды газов, включая смеси LP-газ–воздух с добавлением природного газ, стандартизированы и одобрены для применения в общественных системах газоснабжения. Эти смеси применяются в пиковые периоды потребления, когда высшая теплотворная способность $Q_{\text{в}}^{\text{п}}$ и низшая теплотворная способность $Q_{\text{н}}^{\text{п}}$ или Wobbe-индекс (Wo-индекс) должны оставаться неизменными для потребителей

$$Wo = Q_{\text{н}}^{\text{п}} / \sqrt{\rho_{\text{газ}} / \rho_{\text{воздуха}}} = \text{const.}$$

Wo-индекс – это мера потока тепловой энергии через горелочное устройство.

Добавка смеси пропан–воздух или бутан–воздух к природному газу заметно снижает, как это видно из рис. 3.2, метановое число топлива.

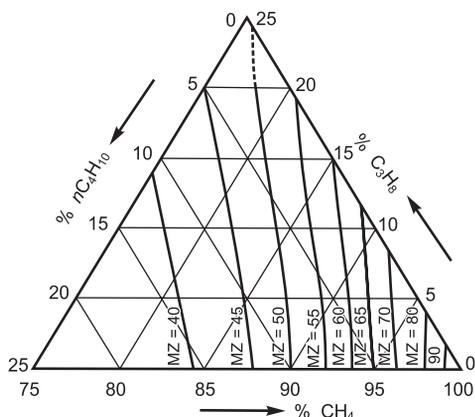


Рис. 3.1. Диаграмма для определения метанового числа MZ трехкомпонентных газовых смесей C_4H_{10} – C_3H_8 – CH_4 [4].

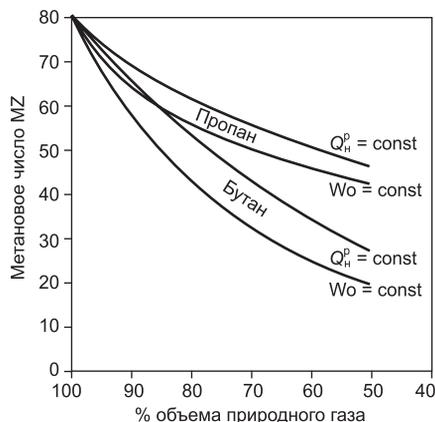


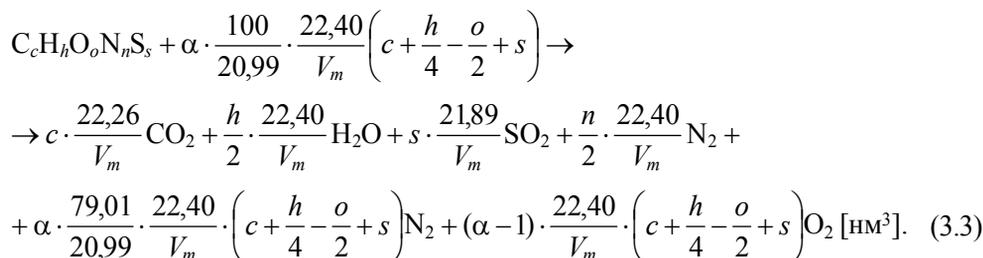
Рис. 3.2. Изменение метанового числа смеси «природный газ–пропан–воздух» [4].

Поэтому, если ГПД должен работать и на таких смесях, необходимо уменьшить мощность двигателя и согласовать с фирмой-производителем ГПД значение частичной мощности на предполагаемый период работы двигателя.

Коэффициент избытка воздуха и уравнение реакции

Одним из основных параметров процесса горения является коэффициент избытка воздуха, характеризующий качество топливно-воздушной смеси. Он указывает, будет ли газ сжигаться с недостатком или с избытком воздуха, будет ли смесь находиться внутри диапазона воспламенения и сможет ли гореть.

Коэффициент избытка воздуха α определяется как отношение количества воздуха, подаваемого в смесь, к количеству воздуха, теоретически необходимому для прохождения химической реакции горения. Молекула топлива, имеющая произвольное число атомов углерода, водорода, кислорода, азота и серы, реагирует при коэффициенте α согласно уравнению [4]:



Здесь обозначено: $C_hH_oO_nN_s$ – общий вид молекулы газового топлива; c, h, o, n, s – индексы, показывающие число атомов в молекуле; V_m – молярный объем молекулы газового топлива; нм^3 – нормальный м^3 при стандартных условиях (1,013 кПа; 0 °С).

Если известен элементарный состав газового или жидкого топлива, то пользуясь стехиометрическими соотношениями для основных горючих элементов можно определить теоретически необходимые для полного сгорания объем воздуха (V_B^0) и количество и состав продуктов сгорания при заданном коэффициенте избытка воздуха. Подробный порядок выполнения газовых расчетов при сжигании топлива приведен в работах [3,4,6] и в другой учебной и справочной литературе. Ниже в качестве примера определяются V_B^0 и $V_{с.г}^0$ в случае использования в качестве топлива пропана.

Топливо – 100 % пропан C_3H_8 , стехиометрическое сгорание, $\alpha = 1$; $c = 3$; $n = 0$; $h = 8$; $o = 0$; $s = 0$; $V_m = 22,01 \text{ нм}^3/\text{кмоль}$.

$$C_3H_8 + 1 \cdot \frac{100}{20,99} \cdot \frac{22,40}{22,01} \cdot \left(3 + \frac{8}{4}\right) \text{нм}^3 (\text{воздуха}) \rightarrow$$

$$\rightarrow 3 \cdot \frac{22,26}{22,01} \text{CO}_2 + \frac{8}{2} \cdot \frac{22,40}{22,01} \text{H}_2\text{O} + 1 \cdot \frac{79,01}{20,99} \cdot \frac{22,40}{22,01} \cdot \left(3 + \frac{8}{4}\right) \text{N}_2 [\text{нм}^3]$$

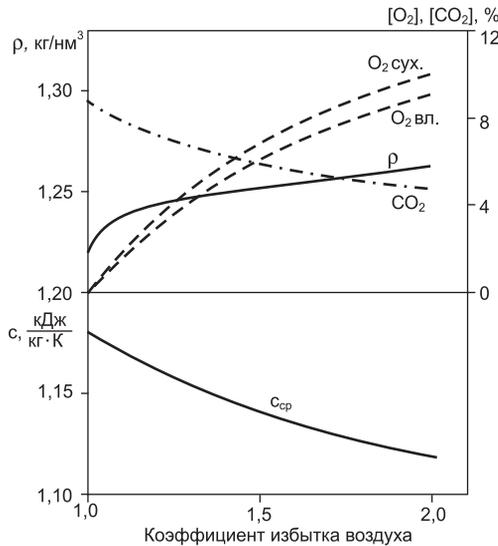
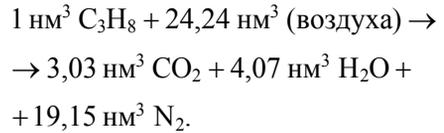


Рис. 3.3. Характеристика дымовых газов при сгорании природного газа [4].



Отсюда следует, что теоретически для сгорания нм^3 топлива пропана требуется минимальный объем воздуха $V^0 = 24,24 \text{ нм}^3$.

Характеристики дымовых газов при сгорании природного газа (с составом по табл. 3.6), а именно: плотность, процентное содержание кислорода в сухих и влажных продуктах сгорания и CO_2 , а также средняя теплоемкость в зависимости от коэффициента избытка воздуха, приведены на рис. 3.3.

Влияние CO_2 , содержащегося в газовом топливе

При использовании тощих газов, биогаза, свалочного газа на процесс сгорания (в основном, с технологией сжигания обедненной смеси при $\alpha > 1,4$) воздействует присутствующий в топливе углекислый газ (CO_2). Последний

является антидетонирующим компонентом, но его присутствие в значительном количестве снижает скорость горения. Это приводит к задержке окончания горения (в такте расширения) и повышению температуры в цилиндре, а также температуры выхлопных газов, и в результате, к снижению КПД двигателя. Для сохранения тепловой нагрузки постоянной с целью удлинения срока службы двигателя его мощность должна быть уменьшена. Зависимость поправочного коэффициента γ для определения снижения мощности от содержания CO_2 в топливном газе приведена на рис. 3.4; коэффициент β характеризует перерасход топлива.

При снижении теплотворной способности газового топлива прямо пропорционально снижается мощность газового двигателя. Снижение мощности можно компенсировать большим расходом топлива, что эквивалентно снижению коэффициента избытка воздуха. Такая компенсация возможна, если есть запас по α , т. е. двигатель должен работать в режиме «бедного сгорания». Работа двигателя по технологии сжигания обедненной смеси с избытком воздуха возможна только на тощих газах с низкой теплотворной способностью Q_n^p не ниже $14,4 \text{ МДж/нм}^3$. Это связано с особенностью газового смесителя на основе трубки Вентури (в двигателях компании DEUTZ). При работе двигателя с «бедным сгоранием» необходимо расходовать значительно большее количество газа, чтобы обеспечить требуемую мощность. В то же время подача уменьшенного количества воздуха вызывает меньшее разрежение вблизи зоны всасывания топливного газа. Более того, слишком низкая величина Q_n^p может привести к сокращению диапазона по зажиганию топливной смеси и резкому увеличению требуемой энергии системы зажигания.

Пары воды, углеводороды и пыль в газовом топливе

Содержание водяных паров в газовом топливе должно быть ограниченным, с целью предотвращения конденсации в двигателе при всех режимах его эксплуатации, включая пуск из холодного состояния. Предельный уровень влажности устанавливается фирмой-изготовителем двигателя.

Количество паров углеводородов с высоким числом атомов углерода также должно быть ограничено, чтобы предохранить газовое топливо от снижения метанового числа и избежать конденсации и каплеобразования во впускной системе двигателя, что ухудшает показатели эмиссии вредных веществ в выхлопных газах.

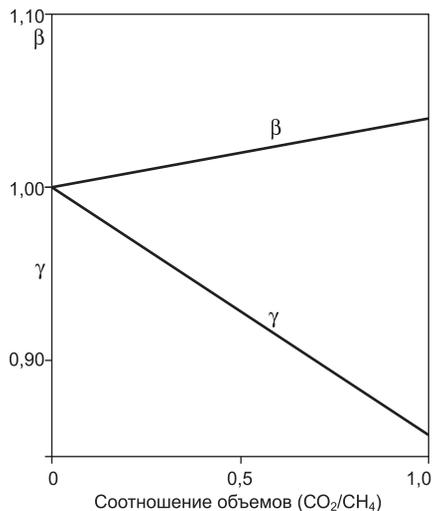


Рис. 3.4. Влияние отношения CO_2/CH_4 на поправочные коэффициенты для двигателей, работающих на обедненной смеси.

Содержание пыли в газовом топливе не должно превышать $50 \text{ мг/нм}^3 \text{ CH}_4$ из-за ограниченной фильтрующей способности газового фильтра и увеличения опасности абразивного износа кривошипно-шатунного механизма.

Метановое число смеси газов зависит от компонентов, из которых главными являются:

- метан – CH_4 , как главный компонент природных газов;
- водород – H_2 , который сильно снижает метановое число газовой смеси;
- углеводородные вещества с формулой C_nH_m , где $n > 1$ и $m > 4$, – которые очень нестабильны и поэтому сильно склонны к детонации;
- инертные газы – N_2 и CO_2 – не принимают активного участия в сгорании, но повышают метановое число газовой смеси, причем CO_2 имеет в 3 раза более сильное воздействие, чем N_2 .

При оценке пригодности газа в качестве топлива следует учитывать содержание в нем примесей: они не оказывают прямого воздействия на процесс сгорания (в большей части), но могут влиять на надежность работы двигателя и оборудования.

Примеси газа образуются в процессе его генерации в отстойниках сточных вод, на свалках или биологических газовых установках. Этими примесями являются минералы, металлы, тяжелые металлы, которые вступают в реакцию с углеводородами. В зависимости от количества и вредного воздействия, эти примеси, сопровождающие газ, необходимо отфильтровать от горючего газа. Предельные значения важнейших примесей газа указаны в табл. 3.9.

При приемке энергетической установки в эксплуатацию основным моментом является наличие анализа топливного газа сроком давности не более 2-х недель. После приемки в эксплуатацию анализ газа необходимо проводить не менее 3 раз в год и проверять его на соответствие предельным нормам примесей [4].

В табл. 3.10 указаны разрешенные виды газа для некоторых двигателей, а также требования к топливным газам для обеспечения максимальной мощности двигателя.

Для двухтопливных малогабаритных дизелей компании MAN в качестве газового топлива используются топливные газы, указанные в табл. 3.11.

Поскольку метановое число определяется составом газа, то в каждом случае необходимо согласовать с фирмой-поставщиком газотопливных двигателей характеристику предполагаемого для сжигания газа. В табл. 3.12 приведен состав попутного нефтяного газа, поступающего на Качановское производство (вблизи г. Сумы). Расчеты, выполненные специалистами фирмы MAN B & W Diesel, показали, что этот газ имеет метановое число 55–50. Для нормальной эксплуатации газопоршневых двигателей фирмы минимальное значение метанового числа составляет 70; поэтому указанное топливо для двигателей MAN оказывается неприемлемым. В то же время фирма Jenbacher имеет возможность уменьшить среднее эффективное давление в цилиндрах до 1,4 МПа и использовать указанное топливо для своих двигателей JES-2 и 3 (следует отметить, что все технические параметры двигателей рассчитываются на основе природного газа, отвечающего стандарту).

Таблица 3.9

Предельные значения примесей в топливных газах для ГПД [4]

Показатель	Обозначение	Единицы измерения	Предел	Примечание
Низшая теплотворная способность	Q_H^p	кВт·ч/нм ³	≥4	–
Скорость изменения Q_H^p	–	%/мин	<5	
CO ₂ / Q_H^p	CO ₂ / Q_H^p	Об. %/кВт·ч/нм ³	<10	
Содержание серы (общее)	S	мг/нм ³ CH ₄	<2200	
Содержание H ₂ S	H ₂ S	Об. %/нм ³ CH ₄	<0,15	из-за коррозии деталей двигателя
Содержание хлора (общее)	Cl	мг/нм ³ CH ₄	< 100	–
Содержание фтора (общее)	F	мг/нм ³ CH ₄	<50	
Сумма хлора и фтора	(Cl + F)	мг/нм ³ CH ₄	<100	
Аммиак	NH ₃	мг/нм ³ CH ₄	<30	
Содержание пыли	–	мг/нм ³ CH ₄	<10	
Размер частиц	–	мкм	3–10	
Пары масла	–	мг/нм ³ CH ₄	<3000	
Пары масла	–	мг/нм ³ CH ₄	<250	во всасывающей патрубке
Кремний (органический)	Si	мг/нм ³ CH ₄	<10	–
Влажность (относительная)	φ	%	<80	при наиболее низкой температуре воздуха, выпадения конденсата не допускается
Минимальное давление на входе участка подачи газа	–	МПа	200*/600	–
Колебания давления газа	–	%	<10*/<180	регулируемые значения при частоте колебаний <10 в час

* – значение в числителе – для газа с [H₂] < 30 % (об.), в знаменателе – для газа с [H₂] > 30 % (об.) (например, коксовый газ).

Таблица 3.10

**Специфические требования к топливным газам
для ГПД фирмы DEUTZ [4]**

Двигатель, топливо	Состав	Метановое число, min	Q_n^p , min, кВт·ч/нм ³
BFM 1015GC Природный газ*	–	70	–
TBG 616/TBG616F Природный газ* Газ сточных вод Газ свалок	– 65 % CH ₄ /35 % CO ₂ 50 % CH ₄ / 27 % CO ₂ /остаток N ₂	70/80*	– 5,0 5,0
TBG 620/ TBG620F Природный газ* Газ сточных вод Газ свалок	– 65 % CH ₄ /35 % CO ₂ 50 % CH ₄ /27 % CO ₂ /остаток N ₂	70/80**	– 5,0 5,0
TBG 632 Природный газ*	–	80	–

* природный газ имеет состав и Q_n^p , согласно табл. 3.6.

Таблица 3.11

**Примеры газообразных топлив, сжигаемых в двухтопливных
двухтактных малооборотных дизелях MAN B&W**

Показатель		Газ №		
		1	2	3
Состав, об. %	Метан (CH ₄)	88,5	91,1	26,1
	Этан (C ₂ H ₆)	4,6	4,7	2,5
	Пропан (C ₃ H ₈)	5,4	1,7	0,1
	Бутан (C ₄ H ₁₀)	1,5	1,4	
	Углекислый газ (CO ₂)	–	0,5	64,0
	Азот (N ₂)	–	0,6	7,3
Характеристики	Молярная масса, кг/кмоль	18,83	17,98	35,20
	Низшая теплота сгорания, кДж/кг	49170	48390	11 120
	Низшая теплота сгорания, кДж/нм ³	41460	38930	7050
	Плотность при 25 °С и при абс. давлении 0,1 МПа, кг/м ³	0,762	0,727	1,425
	Плотность при 5 °С и при абс. давлении 20 МПа, кг/м ³	194	179	487

Традиционным и наиболее предпочтительным топливом для ГТУ является природный газ, однако они могут также работать на различных газообразных и жидких топливах. Например, в качестве топлива могут применяться: топливные

масла (светлые и дизельные), керосин, сжиженный газ, биогазы (свалочные и переработки канализационных стоков), газы промышленных технологических процессов, шахтный газ, слегка обогащенный водородом. Газовые турбины могут использовать также смеси различных топлив. В газовых турбинах двойного и тройного топлива газообразное топливо может быть в процессе работы заменено на дизельное топливо или сжиженный газ. Поэтому в случае перерыва в подаче газа ГТУ автоматически переходит на работу на резервном топливе.

Таблица 3.12

Компонентный состав попутного нефтяного газа, поступающего на Качановское производство

Наименование компонента смеси	Содержание в процентах по объему	
	$\mu_r = 18,82$ кг/кмоль	$\mu_r = 2,45$ кг/кмоль
Азот (N ₂)	1,47	1,47
Метан (CH ₄)	83,29	80,75
Этан (C ₂ H ₆)	7,49	8,64
Пропан (C ₂ H ₅)	4,28	5,23
Изобутан (<i>i</i> C ₄ H ₁₀)	0,49	0,59
Н-бутан (<i>h</i> C ₄ H ₁₀)	1,10	1,30
Изопентан (<i>i</i> C ₆ H ₁₂)	0,30	0,36
Н-пентан (<i>h</i> C ₆ H ₁₂)	0,21	0,25
Гексан (C ₈ H ₁₄)	0,14	0,18
Углекислый газ (CO ₂)	1,23	1,23

Примечание: μ_r – средний молекулярный вес газа.

Обычно ГТУ эксплуатируются на газовом топливе, имеющем низшую теплоту сгорания от 8,5 до 12 кВт·ч/нм³ (в таких единицах этот показатель называют также Wobbe-индекс). Низкокалорийные топливные газы с Wobbe-индексом до 4 кВт·ч/нм³ могут быть использованы в ГТУ, оборудованных специальными топливными форсунками, системой управления или камерой сгорания целиком. Имеются, например ГТУ, работающие на свалочных газах. Диапазоны изменения Wobbe-индекса для различных газообразных топлив приведены на рис. 3.5.

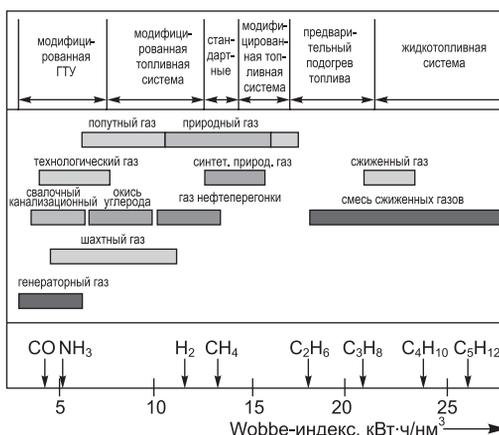


Рис. 3.5. Адаптация газовых турбин к газообразным топливам.

2. НЕФТЯНЫЕ ГАЗЫ

2.1. Попутные нефтяные газы

Нефтяные газы, применяемые в качестве топлива, по своему происхождению делятся на природные и искусственные. Попутный нефтяной газ, добываемый из недр земли при добыче нефти, является природным. Искусственные нефтяные газы являются побочным продуктом переработки нефти.

Попутные нефтяные газы представляют собой углеводороды либо растворенные в нефти, либо образующие газовую «шапку» над нефтяным пластом. В 1 т нефти при давлении в десятки мегапаскалей растворено от 50 до 600 м³ газа в зависимости от месторождения. При извлечении нефти на поверхность и снижении давления содержащийся в ней газ выделяется. Попутный газ отделяют в сепараторах от нефти, а затем из него выделяют ионные химические продукты и легко сжижаемые углеводороды.

Состав попутного газа зависит от природы нефти, в состав которой он входит, а также от принятой схемы отделения газа от нефти при выходе ее из скважины. Основу составляет метан (30–90 %), содержание каждого из более тяжелых углеводородов (этан, пропан, бутан и выше) может достигать 20 %, на прочие газы (водород, углекислый газ, сероводород и др.) приходится до 10 %. Часть из них в конденсированном или растворенном виде транспортируется вместе с нефтью или утилизируется на месте, другая же часть уничтожается на месте добычи в факелах. Например, в США в 1980 г. на каждую тонну условного топлива добытой нефти приходилось 180 м³ попутного газа, из которых 57 м³ (32 %) нагнетались обратно в нефтяной пласт для поддержания давления, 32 м³ (18 %) отводилось в виде конденсата, около 36 м³ (20 %) использовалось в качестве топлива на местах и лишь 5 м³ (менее 3 %) сжигалось в факелах.

В России в 1993 г. на 1 т у. т. добываемой нефти сжигалось всего 14 м³ нефтяных газов. Это было достигнуто за счет строительства в Сибири теплоэлектростанций на попутном газе (Сургутская ГРЭС и др.), заводов по переработке последних в моторные топлива и широкого использования нефтяных газов для извлечения нефти из пластов. В настоящее время в России сжигается около 20 % извлекаемых нефтяных попутных газов (14 из 70 м³/т у. т.). В табл. 3.13 приведен состав попутных газов некоторых газонефтяных месторождений России.

В отличие от природного, нефтепромысловый газ содержит меньше метана и больше тяжелых углеводородов, поэтому теплота сгорания и плотность его выше, чем природного.

В качестве примера технологических решений использования попутного нефтяного газа можно привести проект газотурбинной электростанции Западно-Полуденного месторождения НГДУ «Стрежевойнефть» [5].

Основное и резервное топливо ГТЭС – попутный нефтяной газ Западно-Полуденного месторождения. Подготовленный в блоке подготовки топливного газа, очищенный, обезвоженный и компримированный в газовых компрессорах до необходимого рабочего давления, он подается в энергетическую установку.

На ГТЭС применены современные газотурбинные установки ЭГ-2500М1 единичной мощностью агрегатов 2,5 МВт производства АК «Южтрансэнер-

го»–АО «Мотор-Сич». Требования к топливному газу этих установок приведены в табл. 3.14.

Таблица 3.13

Состав попутных газов некоторых месторождений

Производственное объединение	Состав газа, об. %								Плотность, кг/нм ³	Q _н ^p , МДж/нм ³
	СН ₄	С ₂ Н ₆	С ₃ Н ₈	С ₄ Н ₁₀	С ₅ Н ₁₂ и выше	N ₂	СО ₂	Н ₂ S		
Пермьнефть (Каменный Лог–Пермь)	38,7	22,6	10,7	2,7	0,7	23,8	0,5	0,3	1,193	42,37
Куйбышев-нефть (Кушелевка–Куйбышев)	58,0	17,2	7,4	2,0	0,5	13,5	0,8	0,5	1,052	41,74
Грознефть (Вознесенская–Грозный)	76,7	13,2	5,4	2,5	2,2	–	–	–	0,917	47,02
Башнефтегаз (Туймазы–Уфа)	50,0	22,0	9,8	1,2	0,4	16,6	–	–	1,095	43,04
Миннибаеский ГПЗ (Казань–Альметьевск)	53,6	22,8	6,1	0,9	0,2	16,2	0,2	–	1,046	40,62

Таблица 3.14

Требования к топливному газу ГТУ ЭГ-2500 М1

Показатель	Величина
Размер частиц механических примесей, мкм	Не более 40
Наличие капельной жидкости (конденсата)	Не допускается
Температура, °С	+50
Давление (изб.), МПа	1,2
Содержание в газе: – сероводорода, кислорода, меркаптановой серы – натрия, мг/м ³ – двуокиси углерода, %	По ГОСТ 5542-87 0,5 0,5
Низшая теплотворная способность, кДж/нм ³	Не ниже 37700
Расход топлива, нм ³ /ч (при низшей теплоте сгорания Q _н ^p = 41,7 МДж/нм ³ , плотности ρ = 0,82 кг/нм ³ , температуре окружающей среды t _{нв} = +15 °С)	924,8

С целью надежного обеспечения ГТЭС топливом, в блоке подготовки предусмотрены три (две рабочие и одна резервная) технологические линии оборудования с дожимными винтовыми компрессорами, оснащенных электроприводом типа ZKR 204 производства фирмы CKD NOVE ENERGO, a.s. (Чехия). Конструкция компрессоров позволяет сжимать попутный нефтяной газ.

В соответствии с требованиями к топливному газу ГТУ ЭГ-2500М1 в состав технологической схемы включено следующее оборудование:

- фильтр-сепаратор;
- компрессорная установка;
- теплообменник «газ–газ»;
- аппарат воздушного охлаждения газа;
- аппарат воздушного охлаждения жидкости (антифриза) из циркуляционной системы охлаждения масла;
- дренажная емкость.

Входящий поток попутного нефтяного газа с площадки месторождения давлением 0,2 МПа и температурой 7 °С через измерительную диафрагму поступает на вход компрессорных установок, где сжимается до давления 1,2 МПа.

После конечного холодильника компрессора газ с температурой +60 °С при помощи теплообменников доводится до требуемой температуры +50 °С и далее через фильтр-сепаратор направляется в газотурбинную электростанцию в качестве топливного газа.

В фильтре-сепараторе производится улавливание газового конденсата и влаги. Затем автоматически через электроприводной клапан-регулятор уровня жидкость сбрасывается в дренажную емкость с последующим вывозом ее на утилизацию.

Охлаждение компрессоров производится антифризом с применением аппаратов воздушного охлаждения. Согласно требованию завода-изготовителя, температура охлаждающей жидкости, поступающей в компрессор, должна быть не выше 27,5 °С. Расчетный перепад температур между охлажденной и нагретой жидкостью составляет 5 °С. Этому условию удовлетворяет аппарат воздушного охлаждения типа АВМ 20.

В 2005 г. в г. Кзыл-Орда (Казахстан) введена в эксплуатацию газотурбинная ТЭЦ, работающая на попутном газе. В ее состав входят три блока ГТУ мощностью по 15,4 МВт с двигателями производства ГП НККГ «Зоря»-«Машпроект» и водогрейные котлы-утилизаторы производства АК «Южтрансэнерго» (г. Запорожье). Попутный нефтяной газ подается по газопроводу длиной 70 км и подвергается на ТЭЦ очистке до выполнения требуемых условий.

2.2. Искусственные нефтяные газы [6]

Нефтяные газы получают как побочный продукт целого ряда процессов переработки нефти: прямой перегонки, крекинга, пиролиза, деструктивной гидрогенизации и др. Перегонка нефти представляет собой процесс термического разделения ее на фракции (бензиновую, керосиновую, газойлевую и

т. д.) без заметного разложения углеводородов. В этом процессе выделяется газ прямой гонки, который близок по составу к тяжелой части попутного нефтяного газа, растворенного в нефти. В газе прямой гонки содержится большое количество пропана (7–16 %) и бутана (13–30 %), поэтому он может служить сырьем для получения сжиженного газа (LP-газа). После отделения этих углеводородов и паров бензина газ прямой гонки может быть использован как газовое топливо.

Крекинг нефтепродуктов, являющийся главным направлением современной техники переработки нефти в бензин и другие виды легкого топлива, состоит в нагревании нефтепродуктов до 450–650 °С, в результате которого высокомолекулярные углеводороды исходного сырья расщепляются с образованием легких углеводородов. Естественно, что часть сырья при этом превращается в горючий газ. Этот процесс осуществляется как при низком 0,1–0,5 (парофазный крекинг), так и при высоком, порядка 7,0 МПа (жидкофазный крекинг) давлении. Крекинг, осуществляемый в присутствии катализатора, называется каталитическим, а без катализатора – термическим. Эти разновидности крекинга дают разный выход легких нефтепродуктов и газа. В обоих случаях получаемый газ отличается высоким содержанием непредельных (олефиновых) углеводородов, которые, являясь ценным сырьем для ряда химических производств, выделяются из этого газа перед использованием его в качестве топлива.

Пиролиз нефтепродуктов состоит в нагреве их до 650–750 °С при атмосферном давлении и имеет целью получение ароматических углеводородов (бензола C_6H_6 и его гомологов), а также олефинов (этилена C_2H_4 , пропилена C_3H_6 , бутилена C_4H_8 и т. д.). Чаще всего пиролизу подвергают керосин. Выход газа в этом процессе доходит до 50 % от массы исходного сырья и сильно зависит, как и состав его, от природы этого сырья и температуры процесса. После извлечения ароматических и олефиновых углеводородов газ пиролиза может быть использован как топливо.

Каталитический крекинг, осуществляемый в присутствии водорода под высоким давлением (5,0–7,0 МПа), называется деструктивной гидрогенизацией. В этом процессе происходит не только расщепление высокомолекулярных углеводородов, но и обогащение углеводородных молекул атомами водорода. Например, молекула непредельного углеводорода этилена C_2H_4 путем присоединения к ней молекулы водорода H_2 превращается в предельный углеводород – этан (C_2H_6).

Деструктивная гидрогенизация является весьма совершенным процессом, позволяющим перерабатывать тяжелые жидкие топлива в легкие, одновременно получая и большой выход газового топлива. Так, из тяжелых остатков прямой гонки нефти (мазута) можно получить до 85–87 % автомобильного бензина и 13–15 % горючего газа.

В табл. 3.15 показан состав и характеристика газов, которые образуются в процессах нефтепереработки. Они широко применяются как топливо и сырье для дальнейшей химической переработки.

Таблица 3.15

**Состав и основные характеристики
искусственных нефтяных газов**

Показатель		Процесс нефтепереработки					
		Прямая перегонка	Термический крекинг	Каталитический крекинг	Коксование мазута и гудрона	Гидролиз бензина	Каталитический риформинг
Состав, %	Ненасыщенные углеводороды	0	15–25	25–35	30–35	40–50	0
	Пропан, бутан, пентан	90–99	25–30	20–55	6–10	1–5	10–30
	Этан	1–7	15–20	3–10	8–15	3–7	10–20
	Метан	0–6	20–35	8–20	6–35	25–35	7–10
	Молекулярный водород	0–1	0–10	10–25	10–20	10–20	40–60
Характеристики	Выход газа, % (массовый)	2–6	8–14	16–28	20–40	50–80	10–15
	Низшая теплота сгорания, МДж/нм ³	110–130	67–75	63–78	54–58	46–63	33–54
	Максимальная температура горения, °С	2120	2130	2140	2150	2190	2120

3. КОКСОВЫЙ И ДОМЕННЫЙ ГАЗЫ

К искусственным газам относятся коксовый, сланцевый, генераторный и доменный.

Искусственные горючие газы получают из твердого топлива либо методом его сухой (без доступа воздуха) перегонки, либо методом газификации. Газ полукоксования получается в результате сухой перегонки угля при температуре 500–550 °С. При таком низкотемпературном коксовании получают полукокк, смолу, газ и подсмольную воду. Из 1 т угля получают около 120 м³ газа.

Коксовый газ вырабатывается на коксохимических заводах в качестве побочного продукта при производстве металлургического кокса из коксующихся каменных углей [7].

Если твердое топливо подвергать сухой перегонке, т. е. нагреву без доступа воздуха, то сложные органические соединения, из которых оно состоит, распадаются на летучие, т. е. газообразные вещества, смолы и твердый остаток – кокс. В зависимости от вида твердого топлива такое разложение начинается при 100–300 °С, а заканчивается при температуре 1100–1200 °С.

На рис. 3.6 представлен элементарный состав рабочей массы твердого топлива и схематически показан процесс возгонки летучих при сухой перегонке. Основной целью этого процесса является обычно получение металлургического и литейного кокса. В таких случаях в качестве сырья используются спекающиеся угли, у которых кокс обладает достаточной крупностью отдельных кусков, высокой прочностью и низкой истираемостью. При нагревании до 350–450 °С спекающиеся угли размягчаются и переходят в пластическое состояние, так как содержащиеся в топливе смолистые вещества превращаются в жидкость. После этого начинается процесс разложения, в результате которого топливо, спекаясь, вновь начинает затвердевать и превращается, в конечном счете, в кокс.

К числу спекающихся углей в нашей стране относятся некоторые марки донецких углей с выходом летучих 20–27 %. Выход кокса в таком процессе составляет 75–82 % от массы исходного угля, а теплота сгорания образующегося коксового газа составляет 18–25 % от теплоты сгорания исходного угля.

В табл. 3.16 приведены некоторые характеристики искусственных газов, получаемых из угля и сланцев.

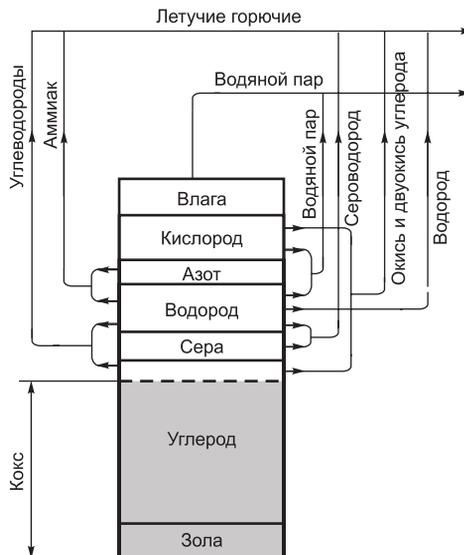


Рис. 3.6. Схема возгонки летучих при сухой перегонке твердого топлива [7].

Расчетные характеристики искусственных газов

Таблица 3.16

Газ	Состав газа, об. %							Плотность, кг/м ³	Теплота сгорания, МДж/м ³
	H ₂	CO	CH ₄	C _n H _m	CO ₂	N ₂	O ₂		
Полукоксования	23,5	6,5	51,5	4,5	7,0	5,5	1,5	0,764	24,65
Коксовый	57,0	6,0	24,0	3,0	3,0	7,0	–	0,342	17,60
Сланцевый	24,7	10,0	16,2	5,0	16,4	26,8	0,7	1,040	13,85
Генераторный (смешанный)	13,0	27,6	0,6	–	6,0	53,2	0,2	1,141	5,15
Генераторный (парокислородное дутье)	53,4	23,1	15,3	2,7	2,9	2,3	0,3	0,576	15,70
Доменный	3,0	30,0	–	–	9,0	5,8	–	1,283	4,10
Подземной газификации	16,0	11,0	2,0	0,2	19,4	51,0	0,4	1,195	3,90

В тех случаях, когда основной целью коксования является получение горючего газа (например, на газовых заводах), к получающемуся коксу предъявляются пониженные требования и поэтому сырьем для процесса могут служить и более молодые неспекающиеся угли, богатые летучими веществами.

Процесс коксования происходит в печах, которые представляют собой ряд узких вертикальных камер (реторт), в простенках между которыми располагаются обогревательные каналы (вертикалы). Шихту, составленную из углей нескольких сортов и измельченную до размера зерен менее 3 мм, загружают в печь так, что над ней остается пространство для свободного прохода летучих к стояку, через который их в процессе коксования отсасывают из печи эксгаустером. Затем печь плотно закрывают и шихту нагревают без доступа воздуха за счет тепла, выделяющегося при сжигании отопительного газа в вертикалах.

Коксовые печи работают периодически: шихта находится в них до превращения в кокс, который затем удаляют, а в печь загружают новую порцию шихты и начинается новый цикл.

Выделяющийся из шихты коксовый газ отсасывают через вертикальные газоходы (стояки) в газосборник (барилет), откуда он поступает на очистку. Здесь его промывают аммиачной водой для охлаждения и частичного осаждения смолы, затем в смолоотделителях он освобождается от туманообразной смолы. После этого из него извлекают аммиак и бензол. Наконец, после дополнительной очистки от сероводорода и цианистых соединений, а также осушки, коксовый газ поступает в магистральный газопровод для распределения между потребителями, а частично расходуется на обогрев самой коксовой печи. Извлеченные из коксового газа продукты (смола, аммиак, бензол, сероводород и др.) представляют собой большую ценность как химическое сырье.

Состав и выход коксового газа зависят прежде всего от качества угля, а также от режима коксования. В состав коксовых газов входит 55–60 % водорода, 20–30 % метана, 5–7 % оксида углерода, 2–3 % углекислого газа, 2–4 % ненасыщенных углеводородов, до 5 % азота, до 1 % кислорода. Плотность при 0 °С и давления 101,3 кПа составляет 0,45–0,50 кг/м³, низшая теплота сгорания –16,8–18,8 МДж/м³, теплоемкость – 1,35 кДж/м³·К; температура возгорания – 600–650 °С. Коксовый газ токсичный (благодаря наличию в составе СО и Н₂S) и взрывоопасный (взрывная концентрация в воздухе – от 6 до 30 %). Выход коксового газа на 1 т сухой шихты составляет 300–350 м³.

Выход коксовых газов зависит также от температуры, при которой протекает процесс коксования. С повышением температуры сухой перегонки угля повышается выход газа и увеличивается содержание в нем водорода, количество метана и других составляющих уменьшается, снижается теплота его сгорания.

Кроме температуры, на состав и теплоту сгорания газа большое влияние оказывает продолжительность процесса коксования. Газ, который отбирается вначале процесса, характеризуется большим содержанием водорода и пониженной теплотой сгорания.

В процессе полукоксования, которое проходит при нагревании твердого топлива до 500–550 °С, получают три товарных продукта: полукокк, первичную смолу и газ. В зависимости от типа топлива, которое подвергают терми-

ческой обработке, различают древесный, торфяной, сланцевый, бурогоольный и каменноугольный полукоксовые газы.

Полукоксовый газ. Полукоксовые газы характеризуются высоким содержанием углеводородов. Горючая часть таких газов характеризуется следующим составом: 50 % метана, 20 % водорода, около 8 % ненасыщенных углеводородов (главным образом, этилена).

Теплота сгорания полукоксового газа зависит от первичного сырья. При полукоксовании каменных углей она составляет 20,9–27,2 МДж/нм³. Выход полукоксового газа равен в среднем 100 м³ на тонну сухой шихты. Полукоксовый газ используется, главным образом, как отопительный газ на установках полукоксования.

Светильный газ. Светильный газ получается при сухой перегонке каменных углей, главным образом газовых. Эти угли дают высокий выход летучих, но кокс их обладает небольшой прочностью и поэтому в металлургии не применяется.

Газ подвергается очистке, при которой происходит отделение влаги и паров смолы, а также вредных примесей (сероводород, цианистые соединения и пр.). Обычно выход светильного газа – около 300 м³ на 1 т каменного угля.

Примерный состав светильного газа следующий:

3 % CO₂, 7 % CO, 5 % C_nH_m, 35 % CH₄, 48 % H₂, 2 % N₂.

Его теплотворная способность не превышает 20,8 МДж/нм³. В металлургии светильный газ применяется весьма редко: только для нагрева небольших печей; в машиностроительной промышленности он применяется в процессе цементации стали. Светильный газ часто применяется в смеси с природным, что в значительной степени повышает калорийность топлива.

Сланцевый газ. Путем сухой перегонки можно получить горючий газ и из других видов твердого топлива, в частности из горючих сланцев. Процесс аналогичен коксованию, однако основной его целью является получение ряда химических продуктов и газового топлива. При нагревании сланцев без доступа воздуха до 1000–1100 °С около 75 % горючей массы переходит в газообразное состояние. Из 1 т горючих сланцев можно получить 350–400 м³ высококачественного газового топлива – сланцевого газа, хотя содержание золы в исходном топливе доходит до 65 % и более.

Сланцевые печи имеют вертикальную конструкцию. Шихту загружают сверху, а твердые остатки процесса перегонки опускаются. По мере образования их выгружают снизу. Поэтому процесс в этих печах идет непрерывно, а не периодически, как в горизонтальных коксовых печах. Все операции по загрузке шихты и выгрузке твердых остатков механизированы.

Образующийся в печах продукт разложения сланцев направляют через клапаны газоотводов в барильет и далее на охлаждение, очистку и осушку. Затем сланцевый газ подвергают сжатию в компрессорах и направляют в магистральный газопровод для транспортировки к потребителям или в газгольдеры.

После очистки сланцевый газ может подаваться потребителям в чистом виде или в смеси с природным. Для сланцевого газа характерно высокое содержание двуокси углерода (см. табл. 3.16).

Доменный газ [6]. В процессе выплавки чугуна в доменных печах вследствие продувания воздуха через пласты кокса образуется доменный (или колошниковый) газ, который по своему составу близок к газу, вырабатывае-

мому в газогенераторах. Он содержит значительное количество оксида углерода (табл. 3.16).

С металлургической точки зрения доменный процесс состоит в восстановлении железа из его окислов углеродом кокса; с точки зрения теплотехнической он представляет собой безостаточную газификацию кокса, сопровождающуюся образованием генераторного газа.

Высокие температуры, необходимые для осуществления этого процесса, развиваются в результате взаимодействия между углеродом раскаленного кокса и кислородом подогретого до 800–950 °С воздуха, вдуваемого в печь с большой скоростью через фурмы в нижней ее части. Подогрев воздушного дутья необходим для достижения требуемой интенсивности восстановительных процессов. Осуществляется он в специальных воздухонагревателях – кауперах.

Вблизи фурм газовый поток богат кислородом. Взаимодействие его с коксом приводит к образованию смеси окиси и двуокиси углерода, но дальше, по мере расходования кислорода, двуокись углерода практически полностью восстанавливается до СО. Далее высокотемпературный газовый поток, поднимаясь вверх и пронизывая слой шихты, обеспечивает протекание реакций восстановления железа. В области высоких температур идет процесс прямого восстановления, в ходе которого углерод кокса окисляется за счет кислорода из закиси железа FeO. Образующаяся окись углерода присоединяется к газовому потоку. Выше, в зоне относительно невысоких температур, происходит косвенное восстановление железа, на которое расходуется некоторая часть окиси углерода, содержащейся в газе, а взамен нее в поток газа включается двуокись углерода CO₂. Некоторая часть железа восстанавливается также за счет водорода, который образуется при разложении водяного пара, поступающего в зону высоких температур с воздушным дутьем. Восстановленное железо науглераживается, превращаясь в чугуны, который стекает вниз и собирается в горне, откуда периодически выпускается через летку для дальнейшего передела.

Образующийся в печи доменный газ выходит через верхнюю ее часть (колошник). Состав его зависит от качества шихты, режима плавки, температуры и влажности дутья и т. п. В среднем на горючую часть приходится всего лишь около 30 % всего объема газа, причем она состоит почти целиком из окиси углерода. В связи с этим теплота сгорания доменного газа невелика – от 3,3 до 4,0 МДж/нм³. Этот вид топлива имеет чисто местное значение, так как транспортировка его на далекие расстояния экономически не оправдывается. Он используется, в основном, в смеси с коксовым газом, а отчасти и в чистом виде непосредственно в пределах металлургического комбината, на котором он был получен на отопление коксовых печей, кауперов доменных печей, мартеновских печей и топок паровых котлов.

Удельный выход доменного газа в зависимости от размеров печи, качества шихты и режима работы составляет от 2500 до 4000 м³ на тонну чугуна.

Вдувание в печь обогащенного кислородом воздуха еще в большей мере повышает содержание СО₂ в доменном газе. Замена кокса в доменном процессе природным газом способствует уменьшению содержимого СО₂.

Ориентировочный расчетный состав доменного газа, %: CO = 20÷31; H₂ = 2÷3; CO₂ = 9÷14; CH₄ = 0,3÷0,5; H₂S = 0,1÷0,3; N₂ = 50÷58.

Теплота сгорания доменных газов зависит от соотношения горючих компонентов и балласта, т. е. определяется соотношением $(CO + H_2)/(N_2 + CO_2)$.

Рост содержания кислорода в дутье снижает относительное содержание азота в доменном газе и повышает его теплоту сгорания, которая достигает в этом случае 3,3–4,5 МДж/нм³.

Установка комбинированного цикла с газовой турбиной, работающей на доменном газе, была спроектирована и смонтирована на сталелитейном заводе в Японии с целью повышения мощности заводской электростанции. В качестве базового двигателя для установки комбинированного цикла принята газовая турбина мощностью 124 МВт с температурой на входе 1150 °С. Топливом для нее служит доменный газ, смешанный с коксовым газом. Теплота сгорания газовой смеси поддерживается на уровне 4,2 МДж/нм³. Для сжигания такого низкокалорийного топлива специально разработана камера сгорания многотрубного типа. Газовая турбина, генератор, паровая турбина и газовый компрессор объединены в единую конструкцию. В результате внедрения комбинированного цикла термический КПД установки превысил 45 %, а общая установленная мощность на заводе увеличилась с 243 до 367 МВт.

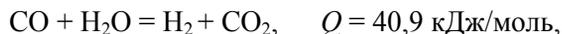
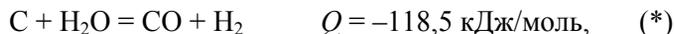
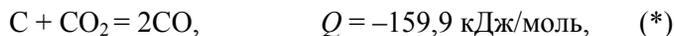
Доменный газ применяют также в смеси с природным газом в качестве топлива для газовых двигателей; в этом случае его тщательно очищают от так называемой колошниковой пыли, уносимой им из доменной печи.

4. ГЕНЕРАТОРНЫЕ ГАЗЫ

Генераторные газы образуются во время безостаточной газификации твердого топлива. Газификация твердого топлива представляет собой химический процесс, при котором горючая часть топлива превращается в условиях высоких температур в присутствии свободного или связанного кислорода в горючие газы. Этим газификация принципиально отличается от сухой перегонки, в которой в твердый остаток переходит основная часть горючей массы топлива (кокс). Установки, в которых происходит газификация твердого топлива, называются газогенераторами.

Газификация угля может осуществляться как с подводом тепла извне (аллотермически), так и без подвода тепла (автотермически) [8].

При аллотермической газификации угля основными реакциями, описывающими процесс, являются реакции: Будуара, водяного газа, метанизации, гидрогенезации и водяного сдвига:



Основной вклад в процесс газификации вносят эндотермические реакции (*).

В случае автотермической газификации угля необходимое количество тепла для протекания приведенных выше реакций обеспечивается за счет частичного сжигания исходного топлива (парциального окисления) – экзотермических реакций неполного и полного горения фиксированного углерода (и летучих):



На практике наибольшее распространение получили аппараты автотермической газификации угля.

В отличие от обычных топок, горение твердого топлива в газогенераторе осуществляется в слое большой толщины и характеризуется подачей воздуха в количестве, недостаточном для полного сжигания топлива (от 30 до 50 % от теоретически необходимого количества). Газы, образующиеся в газогенераторе, содержат продукты полного сгорания топлива (углекислый газ, вода) и продукты их восстановления, неполного сгорания и пирогенетического разложения (угарный газ, водород, метан, углерод). В состав генераторных газов переходит также азот воздуха.

В зависимости от вида первичного сырья различают такие типы газогенераторов [6]: для тощего топлива с незначительным выходом летучих веществ (кокс, антрацит, тощие угли); для битуминозного топлива со значительным выходом летучих веществ (газовые угли, бурые угли, битуминозные песковики); для древесного и торфяного топлива и для отходов минерального топлива (коксовая и угольная мелочь, остатки обогатительного производства).

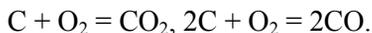
Разделяют газогенераторы с жидким и твердым шлакоудалением. Битуминозные топлива обычно газифицируются в газогенераторах с вращающимся водяным поддоном, а дерево и торф – в газогенераторах большого внутреннего объема, поскольку перерабатываемое топливо имеет незначительную плотность. Мелкое топливо перерабатывается в газогенераторах высокого давления в кипящем слое.

В зависимости от места подведения воздуха и отбора газа газогенераторы подразделяются на газогенераторы прямого и обратного процессов. В газогенераторах прямого процесса движение носителя кислорода и образованных газов проходит снизу вверх. Для газогенераторов обратного процесса характерно то, что носитель кислорода и образованный газ двигаются сверху вниз. Для создания обратного потока средняя часть таких газогенераторов обеспечивается фурмами, через которые подается дутье. На рис. 3.7 показана схема газогенератора с обратным процессом газификации топлива.

Загрузка газогенератора топливом производится через размещенное в его верхней части загрузочное устройство, оборудованное конусным затвором. Топливо, которое подается в шахту газогенератора, распределяется слоями высотой 50–70 см на колосниковой решетке. Дутье поступает в средней части газогенератора через фурмы. Образующийся генераторный газ отводится через газоотвод, расположенный в нижней части шахты под колосниковой решеткой. Зола в данном газогенераторе удаляется через водяной затвор, расположенный в нижней части конструкции.

В газогенераторе одновременно проходит несколько сложных процессов, таких, как подсушивание и сухая перегонка топлива, коксообразование, восстановительные и окислительные процессы, шлакообразование. Согласно особенностям протекающих процессов выделяются следующие зоны по высоте слоя топлива: зона шлаков и золы (зольник); окислительная или кислородная (*I*); восстановительная (*II*); сухой перегонки (*III*) и подсушивания топлива (*IV*).

Дутье, которое подается через фурмы, предварительно подогревается. Зона *I* слоя топлива, в которой еще существует свободный кислород дутья, называется окислительной или кислородной зоной. В этой зоне кислород дутья реагирует с углеродом раскаленного кокса с образованием значительного количества углекислого газа и некоторого количества оксида углерода:



Продукты реакции окислительной зоны и водяные пары дутья поступают во вторую зону, где нет свободного кислорода. В этой зоне проходит восстановление диоксида углерода и разложение водных паров углеродом раскаленного кокса:



Та часть слоя топлива, в которой нет свободного кислорода и где проходят восстановительные реакции, называется зоной восстановления. Окислительная и восстановительная зоны, в которых проходят основные процессы, вместе называются зоной газификации.

Топливо, расположенное над фурмами, под влиянием горячих продуктов газификации подвергается сухой перегонке, в процессе которой происходит выделение летучих веществ и коксообразование, а продукты газификации смешиваются с летучими веществами. Та часть слоя топлива, в которой проходят эти процессы, называется зоной сухой перегонки (зона *III*).

Верхняя часть слоя топлива представляет собой зону подсушивания. В ней происходит испарение влаги топлива за счет теплоты газов, которые поднимаются в верхнюю часть газогенератора.

Степень эффективности теплового использования топлива во время газификации характеризуется коэффициентом полезного действия процесса газификации

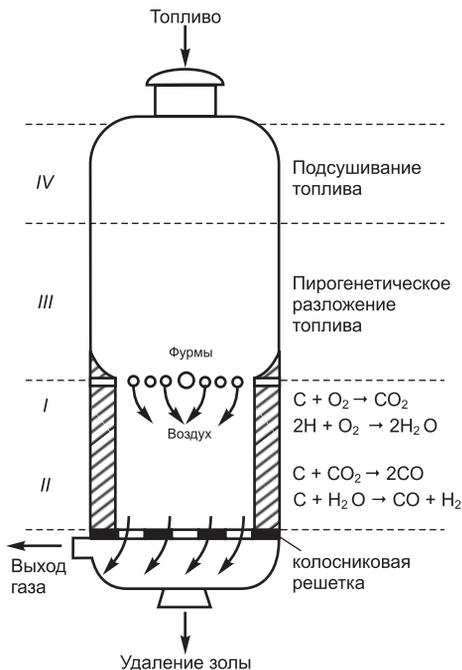


Рис. 3.7. Схема газогенератора с обратным процессом газификации топлива [6].

фикации, представляющим отношение количества теплоты, содержащейся в полученном газе, к количеству теплоты твердого топлива, израсходованного на получение этого газа:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma} V_{\Gamma}}{Q_{\Gamma}} \cdot 100 \%$$

где Q_{Γ} – теплота сгорания газа, кДж/м³; V_{Γ} – выход газа, м³; Q_{Γ} – количество теплоты, содержащейся в топливе, израсходованном на газификацию, кДж.

В зависимости от качества топлива, которое газифицируется, и вида дутья коэффициент полезного действия газификатора составляет 55–75 %.

Вид примененного дутья обуславливает состав и свойства генераторного газа. Для дутья используют атмосферный воздух, водяной пар, паровоздушную смесь, парокислородную смесь.

При воздушной (или паровоздушной) газификации получается низкокалорийный топливный (или угольный) газ с теплотворной способностью 3–7 МДж/нм³.

При кислородной (или парокислородной) газификации (под давлением до 3 МПа) получается среднекалорийный синтез-газ с теплотворной способностью 10–16 МДж/нм³.

Высококалорийный газ (или заменитель природного газа) может быть получен в результате кислородной (или парокислородной) газификации угля под высоким давлением (свыше 10 МПа) или в результате переработки синтез-газа. Высококалорийный газ может иметь теплотворную способность 20–40 МДж/нм³.

Воздушный генераторный газ вырабатывается с применением воздушного дутья. При идеальном процессе газификации чистого углерода сухим воздухом расчетный состав воздушного газа характеризуются содержанием CO = 34,7 %, N₂ = 65,3 %, а теплота его сгорания равняется 4,4 МДж/нм³. В реальных условиях в состав воздушного газа кроме оксида углерода и азота входят также углекислый газ (около 5 %) и компоненты летучих веществ (H₂, CH₄ и др.). Соответственно, в этом случае несколько изменится содержание CO (табл. 3.17).

Теплота сгорания реального воздушного газа, получаемого в промышленных условиях, составляет 3,7–4,6 МДж/нм³. Расчетные характеристики генераторных газов приведены в табл. 3.16. Температура получаемого воздушного газа составляет около 1000 °С.

Водяной газ получают при подаче в газогенератор попеременно то воздушного, то парового дутья. Образующийся в период продувки газогенератора воздухом воздушный газ обычно выбрасывается в атмосферу вследствие своей малоценности, а используется газ, получаемый в период продувки газогенератора паром, который и называется водяным газом. Теоретически он состоит из равных объемных количеств окиси углерода и водорода и совсем не содержит негорючих компонентов; теплота сгорания водяного газа превышает 10,0 МДж/нм³. Необходимость периодической продувки воздухом возникает из-за того, что реакция между углеродом и водяным паром носит эндотермический характер, т. е. идет с поглощением тепла. Вследствие этого процесс образования водяного газа постепенно ослабевает и для усиления его приходится периодически продувать слои горящего топлива воздухом.

Таблица 3.17

**Расчетные характеристики
воздушного и водяного генераторных газов**

Наименование газа	Состав, об. %								Низшая теплота сгорания $Q_{н}^p$, МДж/нм ³	Плотность, кг/нм ³
	H ₂ S	CO ₂	Ненасыщенные углеводороды	O ₂	CO	H ₂	CH ₄	N ₂		
Воздушный генераторный газ: — из кускового топлива:										
коксовая мелочь	0,2	5,0	—	0,2	28,5	13,0	0,7	52,4	5,3	1,136
антрацит донецкий	0,2	5,0	—	0,2	27,5	13,5	0,5	52,6	5,2	1,135
газовый донецкий уголь	0,3	5,0	0,3	0,2	26,5	13,5	2,3	51,9	5,9	1,122
лисицанский уголь	1,0	5,0	0,3	0,2	25,0	15,0	2,5	49,0	6,1	1,119
челябинский уголь	0,2	5,0	0,2	0,2	30,0	13,0	2,0	49,4	6,1	1,128
торф машиноформовочный	0,1	8,0	0,4	0,2	28,0	15,0	3,0	45,3	6,5	1,121
древесина (щепа)	—	6,5	0,4	0,2	29,0	14,0	3,0	46,9	6,5	1,122
— из мелкого топлива (0—6) мм (газификация в зависимом пласте):										
фрезерный торф	—	9,8	0,7	0,2	20,3	10,9	1,9	56,2	4,8	1,188
бурый уголь	0,4	6,9	0,4	0,2	21,7	7,1	1,1	62,2	4,3	1,217
Водяной газ:										
из кокса	0,3	6,5	—	0,2	37,0	50,0	0,5	5,5	10,3	0,715
из антрацита	0,5	6,0	—	0,2	38,5	48,0	0,5	6,3	10,3	0,736

В реальных условиях в состав водяного газа, кроме водорода и оксида углерода, входит также углекислый газ (3–8 %), азот (3–7 %), метан (0,5–1,0 %). Теплота сгорания его составляет 10,0–10,5 МДж/нм³.

Водяной газ применяется как бытовое и технологическое топливо. Кроме этого, он используется в химической промышленности, где из него получают водород, необходимый для синтеза углеводородных газов, деструктивной гидрогенизации угля и т. п.

Смешанный генераторный газ образуется при газификации твердого топлива на паровоздушном дутье. По своим свойствам и составу он занимает промежуточное положение между воздушным и водяным газами. В зависимости от качества топлива, которое газифицируется, теплота сгорания смешанного газа находится в пределах 4,5–7,0 МДж/нм³.

Смешанный газ является наиболее распространенным видом генераторного газа. Он применяется для отопления промышленных печей широкого назначения (мартовенские, стекловаренные, нагревательные), а также как топливо для газовых двигателей.

Если применять парокислородное дутье с повышенным давлением (около 2 МПа), при газификации бурого угля получают парокислородный газ с теплотой сгорания от 17,0 до 21,0 МДж/нм³, который используется главным образом для бытовых нужд.

Сравнение качества газа, который производится в газогенераторе с прямым и обратным процессами дает такие результаты. При прямой схеме, когда топливо подается сверху, а дутье и образующийся газ двигаются снизу вверх навстречу топливу, летучие вещества, которые выделяются в зоне сухой перегонки, целиком переходят в состав генераторного газа. В случае применения топлива с большим выходом летучих веществ в состав газа попадает значительное количество смолистых веществ, которые вызывают ряд затруднений при его использовании (это приводит к загрязнению смолами газопроводов, образованию нагара в газовых двигателях и т. п.).

Газогенераторы с обратным процессом газификации, при котором топливо, потоки дутья и газа двигаются в одном направлении (сверху – вниз) вырабатывают бессмольный газ. В этом случае продукты сухой перегонки проходят через раскаленную зону газификации, где они под действием высоких температур подвергаются расщеплению и частичному сгоранию, вследствие чего получают газ, свободный от смолистых веществ.

Наиболее совершенным с технической точки зрения является применение парокислородного дутья под давлением порядка 2,0 МПа, обеспечивающего получение генераторного газа с очень малым содержанием негорючих компонентов. Кроме того, парокислородный газ содержит около 10 % метана и других углеводородов, в связи с чем он имеет сравнительно высокую теплоту сгорания. Однако из-за высокой стоимости технического кислорода с экономической точки зрения этот способ менее целесообразен, чем не столь совершенные, но более дешевые способы, рассмотренные выше [6].

Сущность генераторного процесса, независимо от его вариантов (получение воздушного, водяного или смешанного газа), заключается в том, что твердое топливо превращается в газообразное при затрате некоторого количества заключающейся в нем тепловой энергии. Несмотря на эту затрату,

газификация твердого топлива является вполне рациональной и широко практикуется. Газификации могут быть подвергнуты низкосортные, малокалорийные сорта твердого топлива, а также топливные отбросы.

Генераторные газы (за исключением газа парокислородного дутья) в чистом виде для газоснабжения городов не применяются, так как имеют низкую теплоту сгорания и обладают высокой токсичностью из-за содержания в них окиси углерода.

Современные технологии газификации

В промышленном масштабе используются в основном 3 процесса газификации угля:

- в плотном слое топлива (Lurgi);
- в псевдооживленном слое топлива (Винклера);
- в перемещаемом слое топлива (Koppers-Totzek, Техасо) [3].

Газогенераторы Lurgi имеют производительность 250–1000 т/сут и рассчитаны на переработку полубитуминозных и бурых углей на паровоздушном или парокислородном дутье. Частиц размером до 6 мм должно быть менее 30 %. Однако современные способы добычи угля дают более 50 % мелочи, поэтому требуется сортировка или брикетирование угля для слоевого процесса Lurgi. Кроме того, наряду с газификацией происходит пиролиз угля, продукты которого – смола и пары – попадают в газ, что делает необходимым его очистку. В процессе с твердым шлакоудалением степень использования водяного пара составляет всего 30–40 %, что увеличивает общие затраты энергии на процесс.

В газогенераторах с кипящим слоем Винклера можно использовать частицы < 3 мм. В нем обычно применяется парокислородное дутье. Часть парокислородной смеси подается выше слоя (основная часть снизу) для газификации мелких частиц, выносимых из кипящего слоя. Интенсивный тепломассообмен обеспечивает высокую степень (90 %) газификации углерода угля. В верхней части газогенератора обычно размещаются устройства для утилизации теплоты газов и выделения из них летучей части золы. Усовершенствование процесса идет по линии повышения давления и температуры.

В газогенераторах Koppers-Totzek угольная пыль или водоугольная суспензия вводится противоточно окислителю. Соотношение пара и кислорода подбирается так, чтобы температура была более 1600 °С и шлак удалялся в жидком виде. При высоких температурах в газогенераторе смола и другие продукты разлагаются, что облегчает очистку газа. Однако высокая температура получаемого газа вынуждает устанавливать котлы-утилизаторы, которые должны работать на сильно запыленном газе. Делаются попытки усовершенствовать процесс путем повышения давления от атмосферного до 1–2 МПа.

С целью повышения теплоты сгорания генераторного газа применяется процесс его метанирования. Реакция метанирования $3\text{H}_2 + \text{CO} = \text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O}$ является экзотермической. Синтез-газ с высоким содержанием CO и H_2 , полученный в газогенераторах, подвергают метанированию в специальных реакторах с применением никелевых катализаторов. Для предотвращения спека-

ния катализатора необходимо поддерживать температуру процесса не более 750 °С, т. е. отводить избыточную теплоту. Это можно осуществить либо системой внешнего отвода теплоты, используемой для производства пара, либо внутренним охлаждением реактора путем установки теплообменника типа «труба в трубе». Реактор состоит из труб заполненных никельсодержащими гранулами (0,43 мм), через которые продувается синтез-газ давлением 3 МПа и температурой 250–300 °С. Снаружи трубы охлаждаются кипящей водой. Максимальная температура поверхности катализатора 700 °С, содержание метана в получаемом газе 83 %.

Следует отметить, что из всех работающих в настоящее время газогенераторов в мире 80 % составляют аппараты Lurgi с сухим шлакоудалением.

Модель газогенератора Марк V при внутреннем диаметре 4,7 м характеризуется такими показателями: производительность по углю – 42 т/ч, расход пара/кислорода – 80/25 т/ч, давление в газогенераторе – 2,5 МПа, температура – 1200 °С.

Построены и действуют ряд крупных полупромышленных и промышленных установок. В табл. 3.18 приведены некоторые показатели этих газогенераторных установок [3]. В Чехии успешно эксплуатируется газогенераторная станция на бурых углях ($Q_{\text{H}}^{\text{p}} = 14,5 \div 15,5$ МДж/кг), добываемых открытым способом. Производительность станции 100 тыс. м³/ч, на ней установлено 14 газогенераторов типа Skoda диаметром 3 м. Они работают на парокислородном дутье под давлением. Физическая теплота газа используется для производства пара в котлах-утилизаторах. На станции имеются кислородные установки производительностью 5,4 тыс. м³/ч кислорода, который используется в газогенераторах, а частично в сжиженном виде поставляется на другие предприятия.

Парогазовая установка с газификацией угля на ТЭС Cool Water (США) эксплуатируется с 1984 г. На установке с газификацией угля 1000 т/сут используется процесс Техасо. Уголь подается автотранспортом в 2 бункера по 600 т каждый, а затем измельчается и превращается в суспензию, которая подается в газогенератор. Последний представляет собой футерованный аппарат, расположенный под радиационным охладителем синтез-газа. Частичное сгорание угля в газогенераторе осуществляется под давлением 4,12 МПа и при температуре 1260–1540 °С с образованием газа с низшей теплотой сгорания 9,8 МДж/м³. Образовавшийся газ и шлак подаются в радиационный холодильник, в экранах которого генерируется насыщенный пар при давлении 10,98 МПа, затем газ направляется в конвективный холодильник, а шлак – в гранулятор. Охлажденный газ поступает в скруббер и далее в блок сероочистки с улавливанием 97 % сернистых соединений. Сухой очищенный газ увлажняется в сатураторе для уменьшения выхода окислов азота в процессе последующего сжигания и подается в камеру сгорания ГТУ мощностью 65 МВт. Радиационный и конвективный холодильники вместе с системой утилизации теплоты от газовой турбины вырабатывают пар для паровой турбины мощностью 55 МВт. Суммарная мощность парогазовой установки за вычетом энергии, расходуемой на турбодетандер для получения кислорода, составляет 111 МВт. Газовые выхлопы установки по содержанию вредных веществ (NO_x, CO₂ и золы) ниже ПДК.

Таблица 3.18

Некоторые показатели промышленных и полупромышленных газогенераторов за рубежом

Фирма, страна	Производительность по углю, т/ч	Производительность по газу, тыс. м ³ /ч	Теплота сгорания газа, МДж/м ³	Давление в газогенераторе, МПа	Тип газогенератора
Lurgi/Sasol I, ЮАР	539	483	–	–	Стационарный слой
Lurgi/Sasol II, III, ЮАР	1600	1100	–	–	То же
Lurgi, США: бурый уголь	530 1130	150 285	– –	– –	–»– –»–
каменный уголь	1100 1400	280 310	– –	– –	–»– –»–
Koppers-Totzek, США	330	610	–	–	В потоке
Техасо, США	7,3	11,5	12,8	3,5	То же
Техасо, Германия	6,0	12,0	10,5	4,0	–»–
Saorberg-Otto, ФРГ	11,0	22,8	13,5	2,5	–»–
КР-Kel, Германия	6–10	12–20	12,5	0,3	Кипящий слой
Distrigas, Бельгия	3,0	10,5	6,85	0,4	Стационарный слой

Газы подземной газификации угля

Суть подземной газификации углей состоит в физико-химическом превращения угля в горючие газы с помощью свободного или связанного кислорода непосредственно в угольном пласте под землей.

Существует два метода подземной газификации угля: поточный и бесшахтный (фильтрационный) [6]. На рис. 3.8 приведена схема подземной газификации поточным методом.

С поверхности земли к угольному пласту проводят две вертикальные скважины, которые в месте падения пласта переходят в две наклонные выработки. Эти выработки в нижней части соединяются между собой горизонтальным каналом, который называется огневым штреком. Участок угольного пласта, ограниченный наклонными выработками и огневым штреком, представляет собой панель для подземной газификации.

Разжигание угля в огневом штреке осуществляется горючими и легко воспламеняющимися материалами, которые зажигаются с помощью зажига-

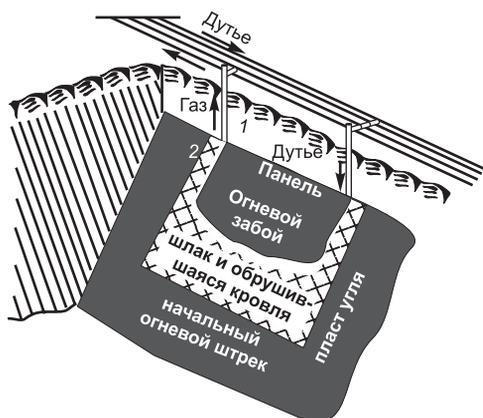


Рис. 3.8. Схема подземной газификации угля [6]:

1 – грунт; 2 – угольный пласт.

тельных патронов. Воздух, необходимый для разжигания угля и последующей газификации, подается в огневой штрек по одной из наклонных выработок. В огневом штреке, который выполняет функции реакционного пространства, проходит собственно процесс подземной газификации и образование газа, который подается на поверхность через другую выработку. На поверхности газ подвергается очистке и подается потребителю. Процесс газификации, который проходит в огневом штреке, полностью аналогичен процессу в обычном газогенераторе.

Бесшахтный метод предусматривает вместо горных выработок в угольном пласте бурение скважин с поверхности земли. Одни используются для подачи дутья в пласт, другие – для отвода газа. Образование соединительного канала по угольному пласту между пробуренными скважинами достигается с помощью огневой фильтрационной сбойки, для чего уже в процессе нагнетания воздуха проводят разжигание угольного пласта. Вследствие постепенного выгорания угля между дутьевыми и газоотводящими скважинами образуется канал, являющийся реакционной зоной. По мере газификации угольного пласта реакционные зоны перемещаются, и под действием горного давления происходит обрушение породы кровли и заполнение ими выгоревшего объема. Благодаря этому размеры и структура каналов газификации остаются на протяжении продолжительного времени относительно постоянными, что обеспечивает постоянство состава полученного газа.

Применяют две технологические схемы газификации угля при бесшахтном методе:

1) подача дутья со стороны угольного целика при отводе газа через выгазованное пространство;

2) подача дутья со стороны выгазованного пространства и отвод газа со стороны целика угля через скважины для его термической подготовки.

Как правило, подземная газификация угля применяется в том случае, когда разработка угольного месторождения шахтным способом нерентабельна.

В составе подземного газа много балласта: до 55 % азота и до 15 % углекислого газа. Горючими компонентами являются окись углерода, водород и метан. Теплота сгорания газа подземной газификации каменных углей составляет 3,2–4,4 МДж/нм³, выход газа 3500–4000 м³ из 1 т угля. Газ подземной газификации используется как топливо для котельных установок, расположенных вблизи станции подземной газификации.

При газификации бурых углей получается газ с теплотой сгорания 2,8–3,6 МДж/нм³, а его выход составляет 2000–2500 м³ из 1 т.

5. ВНУТРИЦИКЛОВАЯ ГАЗИФИКАЦИЯ УГЛЯ В ПГУ [8]

Газификатор, работающий под давлением, органически вписывается в схему тепловой электрической станции, работающей по парогазовому циклу. Это объясняется наличием в цикле необходимых для газификации угля рабочих тел – воздуха и пара.

За последние десятилетия разработка способов газификации угля в парогазовом цикле прошла путь от лабораторных исследований до их коммерческого использования.

Парогазовый цикл с газификацией угля может быть разделен на 4 ступени:

1) образование топливного газа при реагировании угля с высокотемпературным паром и воздухом (или чистым кислородом);

2) очистка полученного газа;

3) сжигание очищенного газа в газотурбинной установке для производства электроэнергии;

4) использование тепла продуктов сгорания после ГТУ и топливного газа после газификатора для производства пара с дальнейшим получением электрической энергии в паротурбинной установке.

В настоящее время различные модификации установок газификации угля в кипящем слое (по методам KPB, Westinhouse, У-газ, ВПВ, British Cool и др.), и поточной высокотемпературной газификации (по методам Тексако, ГСП, Шелл, Пренфло, Доу, ИГЦ и др.) рассматриваются как наиболее приемлемые в комбинированных энергетических циклах с газификацией угля.

Газификация угля в плотном слое

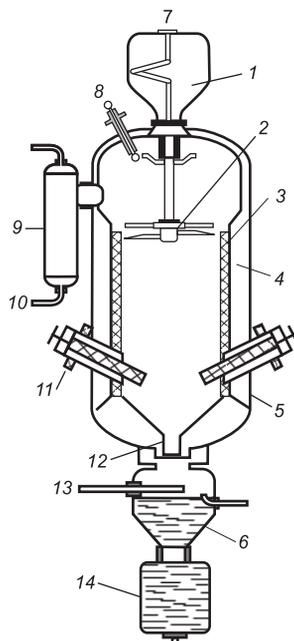
Принцип действия газификатора с плотным слоем описан в предыдущем разделе.

В настоящее время наиболее распространенными газификаторами с плотным слоем являются аппараты с противоположным направлением движения потоков угля и газифицирующего агента. Газификаторы такого вида – Wellman, Lurgi, British Gas-Lurgi, Lurgi-Pur-100.

Метод газификации Lurgi применяется на 16 заводах разных стран мира, где установлено около 200 газогенераторов такого типа. Аппараты Lurgi предназначены для получения синтез-газа (на парокислородном дутье) (рис. 3.9).

Рис. 3.9. Газификатор Lurgi компании British Gas с жидким шлакоудалением [9]:

1 – угольный затвор (бункер); 2 – распределитель угля (мешалка); 3 – огнеупорная облицовка; 4 – водяная рубашка; 5 – наружный кожух; 6 – камера гашения шлака; 7 – подача угля; 8 – привод; 9 – газовый затвор; 10 – выход газа; 11 – фурма; 12 – шлаковый затвор; 13 – циркуляция воды для тушения шлака; 14 – шлаковый затвор бункера.



Типичный газогенератор Lurgi имеет диаметр 4–5 м, высоту 7–8 м (без бункеров) и производительность по углю 600–1000 т в сутки.

Метод газификации British Gas-Lurgi является модифицированным методом Lurgi, который предназначен для газификации угля на паровоздушном дутье под давлением до 3 МПа внутри парогазового цикла на тепловых электростанциях.

5.1. Газификация угля в кипящем слое

В аппаратах с кипящим слоем за счет создания псевдоожиженного слоя удается проводить газификацию угля при температурах, меньших температуры плавления золы. Аппараты работают с сухим золоудалением. Кроме того, сера в слое может связываться как золой, так и известняком (или доломитом), вводимым в слой.

Газификаторы с кипящим слоем имеют следующие разновидности:

- со стационарным кипящим слоем;
- с расширяющимся кипящим слоем;
- с циркулирующим кипящим слоем.

Газификаторы с кипящим слоем могут работать как на воздушном, так и на кислородном дутье. Выбор дутья зависит, главным образом, от подготовки и способа подачи топлива в реактор. Когда в качестве топлива используется водоугольная суспензия (или паста), газификация производится на кислородном дутье. Когда топливо вводится в реактор сухим способом, в качестве газификационного агента используется воздух.

Высокотемпературный процесс Винклера (ВПВ) представляет собой дальнейшую разработку хорошо известного метода газификации Винклера, работающего при атмосферном давлении.

Топливо газифицируется в кипящем слое при повышенном давлении на воздушном или кислородном дутье с добавкой пара при температурах ниже точки размягчения золы. Подсушенный уголь вводится в газификатор при помощи шлюзовой системы подачи. Газифицирующий агент вводится на различных уровнях по высоте кипящего слоя и в зону пневмотранспорта.

В кипящем слое частично окисляется взвешенный углерод и после выхода летучих разлагается на высшие углеводороды. Газификация коксозольного остатка происходит как в кипящем слое, так и в надслоевом пространстве. Основная часть вышедшей из реактора пыли улавливается из необработанного газа в горячем циклоне и возвращается в кипящий слой через тракт возврата.

Собирающийся на дне реактора коксозольный остаток, содержащий непрореагировавший углерод, и зола удаляются через шлюзовую систему, расположенную под газификатором.

В 1978 году на заводе «Рейнбраунс Вектберг» была запущена пилотная установка газификации угля под давлением 1,0 МПа и производительностью 34 т сухого бурого угля в сутки. К 1985 году на этой установке было прогазифицировано более 20 000 т бурого угля.

Демонстрационная установка ВПВ, которая была запущена в 1986 г. на заводе «Берренрез» под Кельном, имела производительность 720 т сухого угля в сутки. Кроме газификатора эта установка включала оборудование переработ-

ки газа и вспомогательное оборудование для производства 37 000 м³/ч синтез-газа. Из синтез-газа производился метанол. В течение почти 40 000 часов работы установки было переработано около 950 000 т бурого угля.

В октябре 1989 года фирма Reinbraun запустила установку газификации угля с производительностью 160 т бурого угля в сутки, которая предназначалась для использования процесса ВПВ в комбинации с газовой турбиной на тепловой электростанции. Установка работала под давлением 2,5 МПа, используя в качестве газифицирующего агента как кислород/пар, так и воздух. В течение 9500 часов было переработано около 30 000 т сухого бурого угля.

По сравнению с газификатором Винклера с атмосферным кипящим слоем производительность установки с повышением давления была увеличена более чем в 10 раз. В газификаторах ВПВ 2-го поколения достигнута удельная производительность по количеству перерабатываемого сухого бурого угля 22 т/м²·ч при работе под давлением до 2,5 МПа.

Испытания показали, что проведение процесса ВПВ полностью отвечает требованиям работы на тепловой электростанции.

В Германии процесс газификации угля 2-го поколения используется по проекту КоБра на новой тепловой электростанции с парогазовым циклом. Схема ПГУ с внутрицикловой газификацией угля по способу ВПВ показана на рис. 3.10.

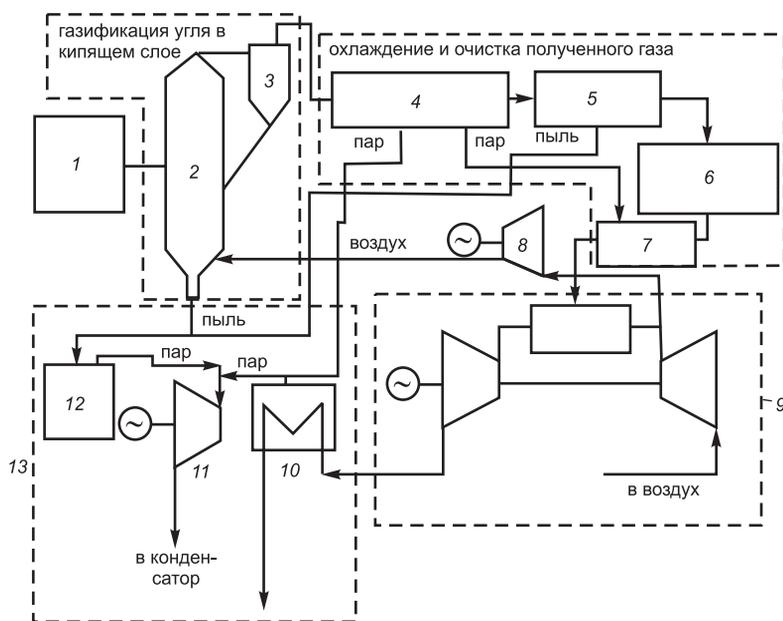


Рис. 3.10. Принципиальная схема ПГУ КоБра с внутрицикловой газификацией угля в кипящем слое по методу высокотемпературного процесса Винклера (ВПВ) [8]:

1 – разmol и сушка угля; 2 – газификатор ВПВ; 3 – циклон; 4 – охлаждение необработанного газа; 5 – пылеочистка; 6 – сероочистка и очистка от влаги; 7 – подогрев газа; 8 – компрессор; 9 – ГТУ; 10 – котел-утилизатор; 11 – паровая турбина; 12 – котел с ЦКС; 13 – ПГУ.

В указанной установке размол угля производится до размера 6 мм. Паровая сушка угля осуществляется в двух аппаратах кипящего слоя до влажности 12 %. Подача угля в реактор проводится через 3 шлюзовые системы. Коксозольный остаток выводится со дна реактора и охлаждается до 60 °С. Газогенератор рассчитан на переработку 160 тонн угля в час под давлением 2,7 МПа и имеет внутренний диаметр 3,7 м.

Охлаждение полученного газа осуществляется последовательно в двух теплообменниках (с 930 °С до 440 °С и с 440 °С до 270 °С). В них генерируется пар высокого и среднего давления. Для надежной работы газовой турбины содержание пыли в полученном газе не должно превышать 5 мг/м³, что обеспечивается за счет применения скрубберной очистки. Температура газа после скрубберной очистки 40 °С.

Для очистки газа от серы установлена холодная сероочистка с удалением капель в центробежных аппаратах. Очищенный от капель газ подогревается до 220 °С в регенеративном паровом теплообменнике и направляется в камеру сгорания газовой турбины. Выбросы вредных веществ в окружающую среду (при 15 % содержании кислорода в продуктах сгорания) составляют: SO₂ – 80 мг/м³, NO_x – 80 мг/м³, СО – 80 мг/м³, пыль – 8 мг/м³.

Электрическая мощность блока ПГУ (брутто) – 394 МВт. Из них 27 МВт вырабатываются за счет дожигания коксозольного остатка и пыли в паровом котле с ЦКС. Электрическая мощность газовой турбины – 212 МВт, паровой турбины – 182 МВт. Термический КПД ПГУ (в случае использования лигнита) – 46 %.

Газификация угля то способом КРВ. Проект ПГУ Pignone Pein

Разработчиком способа газификации угля КРВ является фирма Kellogg-Rast-Westinhouse при поддержке фирмы Foster Willer. Разработка процесса газификации угля КРВ началась в 1975 г. Прототипом установки газификации угля КРВ послужила пилотная установка фирмы Westinhouse производительностью по углю 15 т/сут. В этой установке газификация угля производилась в расширяющемся кипящем слое при температурах 960–1000 °С.

Нижняя часть реактора представляла собой цилиндр, в центр которого подавался газифицирующий агент (воздух или кислород/пар), а зола выводилось по периферии (по стенкам этого цилиндра). Реактор постепенно расширялся по направлению к выводу полученного газа.

В штате Невада (США) в строящейся парогазовой установке, используется технология газификации угля КРВ. Электрическая мощность установки – 80 МВт (нетто). В данной установке реализуется двухступенчатая высокотемпературная очистка продуктов газификации при температуре 560–590 °С: в керамических фильтрах на первой ступени и в фиксированном слое оксидов металла – на второй. Комбинированная очистка от серы в кипящем слое и горячая сероочистка обеспечат более чем 90 % связывания ее оксидов, а низкие температуры процесса и подача пара в камеру сгорания ГТУ – снижение выбросов NO_x на 94–95 %. Производительность ПГУ по углю – 800 тонн в сутки, электрическая мощность газовой турбины – 56 МВт, паровой – 30 МВт.

Исходным топливом для газификации является битуминозный уголь.

Газификация угля в ЦКС по технологии Института угольных технологий НАН Украины

Технология представляет собой двухстадийную газификацию высокозольных газовых углей в циркулирующем кипящем слое с высокой кратностью циркуляции коксозольного остатка (до 100) на воздушном дутье при повышенном (до 2,5 МПа) давлении. Газификация проводится при температурах до 1000 °С. Калорийность полученного смешанного газа – 6,7 МДж/нм³. Технология изначально разрабатывалась для использования в энергетике Украины и ориентирована на переработку энергетических высокозольных газовых углей, но может быть применена и для других видов твердого топлива.

На основе полученных экспериментальных данных было выдано техническое задание на проектирование пилотной установки для газификации и сжигания высокозольных каменных углей под давлением в ЦКС, производительность по углю 1 т/ч.

Пилотная установка предназначена для получения низкокалорийного газа с малым содержанием соединений серы и азота из угля марки ГСШ, а также для изучения и отработки процессов газификации украинских углей и отдельных узлов оборудования в условиях, приближенных к промышленному использованию. Эта установка должна включать только газификатор, работающий под давлением, без монтажа паровой и газовой турбины. Все полученное в процессе тепло передается водоводяному теплообменнику.

Кроме того, по технологии института планируется создание опытно-промышленной установки газификации угля в ЦКС под давлением для парогазовой установки электрической мощностью 30 МВт. Схема опытно-промышленной ПГУ с внутрицикловой газификацией угля показана на рис. 3.11.

Отличительными особенностями данной установки являются:

– отсутствие теплообменника-охладителя полученного

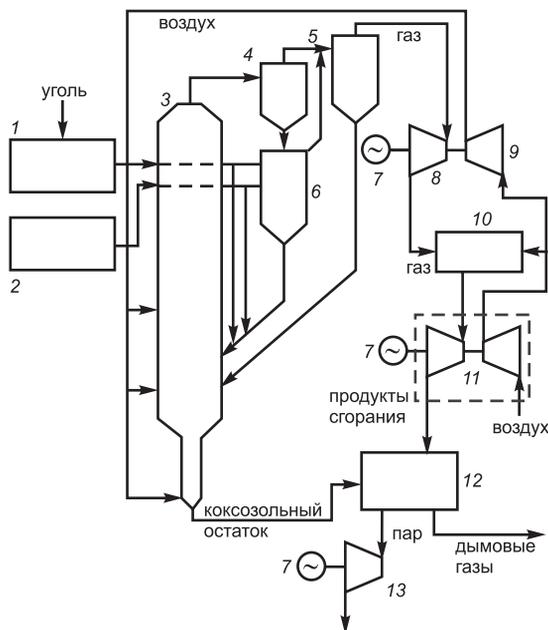


Рис. 3.11. Схема ПГУ с внутрицикловой газификацией угля в ЦКС Института угольных технологий НАН Украины [8]:

1 – подготовка угля; 2 – подготовка известняка; 3 – газификатор с ЦКС; 4, 5 – циклоны; 6 – пиролизер; 7 – генератор; 8 – газорасширительная турбина; 9 – дожимной компрессор воздуха; 10 – камера сгорания; 11 – ГТУ; 12 – комбинированный котел с ЦКС; 13 – паровая турбина.

газа и наличие газорасширительной турбины (в которой полученный газ при расширении будет охлаждаться);

– отсутствие сероочистки на выходе из газификатора (т. к. основная часть соединений серы связывается золой и известняком в кипящем слое);

– комбинация в одном котле (с циркулирующим кипящим слоем) использования тепла дымовых газов после газовой турбины и продуктов сгорания коксозольного остатка.

5.2. Газификация угля в потоке

Поточные газогенераторы подразделяются на аппараты с нисходящим и восходящим потоком. Из-за высокой температуры процесса газификации пылевидных частиц они имеют самую высокую по сравнению с другими аппаратами производительность реакционного объема. В полученном в процессе газификации газе не содержится смол и фенолов.

Для обеспечения поточной газификации угля необходимо поддерживать высокие температуры реагирования (1400–2000 °С). Поэтому большинство поточных газогенераторов работают или проектируются на кислородное или парокислородное дутье (особенно в случае использования низкорекционного твердого топлива). Из-за отсутствия возможности связывания серы в газогенераторе необходима глубокая очистка газа от сернистых соединений.

Существует несколько модификаций газификации угля в потоке. Наиболее разработанными из них являются процессы Тексако, Шелл, АВВ-Комбашн-Инжиниринг и др.

Процесс Тексако

Процесс Тексако предназначен для газификации водоугольной суспензии под давлением 3–4 МПа в высокотемпературном поточном вертикальном реакторе с подачей реагирующих компонент (водоугольной суспензии и кислорода) в верхнюю часть реактора.

Интенсивность газификации угля в этом процессе достигает 5000 кг/м³·ч. Содержание угля в водоугольной суспензии колеблется в различных установках от 70–80 % до 45–55 %. В США работают две установки Тексако на химических заводах с целью получения синтез-газа. Имеются установки подобного типа в Германии, Нидерландах и Японии. Построенная в Германии опытная установка производительностью по углю 6 т/ч послужила прототипом промышленной установки на заводе САР в г. Оберхауз-Холтене производительностью по углю 250 тыс. т/год с получением 320 млн м³ синтез-газа и 140 млн м³ водорода в год. Газификацию водоугольной суспензии с содержанием твердой фазы 65 % проводят при давлении кислорода 4 МПа и температуре 1200–1500 °С.

В течение 1986 года в результате переработки каменного угля месторождения Рур было получено 66 млн м³ газа с теплотой сгорания 10–11 МДж/м³.

Корпорация Тексако совместно с фирмой GE предложила проект ПГУ «Тампа Электрик» мощностью 260 МВт (нетто). Целью проекта является демонстрация технологии ПГУ с внутрицикловой газификацией угля в широ-

комасштабном коммерческом применении в 260 МВт энергоблоке с газификатором Тексако, а также возможностей интегрирования горячей системы сероочистки на основе титанита цинка, конвективной холодной очистки газа и разработки газовой турбины с вводом азота (от установки разделения воздуха) для повышения мощности и контроля за NO_x .

В данном проекте используется поточный газификатор, работающий под давлением на кислородном дутье для производства среднекалорийного топливного газа. Для переработки используются битуминозные и суббитуминозные угли, на основе которых приготавливается водоугольная суспензия, поступающая в газогенератор, куда также подается кислород. Жидкий шлак удаляется со дна сосуда реактора в заполняемый водой охлаждаемый бак, где он превращается в затвердевший шлак. Синтез-газ из газификатора поступает в теплообменник, а охлажденные газы – в секцию тонкой очистки от пыли. Около 50 % всего синтез-газа пропускается через плотный слой абсорбера (титанита цинка) для очистки от соединений серы. Остальной газ охлаждается дополнительно в цепочке теплообменников до того, как попасть в конвективную мокрую сероочистку, где удаляется сера. Ожидается, что комбинированная система очистки позволит получить связывание не менее 96 % серы. Очищенные газы направляются в систему комбинированного цикла для получения электроэнергии.

Котел-утилизатор использует тепло уходящих газов для производства пара высокого давления. Этот пар вместе с паром, полученным при охлаждении стенок газификатора, направляется на паровую турбину. Мощность газовых турбин – 192 МВт, паровой – 130 МВт. Термический КПД процесса составит около 42 %.

Процесс Шелл

Процесс Шелл основан на газификации сухого пылевидного угля на кислородном дутье под давлением (3 МПа) с использованием физического тепла для выработки насыщенного и перегретого водяного пара. Процесс разработан в 1974 г., для получения синтез-газа, пригодного для конверсии в жидкое состояние (рис. 3.12).

На основании данных, полученных на пилотных установках, в 1982 году были спроектированы три завода производительностью по углю 1000 т/сут, а также установка для ТЭЦ «Моэрдийк» и метанолового завода в Вильгельмсгадене. В 1987 году начато строительство демонстрационной установки для тепловой электростанции с парогазовым циклом в Хьюстоне.

Суть процесса заключается в следующем: газификации подвергается пылевидный сухой уголь в высокотемпературном потоке, создаваемом диаметрально противоположно направленными горелками на кислородном дутье с добавкой пара при температуре 1400–1700 °С под давлением 2,5–4 МПа с жидким шлакоудалением. Стенки реакционной зоны газификатора Шелл защищены радиационными поверхностями, в которых производится насыщенный пар. Сырой газ с небольшим количеством золы охлаждается в котле-утилизаторе с получением насыщенного и перегретого пара. Часть газа после очистки от пыли и компримирования идет в газификатор в качестве топлива,

а остальное количество поступает на скрубберную очистку водой от NH_3 , HCN и хлоридов.

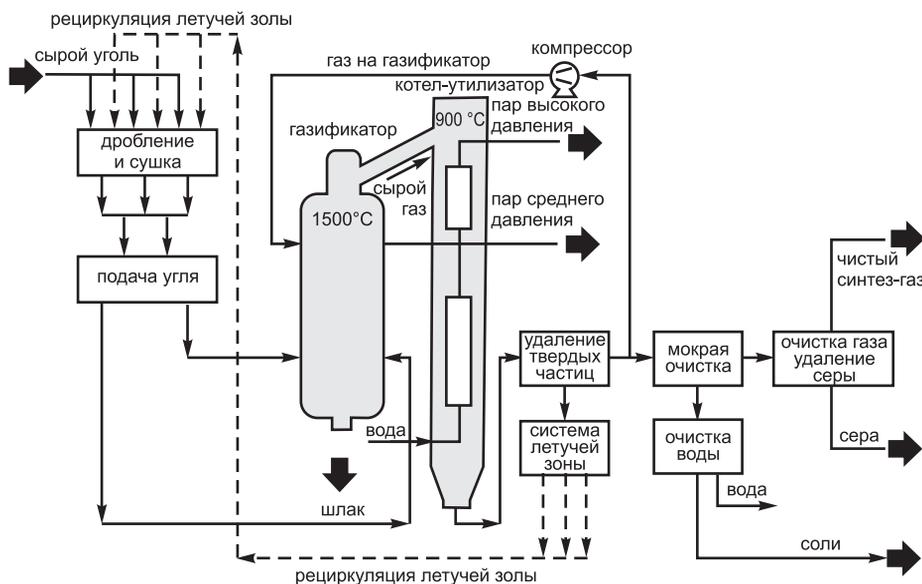


Рис. 3.12. Газификация пылевидного угля по технологии Шелл [9].

Полученный газ используется для синтеза CH_3OH , NH_3 или жидкого топлива. Соединения серы перерабатываются в процессе Клауса в элементную серу. Твердые частицы ($1\text{--}2 \text{ мг/нм}^3$) улавливаются и направляются обратно в реактор. Соединения хлора и фтора выделяются в виде солей Na, K и Ca, сточные воды проходят биоочистку. Степень конверсии углерода достигает 90 % (80–83 % энергетического потенциала угля превращается в газ, 16–18 % – в перегретый пар). Очищенный газ состоит из 65 % CO и 30 % H_2 , а также содержит CO_2 , N_2 и Ar. Сера удаляется на 98–99,5 %.

Данная технология была реализована на ТЭС «Бугенум» мощностью 253 МВт. Термический КПД электростанции 43,4 %.

Началась эксплуатация принципиально похожей системы газификации фирмы Dow Chemical производительностью 100 т/ч, пригодной для переработки каменных углей и лигнитов. Очищенный генераторный газ используется в двух ГТУ W501D5 (начальная температура газов $1100 \text{ }^\circ\text{C}$), установленных на заводской ТЭЦ фирмы; мощность каждой из них составляет 110 МВт. Фирма Dow Chemical намеревается перевод ПГУ общей мощностью 900 МВт, имеющихся на ее заводах в штатах Техас и Луизиана, с природного на синтетический газ, полученный газификацией местных лигнитов, а также сооружение в этом районе новых ПГУ общей мощностью 1,4 ГВт.

6. ШАХТНЫЙ МЕТАН

Метан угольных пластов, или, как его еще называют, шахтный метан, непрерывно выделяется в процессе метаморфизма углей, а также в процессе их добычи и переработки.

При среднем содержании метана в донецких углях $15 \text{ м}^3/\text{т}$ и сложившемся в Украине среднегодовом уровне добычи угля 80 млн т количество выделяющегося метана ($1,2 \text{ млрд м}^3$) по вкладу в парниковый эффект эквивалентно сжиганию 9 млрд м^3 природного газа в год.

В Украине шахтный метан используется уже более 40 лет, в основном для удовлетворения энергетических потребностей шахт. Возможный уровень добычи шахтного метана оценивается в $6\text{--}7 \text{ млрд м}^3/\text{год}$ [10]. Территориально месторождения шахтного метана находятся вблизи потенциальных потребителей тепловой и электрической энергии, что увеличивает перспективность его использования, в частности, в децентрализованной энергетике.

Проблема дегазации угольных полей имеет три аспекта: обеспечение безопасности проведения горных работ; добыча метана как энергоносителя; снижение выбросов метана в атмосферу.

Метан в углях находится в сорбированном на поверхности угольных частиц состоянии, а также растворенном в органике угольного вещества и в свободном состоянии в открытых и закрытых каналах и порах.

Содержание газа в угле зависит от глубины залегания пластов, степени метаморфизма углей, условий залегания (структуры) и многих других факторов. Средние значения природной метаноносности углей при переходе их от длиннопламенных и газовых до антрацитов возрастают от $8\text{--}10$ до $30\text{--}40$, а в суперантрацитах резко снижаются до минимальных значений – $0,3\text{--}0,5 \text{ м}^3/\text{т}$ сухой беззольной массы. Газоносность разрабатываемых шахтных пластов составляет $19\text{--}23 \text{ м}^3/\text{т}$.

Угольные пласты с высокой газоносностью могут рассматриваться и разрабатываться как комплексные месторождения угля и газа, так как количество выделяющегося газа в некоторых случаях приближается к $100 \text{ м}^3/\text{т}$, что в пересчете на теплотворную способность составляет более 10 % от калорийности угля.

Извлечение метана осуществляется системами подземной и поверхностной дегазации через скважины, пробуренные из подземных горных выработок и с поверхности земли. В объединении «Донецкуголь» за 10 лет из всего количества метана, выделившегося при добыче угля, 80 % было выброшено в атмосферу системами вентиляции шахт, 18 % извлечено системами подземной дегазации шахт и 2 % через скважины, пробуренные с поверхности. Метан, содержащийся в вентиляционной смеси, имеет концентрацию $0,2\text{--}0,6 \%$. Концентрация метана в полученной в процессе подземной дегазации метановоздушной смеси достигает на некоторых шахтах 60 %, но обычно находится в пределах $25\text{--}30 \%$, что ограничивает ее использование в энергетических целях.

Современная технология подземного дренирования шахтного метана основана на бурении поперек залегания слоя. В Англии эта технология начала применяться в 1950 г. Она достигла высокой эффективности после приме-

ния специально разработанных буровых установок фирмы Nusser & Grafer. В породах нормальной твердости такие установки позволяют пробурить за сутки скважину длиной 30 м при диаметре 63,5 мм. Для откачки газа применяются передвижные вакуум-насосы с пневматическим приводом, производительность которых составляет 0,188 м³/с при вакууме 13,6 кПа, или 0,144 м³/с при 82 кПа. По данным наблюдений, выполненных на 8 шахтах с углем разных сортов, производительность дренирования составляла от 0,044 м³/с до 0,465 м³/с при концентрации метана от 70 до 95 %. Данный опыт подтвердил принципиальную возможность проведения систематического дренирования метана с целью снижения его эмиссии в атмосферу шахты и для его последующей утилизации. На этих шахтах впоследствии были построены стационарные установки для доставки дренированного метана из шахты на поверхность. Экспериментально были установлены наиболее оптимальные углы наклона скважин (около 30°), расстояние между ними (около 20 м) и их длина (около 40 м).

В целом на шахтах бассейна «Ноттингемшир» эксплуатируются пять установок для дренирования шахтного метана, расположенные на поверхности, и четыре подземных. Суммарная производительность установок на поверхности составляет от 0,2 м³/с до 3 м³/с при давлении газа от 10 до 60 кПа, а их установленная мощность достигает 250 кВт. Подземные установки обеспечивают производительность от 0,2 м³/с до 1,5 м³/с при давлении газа от 10 до 40 кПа. Около 90 % дренированного метана добывается из слоев, которые имеют газосодержание от 3 до 10 м³/т угля.

В США за последние 15 лет добыча шахтного метана существенно увеличилась, при этом акцент сместился из области безопасности добычи угля в сторону промышленной добычи газа. Промышленная разработка газоносных угольных залежей, используемых в качестве источника природного газа, относится к новому направлению развития мировой практики использования углеводородов. С переходом на промышленную основу добычи метана его начинают добывать до начала проведения горных работ посредством бурения вертикальных скважин с использованием технологии гидровзрыва. Если в начале 70-х годов в США эксплуатировалось около 100 скважин, ведущих промышленную добычу метана, то к концу 1994 г. метан добывали уже из 6700 скважин с расходом этого газа около 56 млн м³ в сутки (за год 21 млрд м³).

После начала горных работ метан добывается из горизонтальных скважин в сочетании с горными работами, а вертикальные скважины бурятся уже в выработанное пространство по окончании горных работ. Около 62 % от общего объема шахтного метана добывается из скважин, которые бурятся в пространство горных выработок, при 34 % – из вертикальных скважин и только 4 % – из горизонтальных. Содержание метана, который транспортируется на поверхность, как правило, составляет 96 %. Благодаря промышленной добыче шахтного метана, стала возможной безопасная разработка наиболее газоносных слоев при значительном сокращении расходов на вентиляцию.

В 2000 г. число пробуренных скважин в США достигло 8000, объем годовой добычи составил 35 млрд м³ [10].

Одним из наиболее весомых факторов, стимулировавших начало активной добычи шахтного метана, было принятие в 1980 г. закона об альтерна-

тивных видах топлива, которым предоставлялась налоговая скидка (tax credit) приблизительно 15–20 USD/т у. т. добытого или использованного нетрадиционного ресурса.

Технология добычи газа достигла высокого уровня: скважины пробуриваются за несколько дней, процесс добычи полностью компьютеризирован, решены проблемы поддержания высокого качества газа и подключения скважин к газопроводам, а также проблемы откачки и отвода минерализованных вод. С точки зрения организационной важным является принятие законов о предоставлении льгот на начальном периоде разработки месторождений, а также тот факт, что ввиду разбросанности и сравнительно небольшой величины месторождений, их разработка осуществляется малыми компаниями.

Радикальным мероприятием по предотвращению вредного влияния на окружающую среду выбросов шахтного метана из закрытых шахт является его организованная добыча и подача в газопроводы или использование как топлива для котельных и энергоустановок. Положительный многолетний опыт утилизации шахтного метана из остановленной шахты имеется во Франции; в последние годы успешная коммерческая добыча газа из закрытых шахт осуществляется также в Германии.

Зарубежный опыт показывает, что использование шахтного метана по своей экономике может конкурировать с другими энергоносителями, не считая побочных позитивных эффектов, таких как улучшение безопасности разработки угольных слоев и улучшение экологической обстановки в окружающей среде.

Именно поэтому в тех случаях, когда концентрация метана в газе невысокая или дебит газа с высокой концентрацией метана недостаточный для его экономически оправданной транспортировки на относительно большие расстояния, шахтный метан целесообразно использовать в качестве местного энергетического топлива.

Производство тепловой и электрической энергий на шахтном метане осуществлено в Англии на комбинированной парогазовой установке на шахте «Таруорт». Суммарная электрическая мощность этой установки составляет около 14 МВт, из которых около 8 МВт генерируется двумя газовыми турбинами мощностью по 4 МВт. Газовые турбины надстроены паровыми котлами-утилизаторами.

Учитывая опыт, накопленный в США, в Англии и др. зарубежных странах, можно утверждать, что Донбасс имеет огромный потенциал по добыче шахтного метана. Перспективным направлением является его добыча в шахтах, эксплуатация которых остановлена или прекращена. Считается, что в шахте, в которой добывалось около 20 млн т угля, после ее закрытия можно извлечь еще около 70 млн м³ метана.

Следует отметить, что в результате принудительной дегазации угольных пластов добывается метано-воздушная смесь (МВС). Концентрация метана в МВС для разнообразных скважин колеблется в очень широких пределах, которые включают также и диапазон взрывоопасных концентраций. По этой причине МВС с концентрацией метана менее 25 % для утилизации не используется. Затрудняет утилизацию МВС и колебание концентрации метана и его

дебита по времени на конкретной скважине. Такие колебания на протяжении года могут составлять 15–20 % от средней величины.

В настоящее время в Донбассе добываемая МВС, утилизируется лишь при концентрации метана более 25 %. В подавляющем числе случаев утилизация производится путем сжигания метана в топках котлов шахтных котельных. В последнее время на ряде шахт Донбасса с высокой концентрацией метана в МВС (95 %) ее утилизацию осуществляют более эффективно – за счет использования этого продукта в качестве топлива для транспортных двигателей внутреннего сгорания.

На тепловой мощности котельных при их энергетической надстройке, можно получить электрическую мощность от 3 до 12 МВт. В качестве топлива для энергетической надстройки следует использовать шахтный метан. Собственные потребности шахты в электроэнергии практически полностью можно удовлетворить за счет внедрения когенерационных установок.

Предприятие «Шахта им. А. Ф. Засядько» (г. Донецк) реализует комплексную программу промышленного использования шахтного метана [11].

Фирма Dreco (Канада) поставит на шахту им. Засядько две буровые установки суммарной стоимостью 2,4 млн USD. Эти установки позволяют бурить скважины на глубину 1500 м. С помощью этого оборудования планируется до конца 2008 г. пробурить около 30 скважин.

В рамках реализации программы на восточной промплощадке построена первая очередь когенерационной газовой электростанции (КГЭС), которая предназначена для производства электрической и тепловой энергии. Основным топливом для станции является шахтный метан. Пусконаладочные работы первой очереди КГЭС завершены в 2006 г.

Первая очередь электростанции состоит из 12 когенерационных модулей фирмы GE Jenbacher (Австрия) с единичной электрической мощностью 3035 кВт и единичной тепловой мощностью 2920 кВт. Годовой объем производимой электроэнергии составит 300 000 МВт·ч, который позволит целиком обеспечить шахту электроэнергией. Всего на трех блоках станции будут работать 24 когенерационных модуля.

Реализация программы в полном объеме позволит добывать и перерабатывать около 250 млн кубических метров метана в год.

В сентябре 2006 года шахта им. Засядько продала Австрии и Японии квоты на выбросы парникового газа в рамках Киотского протокола на 2,5 млн EUR. Япония и Австрия обязались соответственно на 1,5 и 1 млн EUR поставить шахте оборудование для добычи метана и на новые блоки когенерационной электростанции.

7. БИОГАЗ

Биогаз является продуктом жизнедеятельности микроорганизмов, для которых органические отходы являются питательной средой. Он выделяется на свалках и полигонах твердых бытовых отходов (ТБО), в процессах сбраживания осадка в метатенках систем аэрации канализационных очистных сооружений, силосных ямах и колоннах, т. е. везде, где происходит микро-

биологическое разложение определенных фракций практически любых твердых и жидких органических отходов. При этом коэффициент превращения органических веществ в биогаз достигает 0,9 [6].

Биогаз с высокой эффективностью может трансформироваться в другие виды энергии: Кит при его применении в качестве топлива на газогенераторах достигает 83 %. Направления использования биогаза в мире обширны – от непосредственного сжигания в тепловых установках различной производительности до совместной выработки тепловой и электрической энергии, подпитки биогазом сетей природного газа, а также использования в качестве моторного топлива для различных видов двигателей.

Производство биогаза является одним из вариантов энергетического использования биомассы, т. е. любых органических веществ растительного и животного происхождения. Такая биомасса имеет теплоту сгорания и, следовательно, является энергоносителем. Если промышленное энергоснабжение в сельской местности не может осуществляться централизованно, то преобразование биомассы в газообразный энергоноситель может играть существенную роль. Производство биогаза из биомассы может в перспективе дать дополнительные ресурсы топлива.

Образование биогаза представляет собой природный процесс. Из органических веществ, растворенных, суспензированных или эмульгированных в воде, образуется без доступа воздуха смесь из метана и углекислого газа. При этом органика отделяется от воды. Образование метана происходит с помощью так называемых метановых бактерий. Механизм этого процесса изучен еще не до конца. Известно, что он протекает одинаково в природе и в техническом реакторе. При использовании навоза крупного рогатого скота и свиней преобразуется 25–30 % органических веществ, при использовании коммунальных сточных вод – 50–60 %. Главными компонентами биогаза являются метан и углекислый газ. Удаление CO_2 из биогаза не представляет никаких технических трудностей.

Для технического осуществления процесса получения биогаза имеется три температурных интервала ферментации, °С: криофильная область – 5–15, мезофильная – 25–30, термофильная – 50–55. Наиболее широко используется мезофильная область.

Состав и физико-химические показатели биогаза зависят от первичного сырья и технологии его производства. Теплотехнические показатели биогаза с различным содержанием метана приведена в табл. 3.19 в сопоставлении с аналогичными показателями для природного газа.

Перед применением биогаз подвергается обогащению (до уровня содержания метана в газе 95 %), очистке, сушке и сжатию, после чего газ имеет $Q_{\text{H}}^{\text{p}} = 32,4 \div 35,7$ МДж/нм³. По результатам исследований, проведенных в Швеции и Швейцарии, биогаз по экологическим характеристикам на 75 % чище дизельного топлива и на 50 % чище бензина. Продукты его сгорания практически не содержат канцерогенных веществ.

Определяется три группы способов добычи биогаза: производство биогаза из навоза и растительных остатков в фермерских хозяйствах, крупных животноводческих комплексах и птицефабриках; производство биогаза из осадков канализационных очистных сооружений; добыча биогаза на свалках и полигонах ТБО.

Таблица 3.19

Некоторые характеристики биогаза, как топлива

Состав, %		Плотность, кг/м ³	Q_n^p , МДж/м ³	Продукты сгорания			Теоретически необходимое количество воздуха, м ³ /м ³
CH ₄	CO ₂			Концентрация CO ₂ ^{max} , %	Общий объем, м ³ /м ³	Объем сухих компонентов, м ³ /м ³	
<i>Природный газ</i>							
100	0	0,78	35,7	11,8	10,5	8,5	9,5
<i>Биогаз</i>							
70	30	0,32	25,1	15,9	7,7	6,3	6,7
60	40	0,15–0,30	21,5–23*	18,2–16,0	6,3–6,7	5,1–6,0	5,7–6,2
50	50	0,10	18	20,8	5,8	4,8	4,8

* В зависимости от содержания водорода в биогазе.

7.1. Биогаз из биомассы растительного и животного происхождения

Традиционные технологии подготовки грунта в сельскохозяйственном производстве предусматривают вывоз продукта жизнедеятельности домашних животных, т. е. навоза, на поля, где он разлагается в аэробных условиях. Этот процесс проходит медленно, и органические вещества (особенно азот) могут исчезнуть из грунта до того, как будут усвоены растениями.

В специальных установках биомасса может быть преобразована в биогаз, готовый к применению как энергетическое топливо. Дегазированную биомассу (биологический ил или жидкий и твердый навоз) с большим содержанием питательных веществ в минеральной форме можно использовать в традиционном сельском хозяйстве, поскольку по составу она отвечает требованиям, предъявляемым к традиционным удобрениям. В состав дегазированного навоза входят даже некоторые полезные соединения, образующиеся в процессе анаэробного сбраживания и отсутствующие в навозе, который вывозится из ферм.

В зависимости от химического состава сырья выделяется от 350 до 500 м³ биогаза на 1 т органического вещества (по сухой массе).

Энергетический биогазовый потенциал (ЭБП) навоза с содержанием сухого вещества 3–6 % составляет 0,2–0,3 м³ CH₄ на кг органического сухого вещества (ОСВ) или 100–150 кВт·ч на тонну жидкого навоза. Вместе с тем энергопотенциал биогаза зависит от рациона животных и степени переваривания ими пищи, поэтому он изменяется в широких пределах.

Для оценочных расчетов можно использовать такие нормативные показатели биогазового потенциала навоза разных животных: 1 корова (массой 500 кг) – 7 кВт·ч/день; 1 свиноматка (150 кг) – 2 кВт·ч/день; 100 единиц домашних птиц – 1 кВт·ч/день. Так, крупный комплекс по производству свинины на 108 тыс. голов может ежегодно производить 7,5 млн м³ биогаза, что эквивалентно ~5,25 тыс. т у. т. Крупные комплексы по откормке крупного рогатого скота, а также птицефабрики могут стать благодаря реализации отходов поставщиками биогаза и удобрений.

Другие виды биомасс, которые образуются в основном на перерабатывающих предприятиях, имеют большее, по сравнению с навозом, содержание органического сухого вещества и, соответственно, более высокий энергетический потенциал (табл. 3.20).

В последние годы производство биогаза – продукта анаэробной ферментации сбраживания органических отходов (навоза, растительных отходов, сточных вод) – и его применение, как в небольших фермерских хозяйствах, так и для централизованного энергоснабжения, приобрело достаточно широкое развитие. В Китае на разных отходах работают около миллиона установок по производству биогаза. Достаточно широкое распространение получило строительство биогазовых установок в Латвии, Японии.

Таблица 3.20

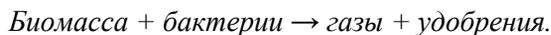
Содержание органического сухого вещества и энергетический потенциал отходов разных перерабатывающих производств

Типы перерабатывающих производств	Тип отходов	ОСВ, %	ЭБП, м ³ СН ₄ /кг ОСВ
Скотобойные	Внутренности животных	16	0,4
	Жир	36	0,58
Птицефабрика	Жир	7–40	0,61
Маслобойное производство	Белая глина	40	1,00
	Органические вещества	25	0,47
Молокозавод	Жидкий жир	7–8	0,40
	Сыворотка	4–6	0,33
Пивзавод	Барда, остатки фильтрации	10–11	0,26
Производство медицинских препаратов	Жидкие отходы	5–10	0,30
Кожный завод	Кожа, растворы	17	0,50
Переработка рыбы	Рыбные отходы	8–11	0,45
	Жир	7–20	0,55
Переработка моллюсков	Жир	20–25	0,76
Коптильное производство	Жир с осадками	8–44	0,59
Переработка картофеля	Сок	4	0,35
Производство пектина	Остатки растений	4–5	0,21

Наиболее распространенными являются фермерские (индивидуальные) и централизованные станции по производству биогаза.

Конструкция небольшого ферментатора, который может использоваться индивидуальным потребителем, достаточно простая: это тепло-гидроизолированная емкость или специально подготовленная яма, которая заполняется растворимым сырьем (влажностью 88–94 %), с гидрозатвором и колоколом-аккумулятором, причем последний плавает в нем и необходим для сбора и отвода газа.

В процессе производства биогаза посредством анаэробных (таких, которые не содержат кислорода) бактерий высокомолекулярные органические соединения распадаются на низкомолекулярные неорганические вещества:



Производительность ферментатора составляет около 1 м^3 газа в сутки с 1 м^3 его объема при температуре в нем $30\text{--}40^\circ\text{C}$. Ферментатора размерами $2 \times 2 \times 1,5 \text{ м}$ достаточно для работы двух бытовых горелок. Сырье загружается порциями 1–2 раза в сутки. Газ, который при этом отбирается, состоит в основном из метана и диоксида углерода с небольшими примесями сероводорода, азота и водорода ($60\text{--}70\%$ CH_4 ; $30\text{--}40\%$ CO_2 ; 1% H_2S , до 1% N_2 и H_2) и представляет собой горючий продукт с теплотворной способностью $Q_{\text{H}}^{\text{P}} = 21,6\text{--}25,2 \text{ МДж/нм}^3$.

Биогазовые установки могут быть как небольшими, так и рассчитанными на крупные животноводческие комплексы. В этом случае они будут решать не только энергетическую задачу (обеспечивать до 70% энергопотребления), но и, что очень важно, экологическую проблему, так как из остатка могут быть получены лишённые запаха гранулированные удобрения.

На централизованных биогазовых станциях биомасса нагревается в реакторе до температуры, при достижении которой начинается процесс образования биогаза и обеспечивается сравнительно небольшое время полного его выхода. Этот процесс обычно проходит в мезофильной ($30\text{--}40^\circ\text{C}$) или термофильной ($50\text{--}60^\circ\text{C}$) зоне реактора и продолжается $10\text{--}20$ дней.

При высоких температурах процесс проходит быстрее, поэтому время пребывания биомассы в реакторе и его объем уменьшаются.

Технологические схемы, которые базируются на термофильных процессах, обеспечивают необходимые высокие гигиенические стандарты, что имеет особенное значение при обработке сточных вод. Этого можно достичь повышением температуры до 60°C в течение, по крайней мере, четырех часов или при нагреве до 70°C в течение одного часа.

В состав централизованных биогазовых станций входят: резервуары (приемные блоки), в которых навоз и другие виды биомасс смешиваются перед подачей в реактор; реакторы, в которых дегазируется нагретая биомасса; специальные санитарные резервуары; резервуары для хранения дегазированного жидкого навоза до того, как он попадет на поля; газохранилища; газовые печи или когенерационные установки.

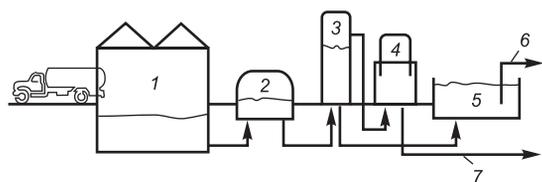


Рис. 3.13. Схема централизованной биогазовой станции [6]:

1 – приемный блок; 2 – резервуар предварительного хранения; 3 – реактор; 4 – газгольдер; 5 – хранилище дегазированного навоза; 6 – жидкий навоз для аграрных целей; 7 – биогаз.

резервуары; резервуары для хранения дегазированного жидкого навоза до того, как он попадет на поля; газохранилища; газовые печи или когенерационные установки.

На рис. 3.13 показана схема биогазовой станции с отдельным приемным блоком для твердого и жидкого навоза от нескольких ферм. Первичные продукты, которые содержат биомассу, смешиваются в ре-

зервуарах предварительного хранения.

На рис. 3.14 приведена схема размещения оборудования на небольшой централизованной биогазовой станции, которая может перерабатывать 25–40 тонн биомассы в сутки. Эта станция имеет приемный блок, помещение для производства биогаза с двумя горизонтальными реакторами общим объемом 500 м³ и резервуар для хранения биогаза с мембранным покрытием (мягким верхом).

Одной из самых крупных в мире (и одной из десяти, построенных в Дании) централизованных биогазовых станций является станция, расположенная в датском городке Лемвиг (рис. 3.15).

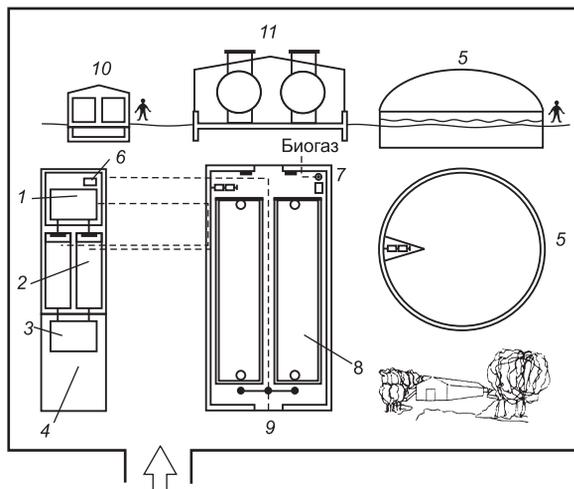


Рис. 3.14. Небольшая централизованная биогазовая станция [6]:

1 – резервуар для перемешивания; 2 – жидкий навоз; 3 – фильтр для древесных примесей; 4 – хранилище для твердых материалов; 5 – резервуар хранения биогаза; 6 – электродвигатель; 7 – печь; 8 – реактор 250 м³; 9 – насосная станция; 10 – приемный блок; 11 – реакторное отделение.

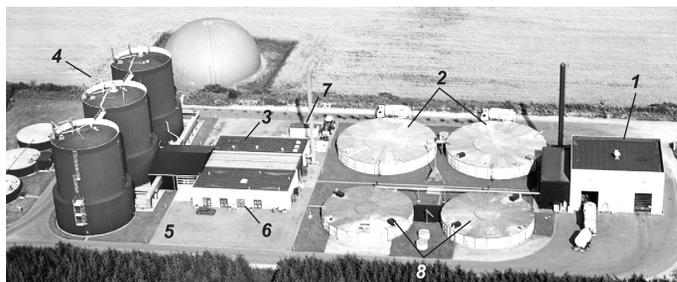


Рис. 3.15. Централизованная биогазовая станция в г. Лемвиг [6]:

1 – приемное сооружение; 2 – резервуары предварительного хранения; 3, 6 – теплообменники; 4 – реакторы; 5 – постсанитарный канал; 7 – тырса; 8 – резервуары для хранения биогаза.

Она перерабатывает навоз, получаемый из 78 ферм, и другую биомассу, всего около 440 тонн в сутки. В ее состав входят два резервуара предварительного хранения навоза объемом по 1070 м³ каждый, три реактора объемом 2600 м³ каждый, теплообменники, которые обеспечивают нагревание биомассы до 55 °С, а также два резервуара для хранения биогаза объемом 1600 м³ каждый.

На крупных птичниках суточный выход помета составляет 300 т. Его уборка и переработка становится крупной проблемой, решение которой требует больших материальных и трудовых затрат.

ВНИИгазом и Октябрьской птицефабрикой Московской области проведены исследования по производству биогаза из птичьего помета и использова-

ния его для внутривозрастных нужд [3]. В качестве основного аппарата использовался метантенк, представляющий собой цилиндрический или прямоугольный резервуар из металла или железобетона с коническим днищем и герметичным перекрытием. В верхней части резервуара размещается колпак для сбора биогаза. Перемешивание в метантенке может осуществляться либо механическими мешалками, либо с помощью насосов, забирающих ил из нижней части резервуара и подающих его в верхнюю часть. В метантенке поддерживалась температура 53–55 °С (термофильный режим), при этом выход биогаза составлял 1,4–1,5 м³ на 1 м³ объема резервуара. Низшая теплота сгорания биогаза 24,0 МДж/м³. Отработанная сброженная масса является обеззараженным органическим удобрением с высоким содержанием органики.

Получаемый биогаз может быть использован для отопления, горячего водоснабжения, а в сжатом виде – также для работы двигателей автомобилей и тракторов. Другим направлением может быть использование биогаза для производства электроэнергии на основе разработанных во ВНИИГазе автономных электростанций ЛПЭС-14.

Схема предусматривает измельчение помета и перемешивание его в баке-смесителе с жидкой фазой сброженной массы. Перемешивание в смесителе осуществляется насосом, и затем смесь подается в теплообменник. В теплообменнике по трубам движется свежая смесь, а в межтрубном пространстве находится сброженная нагретая масса. Подаваемая в теплообменник свежая смесь вытесняет из него нагретую в метантенк, а из метантенка в межтрубное пространство теплообменника поступает нагретая сброженная масса. Свежая масса поступает из птичника зимой с температурой +5 °С (летом +10 °С), а сброженная масса имеет температуру 55 °С. За сутки их температура выравнивается, и в метантенк подается смесь ~30 °С.

После теплообменника остывшая сброженная масса разделяется на жидкую и полужидкую фазы. Первая используется для приготовления смеси и как рабочее вещество для гидротранспорта помета из птичника, а вторая как удобрение.

Полученный биогаз подвергается очистке и затем частично расходуется на собственные нужды, а остальная часть направляется в газгольдер, являющийся одновременно накопителем газа и регулятором давления в сети. Из газгольдера газ поступает к газопоршневому двигателю – генератору.

При среднем поголовье птицы на Октябрьской птицефабрике 650 тыс. годовой выход биогаза от использования всего помета составит 1 млн м³ (при 20 %-ном распаде органического вещества). Этого количества газа достаточно для снабжения газовой электростанции мощностью 150 кВт, что даст возможность автономного электропитания и отопления.

7.2. Биогаз из осадков канализационных очистных станций

Общее накопление осадков сточных вод на канализационных очистных сооружениях в городах Украины составляет 80 тыс. м³/сут. После естественного, либо механического обезвоживания (до 50 %-ой влажности) количество подсушенного осадка составляет ~ 1,5 млн т/год.

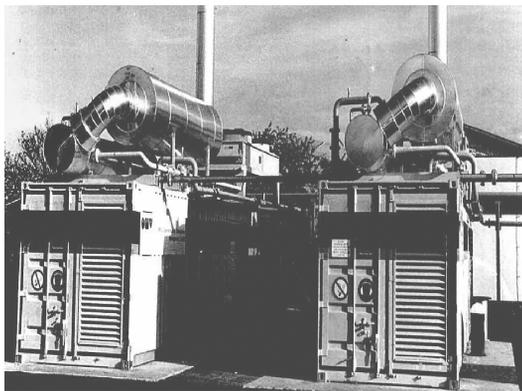
ГПД НА СТАНЦИИ ОЧИСТКИ КАНАЛИЗАЦИОННЫХ СТОКОВ



Когенерационная станция была сооружена в 1990 г. для энергоснабжения предместья г. Вердена. До этого времени в отопительной котельной ежегодно сжигалось 1,1 млн м³ биогаза, полученных при очистке канализационных стоков. Проектом предусматривалось эффективное использование биогаза для комбинированной выработки электрической энергии и теплоты для обогрева метантенков и отопления жилых зданий.

Утилизированное от двигателей тепло передается через теплообменники в близлежащую тепловую сеть для отопления порядка 200 коттеджей общей площадью 16,5 тыс. м². Часть утилизируемой теплоты поступает на обогрев метантенков станции переработки канализационных стоков. Электроэнергия, вырабатываемая на когенерационных модулях компании Jenbacher, поступает в муниципальную электросеть, но в случае аварии в сети обеспечивает работу насосных установок и другого электрооборудования станции очистки. Топливом для работы когенерационных модулей является смесь из 65 % биогаза и 35 % природного газа. На станции установлено три энергомодуля на базе газопоршневого двигателя JMS 212 GS-B/N.LC мощностью на валу 360 кВт каждый при 1500 об/мин. Двигатель четырехтактный с искровым зажиганием, 12-цилиндровый, оснащен турбонаддувом. Диаметр цилиндра 135 мм, ход поршня 145 мм.

Суммарная электрическая мощность станции 1,04 МВт; утилизируемая тепловая мощность – 1,5 МВт. Электрогенератор мощностью 585 кВА вырабатывает напряжение 400 В; $\cos \varphi = 0,8-1$. Энергомодуль контролируется автоматизированной системой управления, а работа всех датчиков анализируется специальной компьютерной программой. Экологические характеристики: выбросы NO_x (при 5 % O₂) составляют 500 мг/нм³; выбросы CO – 650 мг/нм³. Дальнейшее снижение выбросов NO_x осуществляется с помощью каталитических конверторов.



Станция с пэкеджами ГПД компании Jenbacher на полигоне ТБО Risley 4 (г. Варингтон, Англия).

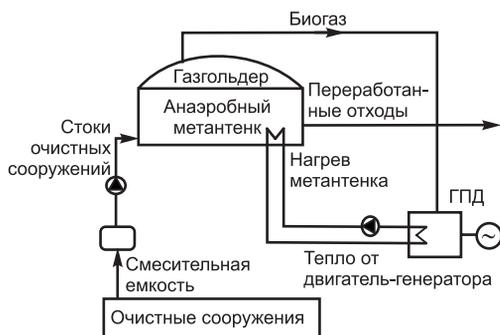


Рис. 3.16. Принципиальная схема получения и использования биогаза из стоков городских очистных сооружений.

ных схем на биогазе обеспечивает получение тепловой энергии, достаточной для поддержания температуры мезофильного сбраживания (рис. 3.16).

В зависимости от качества обрабатываемого субстрата и условий процесса состав биогаза колеблется в широких пределах:

CH_4 – 55–80 %; CO_2 – 15–45 %;

H_2 – 0–1 %; N_2 – 0–3 %;

O_2 – 0–1 %; H_2S – 0–3 %.

Показатели реальной технологии получения биогаза из осадков сточных вод приводим на примере Бортнической станции аэрации в г. Киеве.

На станции установлено 4 метантенка (в работе – 3). Метантенки монолитные. Верхняя часть метантенка – сферическая (объемом 1065 м^3), затем идет цилиндрическая часть (объемом 3400 м^3) и коническая (объемом 6300 м^3). Внутри метантенка на разных уровнях расположены трубопроводы загрузки и выгрузки осадка, а также паропроводы от инжектора, которые предназначены для подогревания осадка до режимной температуры.

Процесс брожения в метантенках – термофильный ($50\text{--}53 \text{ }^\circ\text{C}$). Он осуществляется в двух фазах:

1. Фаза – кислое или «водородное» брожение. В этой фазе из углеводов, жиров и белков получается большое количество жирных кислот и водорода, а также углекислота, спирты, аминокислоты и т. п.

2. Фаза – щелочное или «метановое» брожение осуществляется бактериями, которые способны разлагать CO_2 без солнечной энергии и хлорофила. Конечными продуктами распада углеводов и жиров являются углекислота и метан.

В результате брожения в метантенках разлагается от 40 до 60 % органических веществ. Большая их часть превращается в газ, часть – в иловую воду, а остатки органических соединений вместе с элементами золы (сброженный осадок) перекачиваются на механическое обезвоживание или на иловые поля.

Перемешивание осадков в метантенках осуществляется за счет выделяющегося биогаза. Для сбора биогаза в верхней части метантенка есть горловина и газовый колпак с двумя газовыми колонками. Образующийся биогаз постоянно

Наиболее рациональным и экономически эффективным в отечественных условиях является использование процесса анаэробного сбраживания канализационных осадков в метантенках с получением биогаза. Таким способом в Украине ежегодно может быть получено свыше 1 млн Гкал тепловой или около 700 млн кВт·ч электрической энергии. При этом система утилизации сбросного тепла выхлопных газов и охлаждающих рабочих тел двигатель-генераторов в случае организации когенерацион-

через газовые колонки отводится в газовую камеру, а затем – в газопровод и на газгольдеры.

Суточный объем биогаза на Бортнической станции аэрации составляет $80\,152\text{ м}^3$. Состав и характеристики газа: $\text{CO}_2 = 30,2\%$, $\text{O}_2 = 0,3\%$; $\text{CH}_4 = 68,3\%$; $\text{H}_2 = 1\%$; $\text{N}_2 = 0,2\%$; сероводород $\text{H}_2\text{S} = 0\div 3\%$; удельный вес биогаза $1,02\text{ кг/м}^3$; теплотворная способность – 23 МДж/нм^3 .

Использование указанного биогаза в проектируемой когенерационной установке позволит произвести около $10\text{ млн кВт}\cdot\text{ч}$ электрической энергии в год при использовании ГПД мощностью 1260 кВт , расходуя около 15% произведенного биогаза.

В недавнем прошлом производство биогаза на станциях очистки коммунальных стоков было довольно распространено в Украине, суммарный объем установленных метантенков достигал $162\,000\text{ м}^3$. Потенциальные возможности получения биогаза на канализационных очистных сооружениях (КОС) городов Украины, в зависимости от их производительности, приведены в табл. 3.21. Как видно из таблицы, суммарный объем производства биогаза может достигать около $300\text{ млн нм}^3/\text{год}$, из которых 80% производится на станциях производительностью более $50\text{ тыс. м}^3/\text{сут}$. При

Таблица 3.21
Ориентировочные расчетные данные об образовании и возможностях энергетической утилизации биогаза очистных сооружений городов Украины с населением более 40 тыс. человек

Производительность очистных сооружений по сточной воде, тыс. м ³ /сут	Количество городов Украины, где есть очистные сооружения с указанной производительностью	Общее количество сточных вод, подаваемых на очистные сооружения, городов, тыс. м ³ /сут	Расчетное количество биогаза, которое может образовываться в процессе сбраживания всего осадка сточных вод		Годовое производство товарной энергии при утилизации биогаза
			тыс. нм ³ /сут	тыс. нм ³ /год	
10–20	40	545,0	41,42	15 118	тепловая энергия, тыс. Гкал электрическая энергия, млн кВт·ч
21–50	33	1 097,2	83,39	30 437	60,472 24,19
51–100	16	1 125,2	85,52	31 215	121,748 48,70
101–200	16	2 202,2	167,37	61 090	142,86 49,94
201–500	6	2237,0	170,0	62 050	244,36 97,74
501–1000	3	2136,0	163,04	59 514	248,20 111,69
больше 1000	1	1400,0	107,22	39 131	237,936 113,10
Всего	115	10 742,6	817,96	298 555	156,644 74,33 1212,22 519,69

утилизации этого количества биогаза можно выработать за год более 1200 тыс. Гкал тепловой энергии или 520 млн кВт·ч электрической энергии.

Действующие метантенки есть всего в 7 городах Украины. Фактическая выработка биогаза в действующих метантенках (2000 г.), составляла всего 29 тыс. $\text{нм}^3/\text{ч}$ (т. е. $< 10\%$ от потенциальной возможности).

По статистическим данным, на очистку 1000 м^3 стоков расходуется в среднем $199,3 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$ электроэнергии. Если сравнить эти затраты с потенциальной выработкой электроэнергии с 1000 м^3 стоков – около $133 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$, (по данным табл. 3.21), то можно отметить, что затраты электроэнергии на очистку почти на 70% могут быть компенсированы выработкой собственной электроэнергии в когенерационных установках, работающих на биогазе.

Мировой опыт применения таких технологий свидетельствует об их рентабельности и перспективности.

7.3. Биогаз из полигонов ТБО (свалочный газ) [12]

Некоторые развитые страны, особенно с ограниченной территорией (Швейцария, Япония и др.), мусор и даже осадки сточных вод сжигают. Сжигание ТБО нуждается в использовании сложных и затратных технологий очистки продуктов сгорания от тяжелых металлов, вредных газов (SO_2 , CO) и других примесей. Однако в настоящее время более перспективным является складирование муниципальных отходов на полигонах ТБО с последующим использованием образующегося на полигонах свалочного газа. Газогенерирующая способность полигонов и свалок ТБО позволяет рассматривать их как перспективные объекты получения дополнительного топлива. Первоначально в толще тела свалки происходят аэробные процессы разложения ТБО, продуктами которых являются двуокись углерода, нитраты и вода. По мере истощения запасов кислорода в порах складированных ТБО начинают происходить анаэробные процессы, которые идут крайне медленно, в основном, в органических отходах. Продуктами анаэробного распада являются более простые органические кислоты, сернистые соединения железа, марганца, водорода, аммиак, двуокись углерода, азот и вода. При этом образуются продукты дыхания микрофлоры (углекислый газ, пары воды, метан, сероводород), которые в совокупности образуют *биогаз*. Наблюдается определенная закономерность активного газообразования в зависимости от возраста отходов, количества в них органической части, плотности и влажности.

Извлечение из толщи отходов биогаза имеет явный положительный эколого-экономический эффект. В сырьевом биогазе содержится в среднем 65% метана и 35% CO_2 , влаги и других примесей. Метан в $7\text{--}10$ раз опаснее диоксида углерода с точки зрения развития парникового эффекта.

Реальное проектирование системы сбора и утилизации биогаза опирается на оценку газогенерирующей способности тела свалки или полигона ТБО. Причем, при работе с длительно существующими полигонами (когда зачастую отсутствуют данные даже о количествах отходов и их морфологии) важна как можно более точная оценка аккумулированного толщей отходов биогаза и перспектив его дальнейшей генерации.

Наиболее эффективный способ сокращения выхода в атмосферу метана из свалок и полигонов – это его сбор и использование.

Образование свалочного газа из ТБО на свалках и полигонах имеет свои особенности. После санитарного захоронения в толще свалочных отложений преобладают анаэробные микробиологические процессы, а микробиологическое окисление происходит лишь в самом верхнем аэрированном слое грунта (толщиной не более одного метра). В анаэробной зоне наблюдается повышенная температура: обычно она составляет 25–35 °С, а на отдельных поверхностных участках доходит до 50–55 °С. Свалочный газ образуется как на обычных, так и на санитарных свалках, однако при санитарном захоронении его образуется больше.

Согласно с нормами, принятыми в Европейском Сообществе, средний состав ТБО такой (в % сухого вещества): пищевые отходы – 20–50, дворовые отходы – 12–18, бумага и картон – 20–42, текстиль – 1–6, стекло – 4–12, металлы – 3–12, другие неорганические отходы – 1–20. В последние годы в составе ТБО выросла их органическая часть, в первую очередь за счет упаковочных материалов, таких, как бумага и картон, что приводит к увеличению количества свалочного газа. Среднее значение количества биологически разлагающегося органического вещества в ТБО – 75 % от массы сухих отходов (при средней влажности ТБО ~ 35 %). Средняя плотность ТБО в местах их сбора – 140–180 кг/м³, после механического уплотнения она повышается до 600–800 кг/м³. В ряде стран ТБО во время захоронения уплотняют до 900–1000 кг/м³, что позволяет не только более эффективно использовать объем полигона и продлить срок его службы, но и обеспечить более раннее образование метана и его стабильный выход в течение многих лет.

В процессе функционирования свалок жизнедеятельность разнообразной микрофлоры приводит к глубокой анаэробной минерализации органических веществ свалки и к образованию биогаза, состав которого подобен тому, который получают при твердофазной ферментации животных и растительных отходов. В его состав входят 40–60 % метана, 30–45 % углекислого газа, 2–5 % азота и примеси. Теплота сгорания свалочного газа – 17–20 МДж/нм³.

В соответствии с теоретическими расчетами биологическое разложение 1 т ТБО дает около 400 м³ свалочного газа, который содержит до 55 % метана. С учетом конкретных условий, связанных с неполным разложением всей органической массы, и ограниченными возможностями полного изъятия образовавшегося газа, реально можно рассчитывать на выход из 1 т ТБО 100 м³ свалочного газа с содержанием метана 55 %.

С учетом того, что органические вещества разлагаются на свалках приблизительно в течение 20 лет, при среднем выходе свалочного газа 100 м³ с 1 т ТБО средняя скорость его выхода составляет около 5 м³/т ТБО за год. При этом активное газообразование в толще складированных отходов начинается приблизительно с третьего года от момента начала складирования и продолжается 10–15 лет, после чего процесс замедляется.

Наиболее распространенная система извлечения свалочного газа состоит из сети вертикальных скважин, связанных вместе горизонтальными трубами, которые собирают получаемый свалочный газ и передают его в оборудование для коммерческого использования (рис. 3.17).

Внутри вертикальной скважины, выполняемой в слое ТБО, помещена пластиковая труба диаметром 12–25 см. Труба перфорирована прорезями в виде щелей шириной 3–6 мм от нижнего конца до расстояния 3–5 м от верха насыпи.

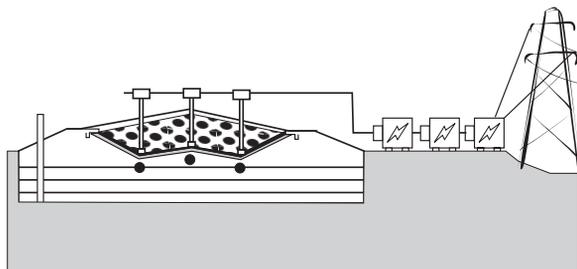


Рис. 3.17. Принципиальная схема добычи, сбора и утилизации свалочного газа [12].

Диаметр скважины – 0,6–1,2 м, глубина – минимум 7 м и соответствует 50–90 % толщины слоя ТБО. Объем скважины вокруг перфорированной сборной трубы засыпан гравием. Верхние 0,5 м скважины уплотнены бетоном или глиной с целью предотвращения притока атмосферного воздуха в скважину и утечки в атмосферу свалочного газа.

Скважины могут сооружаться постепенно, по мере заполнения отходами работающей свалки. В последнем случае на свалке устанавливаются стальные трубы большого диаметра, в каждой из которых помещается перфорированная труба для извлечения свалочного газа. Расстояние между трубами заполняется гравием, обломками кирпича. После того, как насыпается слой свалки высотой 2–5 м, стальные трубы поднимаются, а после заполнения свалки они удаляются. Благодаря горизонтальной связи вертикальных скважин в нижней их части, предусмотренной заранее (в начале заполнения слоя ТБО), извлечение свалочного газа может начаться уже во время заполнения свалки.

Радиус влияния скважины для откачки свалочного газа изменяется в пределах 8–80 м со средним значением 30–35 м. Расстояние между скважинами не должно быть меньше удвоенного радиуса влияния. В зависимости от местных условий скорость откачки свалочного газа из одной скважины составляет от 5–50 до 250 м³/ч.

Если система сбора газа устанавливается при заполнении свалки, предпочтительна сеть горизонтальных труб для его откачки. Горизонтальные системы для извлечения свалочного газа могут быть размещены в поверхностных частях свалки под верхней частью засыпанных отходов, т. к. свалочный газ перемещается по направлению к поверхности свалки. На глубоких свалках для увеличения влияния всасывания совместно используют вертикальные скважины и горизонтальные трубы. Если массив свалки имеет верхнее покрытие, могут быть установлены также системы поверхностного сбора.

Свалка оседает на 5–20 и даже до 30–35 % ее глубины. Поэтому скважины для извлечения свалочного газа соединяют с коллектором при помощи гибкого соединения. Наиболее широко используемым материалом для сбора свалочного газа является полиэтилен низкого давления (для наземного и подземного использования) и поливинилхлорид (для подземного использования).

Свалочный газ является потенциальным источником коррозии вследствие содержания в нем хлористых соединений. Для предотвращения этого его очищают, например, в фильтре с активированным древесным углем. Чтобы эффективно защитить оборудование от коррозии общее содержание хлора в свалочном газе необходимо снизить до 50 мг/м³. Сероводород, как правило, также должен быть удален из свалочного газа для достижения приемлемых экологических показателей установки. Как показывает опыт эксплуатации,

проблемы обеспечения надежности ГПД, работающих на свалочном газе вполне разрешимы. Так, например, до октября 1995 г. газовый двигатель МАН типа Е 254 наработал 100 тыс. ч на биогазе со свалки в Нидерландах. Газовый двигатель работал почти непрерывно с января 1984 г. и выработал 15 000 МВт·ч электроэнергии и 24 000 МВт·ч тепла.

Производство биогаза из отходов биомассы промышленного, сельскохозяйственного и бытового происхождения осуществляется во многих странах. Количество ТБО, которые захоранивают на свалках и полигонах в Нидерландах, составляет 45–55 %; в США – 62–85 %; в Канаде – 93–96 %; в России – 97 %.

Одно из первых в мире производств биогаза было организовано на полигоне «Стоун» США площадью 40 га с объемом отходов 10 млн м³ и толщиной захоронения от 25 до 45 м. Установка производила газ в количестве 7500 м³/ч с содержанием метана 50 %. В Рейкьявике (Исландия) с загородной свалки органических отходов собирают до 500 м³ газа в час. После очистки, обогащения и сжатия газ, содержащий до 98 % метана, закачивается в транспортные контейнеры, которые направляются потребителю для заправки автомобилей.

Объемы биогаза, добываемого и утилизируемого в западных странах: США – 500, Германия – 400, Великобритания – 200, Нидерланды – 50, Франция – 40, Италия – 35 и Дания – 5 млн м³ в год. Общий объем годовой газодобычи и утилизации свалочного газа в мире превышает 1,2 млрд м³, что эквивалентно 429 тыс. тонн метана.

По состоянию на 1992 год в мире находилась в эксплуатации 481 система сбора биогаза из свалок общей производительностью около 5,2 млрд м³/год.

Биогаз, полученный на свалке, можно непосредственно использовать как топливо для котлов и печей, а после соответствующей очистки – как топливо для газовых ДВС и газовых турбин.

Одна из наибольших свалок находится в Шотландии возле Глазго. На ней установлены ГПД фирмы Caterpillar G3516 V16, мощностью 1 МВт каждый, работающие на биогазе с концентрацией метана 35 %. Общая установленная мощность газопоршневых генераторов на полигоне составляет 12 МВт, достаточная для электроснабжения 20 000 домов.

В Англии на биогазе работает свыше 200 ГПД, из них 120 – на полигонах ТБО.

Добыча биогаза на свалках и полигонах и развитие технологий его применения приобрели наибольшее распространение в Дании. Одним из примеров практической реализации установок для использования свалочного газа в этой стране может служить установка, построенная в г. Дыбдале (рис. 3.18).

Технологической схемой установки предусмотрен отвод свалочного газа через вертикальные скважины, которые были выполнены как во время заполнения свалок, так и после захоронения мусора. Газ используется в газовом двигателе, связанном с генератором, который производит энергию для местной электросети. Тепло, которое образуется за счет охлаждения двигателя и отработанных газов, используется для теплоснабжения.

Общая характеристика установки в Дыбдали: площадь свалки 26 тыс. м²; глубина слоя ТБО – 15–25 м; объем ТБО – 380 тыс. м³; производительность по свалочному газу – 120 м³/час; электрическая мощность, которая производится установкой – 170 кВт; тепловая мощность – 280 кВт.

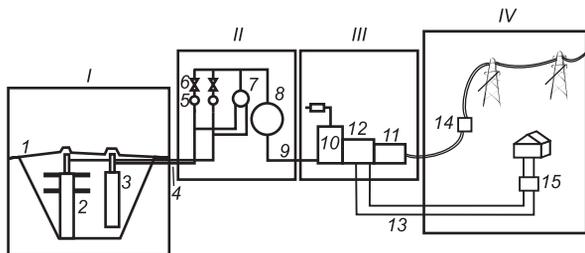


Рис. 3.18. Технологическая схема использования свалочного газа на свалке в г. Дыбдале (Дания):

I – свалка; *II* – регулирующая/компрессорная станция; *III* – газовый двигатель и электрогенератор; *IV* – потребитель тепловой и электрической энергии; 1 – покрывающий слой грунта; 2 – фашина (пучок прутьев); 3 – скважина; 4 – откачивающая труба; 5 – расходомер; 6 – контрольный клапан; 7 – газоанализатор метана; 8 – газодувка; 9 – нагнетающая труба; 10 – газовый двигатель; 11 – электрогенератор; 12 – теплообменник; 13 – теплосеть; 14 – трансформатор; 15 – теплообменник.

газа используется в газотурбинном двигателе непосредственно для выработки электроэнергии. Отработанные в ГТД газы подаются в газоход парового котла.

Газотурбинный двигатель потребляет за год: 243 ТДж природного газа, 200 ТДж свалочного газа, 7 ТДж керосина. Он производит около 25 500 МВт·ч электроэнергии в год. Паровой котел потребляет за год: 211 ТДж природного газа, 253 ТДж свалочного газа, 770 ТДж мазута. Котел производит 445 тыс. т/год водяного пара. Для производства 41 000 МВт·ч/год электроэнергии в паровой турбине используется 36 т/ч пара из общего его количества в 53 т/ч. Практически вся энергия, выработанная установкой, используется на фабрике, покрывая ее основные потребности как в теплоте, так и в электроэнергии. Эта установка полностью окупилась за четыре года.

Газовые турбины для выработки электроэнергии из свалочного газа рационально использовать при достаточно высокой добыче газа, по меньшей мере 1000 м³/ч (мощность 2 МВт_э).

Рассмотренные технологии получения и использования свалочного газа являются вполне применимыми и перспективными и для Украины. Из 656 свалок ТБО только 140 свалок можно рассматривать как полигоны ТБО, пригодные для добычи и использования свалочного газа, из них 90 очень большие, на них размещается до 30 % всех ТБО Украины. Именно эти полигоны являются наиболее рентабельными для добычи и использования свалочного газа. Как уже отмечалось выше выход свалочного газа, пригодного для сбора и использования, составляет 5 м³/т ТБО в год на протяжении 20 лет, при содержании метана 55 % (теплотворная способность – 19,8 МДж/м³). Следовательно, потенциал добычи свалочного газа в Украине составляет около 400 млн м³/год, что эквивалентно экономии около 0,3 млн т условного топлива в год.

Указанный потенциал добычи свалочного газа по мере исчерпания ресурса свалок (20 лет) будет постепенно снижаться. Однако, этот процесс будет ком-

Проект обеспечения всех потребностей в энергии картонной фабрики за счет свалочного газа реализован в Великобритании. Свалка в Авели занимает 24 га, на ней размещено около 3 млн м³ ТБО. Свалочный газ с содержанием метана в количестве 48 % используется на картонной фабрике, которая расположена в 4 км от свалки. Часть его сжигается в паровом котле; полученный пар используется для производства электроэнергии в турбогенераторе, а горячая вода – для технологических нужд фабрики. Другая часть

пенсироваться строительством новых свалок ТБО: города Украины производят за год около 40 млн м³ ТБО или примерно 16,5 млн т, из которых ~ 90 % захоранивают на свалках. Это позволит производить около 75 млн м³ свалочного газа, что эквивалентно 0,42 млн м³ природного газа.

Украина делает первые шаги на пути использования свалочных газов. На городском полигоне ТБО г. Житомира создана система сбора свалочного газа. Она охватывает 10 га закрытой свалки бытовых отходов и включает в себя 11 скважин с размещенными в них перфорированными трубами, соединенными в коллектор. Дебет свалки составляет около 120 м³ газа в час.

Устройство отбора может обеспечить получение свыше 1 млн м³ биогаза в год, что по теплоте сгорания равноценно восьми железнодорожным цистернам дизельного топлива емкостью 60 т. Полигон ТБО такого масштаба выделяет биогаз в течение 20 лет.

На Луганском полигоне твердых бытовых отходов, где содержится 1,6 млн т ТБО, возможна рентабельная утилизация свалочного газа путем установки газопоршневого двигатель-генератора мощностью 2 МВт. Характеристики такой мини-электростанции приводятся в табл. 3.22. Согласно расчетам срок окупаемости проекта составляет 2–4,6 года при использовании двигателей украинского и зарубежного производства соответственно.

Таблица 3.22

Характеристики электростанции, работающей на свалочном газе

Показатель	Украинские двигатели «Первомайскдизельмаш»	Двигатели Caterpillar (США)
Объем полигона, м ³	2 000 000	2 000 000
Выход свалочного газа, м ³ /год	8 000 000	8 000 000
Низшая теплотворная способность газа, МДж/нм ³	18	18
Установленная мощность мини-электростанции, кВт	2×1000	2×1000
Себестоимость вырабатываемой электроэнергии, USD/кВт·ч	0,007	0,016
Внутренняя норма рентабельности, %	39	17

8. ТОПЛИВНЫЕ ДОЖИМНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Как уже отмечалось ранее, выбор схемы и состава оборудования когенерационной установки в большой степени определяется видом газообразного топлива и его давлением. Если для котельного оборудования этот вопрос не стоит так остро, то для энергетического двигателя давление топливного газа является одним из определяющих факторов.

В большинстве случаев строительство когенерационных установок планируется на объектах коммунального теплоснабжения и промышленных предпри-

тиях, расположенных в населенных пунктах, для которых природный газ поставляется по условиям безопасности при давлении менее 0,6 МПа. Другие (нетрадиционные) виды газообразного топлива (шахтный метан, попутный нефтяной и синтетический газ, продукты газификации угля, доменный и коксовый газ и т. п.) производятся или добываются при давлении, лишь незначительно превосходящем атмосферное. Непосредственное сжигание природного газа и указанных нетрадиционных топлив при давлениях близких к атмосферному возможно лишь в газопоршневых двигателях, что и предопределило их преимущественное использование в когенерационных схемах для муниципального теплоснабжения.

Для когенерационных установок средней и большой мощности, создаваемых, как правило, на промышленных предприятиях с использованием газотурбинных установок малой и средней мощности, топливный газ должен иметь давление, превышающее давление воздуха за цикловым компрессором ГТУ, составляющим от 1,2 до 2,5 и выше МПа. Это обеспечивается либо за счет подвода газопровода от ГРС соответствующего давления (для ГТУ большой мощности), либо за счет компримирования газа до требуемого давления при помощи топливного дожимного компрессора (ДК).

Является вполне очевидным, что использование ДК увеличивает затраты энергии на собственные нужды, а также стоимость сооружения КОУ. Поэтому выбор компрессора и его оптимальных характеристик является весьма важной задачей при проектировании когенерационной установки [13].

В зависимости от существующих нормативов и принятых проектных решений используется либо общестанционная дожимная компрессорная станция, либо индивидуальный дожимной компрессор для каждой из ГТУ.

Необходимое давление газа перед ГТУ определяется для условий максимальной степени повышения давления воздуха в компрессоре ГТУ с учетом сопротивления газового тракта, соответствующего технологического запаса по давлению, и оговаривается производителем ГТУ. Анализ ряда ГТУ показывает, что при определении расхода энергии, необходимой для привода дожимного компрессора, требуемое давление газа после ДК, можно оценить по формуле:

$$p_r = (1,2 \div 1,4) p_k^{\max}, \quad (3.4)$$

где p_k^{\max} – максимально возможное давление сжатого воздуха за компрессором ГТУ в процессе ее эксплуатации. В большинстве современных газотурбинных установок оно не превышает 3 МПа.

Требуемое давление p_r , независимо от режима работы энергетической установки, поддерживают стабильным для любого варианта принятой схемы газоснабжения. Давление топлива перед дожимным компрессором должно быть выше атмосферного и определяется давлением газа на ГРП электростанции. Различают следующие основные типы дожимного компрессорного оборудования: турбокомпрессоры (осевые, центробежные), поршневые и винтовые компрессоры. Структура этих агрегатов может быть одно- или многоступенчатой, с промежуточным охлаждением сжимаемого газа или без охлаждения в зависимости от конечного давления топлива и его состава. Если позволяют условия эксплуатации, для охлаждения газа и повышения степени сжатия в одной ступени в компрессор может впрыскиваться жидкость, например, вода.

Промежуточное охлаждение сжимаемого топлива в многоступенчатых ДК снижает удельную работу сжатия и повышает надежность эксплуатации. Вместе с тем оно увеличивает расход электроэнергии на привод насосов и вентиляторов системы охлаждения, т. е. повышает расход электроэнергии на собственные нужды. Температура сжатого топливного газа после ДК должна быть на 10–15 °С выше точки росы, что исключает содержание в нем жидких компонентов и коррозию элементов системы. Охлаждение газа после компрессора или его дополнительный подогрев определяется требуемой температурой топлива перед камерами сгорания ГТУ. Она зависит от их конструкции и способа подготовки и сжигания этого топлива (диффузионные горелки, горелки с предварительной подготовкой обедненной топливовоздушной смеси и т. п.). Эта температура оговаривается фирмой производителем ГТУ и может достигать до 150–200 °С. В процессе эксплуатации ее поддерживают постоянной.

Тип привода ДК зависит от его потребляемой мощности и места расположения ГТУ, которую он обслуживает. При небольших и средних мощностях применяют электрический привод, а при больших мощностях – двигатель внутреннего сгорания или газотурбинный привод. Для регулирования давления топливного газа и производительности ДК с электроприводом рекомендуется применять частотное регулирование мощности.

8.1. Поршневые компрессоры

Поршневые дожимные компрессоры обычно используются для энергетических ГТУ мощностью до 25 МВт. Агрегаты этого типа, как правило, имеют общий коленчатый вал и противоположно перемещающиеся поршни. Поршень приводится в движение фиксированным штоком, который проходит через сальниковую коробку. Головка поршня соединена с коленвалом через шатун. Таким образом, цилиндр отделен от картера блоком сальниковых уплотнений, а масло в картере не соприкасается с газом. Цилиндр может быть как одиночного, так и двойного действия (рис. 3.19). Общее число цилиндров в таких компрессорах составляет от двух до 10. Они могут включаться по ходу сжимаемого газа как параллельно, так и последовательно. В этих компрессорах степень повышения давления достигает 200, производительность $100-1 \cdot 10^4 \text{ м}^3/\text{ч}$.

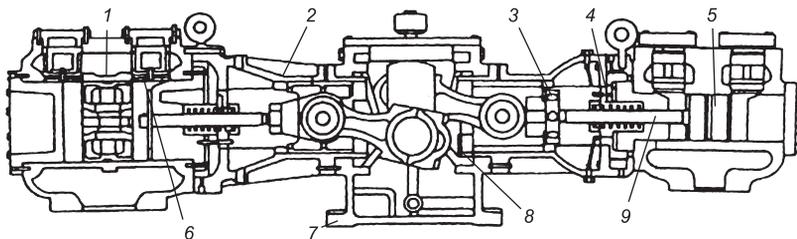


Рис. 3.19. Поршневой компрессор со сбалансированной горизонтальной противорасположенной конфигурацией цилиндров [13]:

1 – цилиндр; 2 – направляющая головка цилиндра; 3 – балансирующая гайка; 4 – сальник; 5 – поршень; 6 – всасывающий клапан; 7 – тяжелая рама; 8 – шатун; 9 – шток.

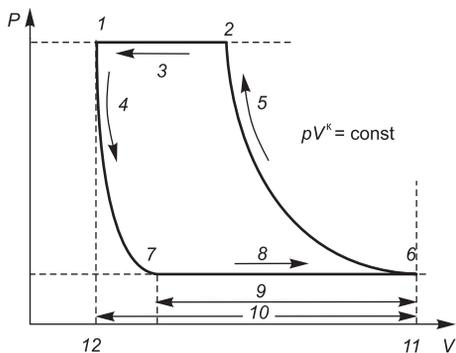


Рис. 3.20. PV -диаграмма поршневого ДК [13]:

1 – выход газа закрыт; 2 – выход газа открыт; 3 – выход сжатого газа в линию нагнетания; 4 – расширение; 5 – сжатие; 6 – вход газа закрыт; 7 – вход газа открыт; 8 – всасывание газа; 9 – доля объемной производительности (эффективность); 10 – 100 %-ное вытеснение газа; 11, 12 – соответственно нижняя и верхняя «мертвые точки».

(рис. 3.21), причем после последней ступени он может охлаждаться до температуры, с которой подается в энергетическую установку.

Охладители газа выполняются либо трубчатыми водяного типа, либо с принудительным воздушным охлаждением с применением вентилятора. В дожимных компрессорах большой производительности используют водяные охладители, которые более компактны.

Тяжелые углеводороды и водяные пары в процессе сжатия и охлаждения образуют конденсат. Скруббер, расположенный после каждой ступени компрессии, собирает конденсат и смазочное масло от цилиндров, и далее эти жидкости выносятся в коллекторную систему (рис. 3.21).

В случае, если давление нагнетания поднимается выше определенного значения (независимо от причины), мощность на привод компрессора увеличивается, а межступенчатые параметры изменяются. Более высокое давление на выходе ступени приводит к более высоким температурам газа и нагрузке на шток поршня. Поэтому для защиты компрессора каждая его ступень оснащена перепускным клапаном на стороне нагнетания и индикатором превышения температуры на выходе с подачей сигнала на останов компрессора. Плотность газа и давление на выходе компрессора изменяются прямо пропорционально изменению давления газа на входе. Поэтому дожимные поршневые компрессоры оснащаются входным регулировочным клапаном, который поддерживает давление на входе постоянным. Это предотвращает влияние колебания начального давления на производительность компрессора.

Поршневые компрессоры не могут саморегулироваться по производительности в зависимости от заданного давления нагнетания, поэтому существует реальная потребность в принудительном регулировании расхода на таких маши-

Поршневой дожимной компрессор является машиной объемного типа, которая работает с фиксированным объемом. В процессе работы он забирает некоторое количество газа из всасывающей линии, сжимает его и выдает в линию нагнетания (рис. 3.20). Имеют место два критических ограничения работы компрессора: максимальное рабочее давление (перенапряжение) и температура каждого цилиндра (износ и термическая нагрузка). Температура газа на выходе из цилиндра представляет собой функцию давления в цилиндре. Для предотвращения излишних затрат на техобслуживание температуру газа ограничивают $150\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Уровень допустимой температуры газа после сжатия в цилиндре определяет количество ступеней компрессии. После каждой из них газ охлаждается для дальнейшего сжатия

нах. Одним из простейших методов управления производительностью поршневого компрессора является рециркуляция газа (рис. 3.21). Для сокращения расхода нагнетаемого газа к потребителю открывают линию байпаса, и избыточный поток перенаправляют обратно на сторону подвода газа. Недостатком данного метода управления является его неэффективность. Компрессор постоянно работает со 100 %-ной нагрузкой, даже в том случае, когда расход потребляемого газа низок, или равен нулю. Поэтому указанный метод используется для тонкой регулировки производительности или для разгрузки при запуске компрессора.

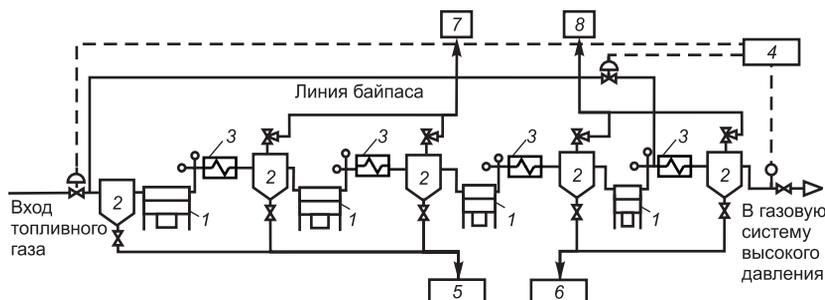


Рис. 3.21. Технологическая схема газовой компрессорной системы с агрегатами поршневого типа [13]:

1 – ступень компрессии (поршневой компрессор); 2 – скруббер; 3 – охладитель газа; 4 – блок управления компрессорами; 5, 6 – к дренажу соответственно низкого или высокого давления; 7, 8 – к каналу продувки соответственно низкого или высокого давления.

Регулировать производительность компрессора можно также используя дросселирование потока газа на входе. Если остальные параметры газа поддерживаются постоянными, то в результате дросселирования снижается плотность газа и уменьшается его массовый расход. Этот метод связан с увеличением входных температур и с большей нагрузкой на шток поршня из-за возрастания перепадов давлений.

Распространенным способом снижения производительности поршневого дожимного компрессора является использование так называемых зазорных карманов – пустых объемов с клапанным проходом в полость цилиндра. Они имеют изменяемый объем за счет перемещения регулирующего поршня, приводимого вручную при помощи маховика, перемещающего поршень.

Конструкция поршневых дожимных компрессоров позволяет использовать их в широком диапазоне рабочих давлений. Такие компрессоры производят многие фирмы мира. *ОАО «Борец» (г. Москва)* производит поршневые одно- и двухступенчатые компрессоры с водяным охлаждением производительностью до 900 м³/ч и с давлением нагнетания до 2,5 МПа. В частности, агрегаты типа 2ГМ4-9/2-13С имеют следующие характеристики: производительность 16,6 м³/мин; давление всасывания 0,2 МПа, нагнетания 1,3–1,7 МПа; мощность на валу 95–115 кВт; расход воды на охлаждение 35 л/мин.

В Украине крупным производителем топливных дожимных компрессоров является Сумское производственное объединение им. Фрунзе, образцы продукции которого, представлены в табл. 3.23 [14]. В качестве примера, можно

Поршневые и топливные компрессоры и установки,

Марка компрессора	Перекачи- ваемый газ	Производитель- ность по условиям всасывания, м ³ /мин	Давление всасывания (нагнетания), МПа	
<i>Передвижные</i>				
4ГШ1,6-0,08/50-251	Природный	0,08	4,91 (24,53)	
6ГШ1,6-1,3/3,5-251		1,3	0,34 (24,53)	
6ГШ1,6-4,5/1,3-6		4,5	0,13 (0,59)	
<i>Модульные блочно-комплектного</i>				
2ГМ2,5-2/25-38,5С	Водородосо- держающий	2,0	2,45 (3,78)	
2ГМ2,5-6,2/38-46С		6,2	3,73 (4,51)	
2ГМ2,5-2200/20-55С	Природный	2200 (н.у.)	1,96 (5,40)	
4ГМ2,5-2200/9-32С		2000 (н.у.)	0,88 (3,14)	
4ГМ2,5-1/25-250		1,0	2,45 (24,53)	
4ГМ2,5-2/25-120		2,0	2,45 (11,77)	
4ГМ2,5У-1,1/16-251		1,1	1,57 (24,53)	
4ГМ2,5У-3,7/2,8-250		3,7	0,27 (24,53)	
4ГМ2,5У-1,3/11-250		16,7	1,08 (24,53)	
4ГМ2,5У-1/13-251		1,0	1,28 (24,53)	
4ГМ2,5У-2/3-250		2,0	0,29 (24,53)	
4ГМ2,5-2,3/9-33С		2,3	0,88 (3,24)	
<i>Модульные блочно-комплектного</i>				
2ГМ4-10 6/15-24С	Водородосо- держающий	10,6	1,47 (2,35)	
2ГМ4-19/1,5-13	Природный	19	0,15 (1,28)	
<i>Модульные</i>				
2ГМ10-25/1,05-70	Биогаз	25	0,1 (6,87)	
2ГМ10-4/40-120С		4	3,92 (11,77)	

Таблица 3.23
разработанные на Сумском ПО им. Фрунзе в период 1998–2004 гг.

Мощность привода, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	Габариты, мм			Масса, кг	Место применения
		длина	ширина	высота		
<i>на базе М 1,6</i>						
30	1000	20/5	1700	11720	1 880	АГНКС
45	1000	1130	1380	1050	1 836	
37	1000	3085	1421	1350	2 200	Украина, г. Винница, 2003 г., дожимной для ГД
<i>типа на базе М 2,5</i>						
55	750	5000	3100	1825	8 200	Украина, ОАО «ЛУ-КОЙЛ-Одесский НПЗ», 2004 г.
110	880	5000	3000	2000	8 500	Россия, ОАО «Ачинский НПЗ», 2004 г.
55	750	4300	2600	1750	6 700	Болгария, открытая добыча газа
75	750	6300	3000	2250	9 900	
110	750	8000	3000	2500	12 000	ДК «Укргаздобыча» на стадии освоения
110	750	8000	3000	2500	11 000	
115	1000	6300	2550	2200	8 370	АГНКС
115	1000	6300	2550	2200	8 370	
132	1000	6300	2550	2200	8 370	
132	750	6300	2550	2200	8 370	
132	750	6300	2550	2200	8 370	
132	750	6300	2550	2200	8 370	
132	750	6300	2550	2200	8 370	Азербайджан, Баку, 2002 г., дожимной топливного газа
<i>типа на базе М4</i>						
145	750	1970	3750	2060	6 900	Россия, ОАО «Роснефть-Пурнефтегаз», 2000 г.
200	750	1970	3750	2060	6 900	Украина, г. Запорожье, 2002 г., дожимной для ГТД
<i>на базе М10</i>						
330	500	3040	5600	3100	23 300	США, Чикагский технологический университет, 2002 г.
400	500	3040	5600	3000	19 100	Туркмения, г. Небитдаг, 2000 г.

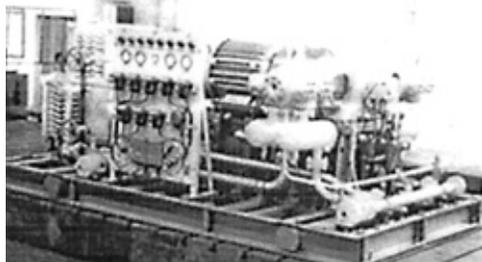


Рис. 3.22. Внешний вид компрессора 2GM4-19/1,5-13.

отметить поршневой компрессор 2GM4-19/1,5-13 (рис. 3.22), выполненный по заказу ОАО «Рассвет-Энерго» (г. Запорожье) для когенерационной станции с газотурбинным электрогенератором типа ПАЭС-2500, а также для проектируемой газотурбинной надстройки Сакской ТЭЦ (АР Крым).

В марке этого компрессора цифры и буквы означают: 2 – двухрядный, Г – газовый, М – оппозитный, 4 – поршневое усилие – 4 тонны, 19-объемная производительность по условиям всасывания, м³/мин, 1,5 – начальное давление, кг/см² – абсолютное, 13 – давление нагнетания, кг/см² – абсолютное. В других типах компрессоров, указанных в табл. 3.23 буква Ш означает – передвижные.

Компрессоры ПО им. Фрунзе предназначены для сжатия природного и попутного нефтяного газа, выполнены на оппозитных базах.

Смазка механизма движения – циркуляционная под давлением от шестеренчатого насоса. Смазка цилиндров и уплотнительных устройств штоков – принудительная под давлением от многоплунжерного насоса. Система охлаждения цилиндров – жидкостная, замкнутая, принудительная. Межступенчатое охлаждение газа – водяное, закрытое с напорным сливом.

Автоматизированная система контроля, управления и защиты компрессора обеспечивает контроль основных параметров, предупредительную и аварийную сигнализацию и блокировку приводного двигателя.

Фирма *Nuovo Pignone (Италия)* предлагает большую гамму ДК всех типов с различной производительностью и давлением сжатого газа. В качестве примера в табл. 3.24 приведены некоторые характеристики поршневых дожимных компрессоров серии Н, выпускаемых фирмой.

Таблица 3.24

Поршневые дожимные компрессоры топливного газа (фирма *Nuovo Pignone, Италия*)

Показатель	Тип агрегата					
	НА	НВ	НД	НЕ	НФ	НГ
Номинальная потребляемая мощность, кВт	800–1600	1250–3750	2300–9440	3800–19 000	4500–22500	7000–35 000
Частота вращения вала, об/мин ⁻¹	1200	800	700	600	480	430
Ход поршней, мм	180	210–230	240–280	290–330	320–420	320–450
Число колен коленчатого вала	2–4	2–6	2–8	2–10		

Фирма *Ariel* (США) выпускает поршневые ДК с приводом мощностью от 25 кВт до 5,5 МВт и винтовые ДК с приводом от 25 кВт до 1,5 МВт.

8.2. Винтовые компрессоры

Принцип действия винтового компрессора рассмотрим на примере компрессоров типа CF фирмы GHH-Rand [15].

Собственно винтовой компрессор (или компрессорный блок) представляет собой литой чугунный корпус, внутри которого установлены два винта. Ведущий винт может приводиться во вращение как непосредственно от электродвигателя, так и через встроенный редуктор (рис. 3.23).

Винтовой компрессор представляет собой машину объемного сжатия с вращающимися рабочими органами-роторами, на которых нарезаны винтовые впадины и зубья специального профиля. Зубья ведущего и ведомого роторов

находятся в зацеплении, а их впадины образуют парную полость. В процессе вращения роторов, благодаря разрежению, создаваемому во впадинах при выходе зубьев из зацепления, происходит заполнение парной полости газом.

При дальнейшем вращении объем парной полости уменьшается, перемещаясь в сторону нагнетания, а газ сжимается до давления нагнетания. По достижении номинального давления газ входит в окно нагнетания специального профиля и выпускается в нагнетательный патрубок. Процесс нагнетания продолжается до полного вытеснения газа из парной полости. Очевидно, что расход и давление воздуха будут зависеть, в первую очередь, от размеров и формы винтовых пар и частоты их вращения.

Вращающиеся винты (или роторы) имеют различную форму (рис. 3.24): ведущий ротор имеет выпуклые, а ведомый – вогнутые профили зубьев [17]. Вдоль длины ротора зубья изогнуты по винтовой линии, благодаря чему при вращении роторов сжимаемый газ перемещается вдоль канавки в сторону нагнетания. Ведущий ротор имеет пять зубьев, а ведомый – шесть вырезов для вхождения в них зубьев. Роторы имеют асимметричный профиль зубьев, при котором достигается наивысший КПД.

Роторы вращаются внутри охватывающего их корпуса. Точная шлифовка профилей зубьев позволяет допустить очень малые зазоры между сопряженными зубьями роторов (0,02–0,03 мм) и свести к минимуму перетекания ра-

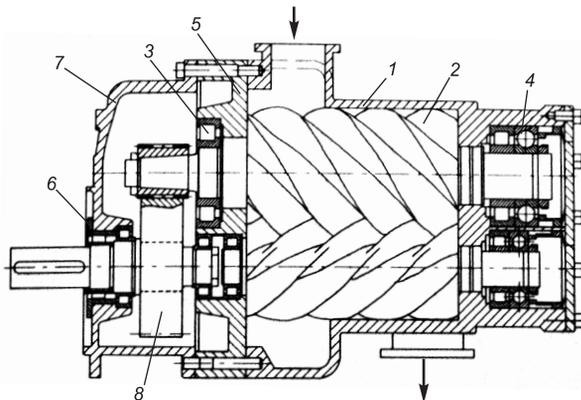


Рис. 3.23. Винтовой компрессор CF180G фирмы GHH-Rand [15]:

1 – корпус роторной пары; 2 – роторная пара; 3 – роликоподшипник; 4 – шарикоподшипник; 5 – корпус подшипника; 6 – уплотнение; 7 – фланец; 8 – редуктор.

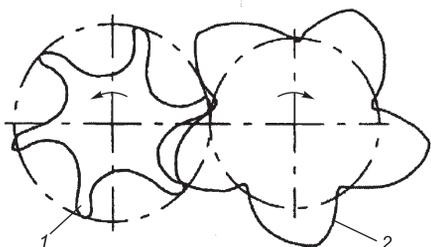


Рис. 3.24. Поперечное сечение роторов [15]:
1 – ведомый ротор; 2 – ведущий ротор.

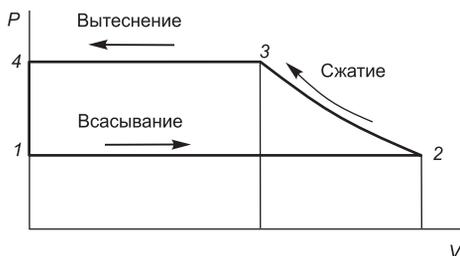


Рис. 3.25. Диаграмма рабочего процесса в винтовом компрессоре [15].

бочей среды из полостей с повышенным давлением на всасывание. Объемный КПД компрессоров очень высок и равен 92 %.

Процесс в винтовом компрессоре в PV -диаграмме аналогичен поршневому компрессору (рис. 3.25). В отличие от поршневого компрессора в винтовом компрессоре не происходит обратного расширения газа, а также дросселирования во всасывающем и нагнетательном клапанах из-за их отсутствия. Для винтового компрессора не свойственны также и неустойчивые явления, как, например, помпаж в центробежных компрессорах.

Важной особенностью винтовых компрессоров является практически неизменная производительность при колебаниях конечного давления (рис. 3.26), т. к. винтовая пара при неизменном давлении на входе захватывает один и тот же

объем воздуха в единицу времени. Не имеют существенного значения и отклонения в составе газа в достаточно широких пределах.

Для винтовых компрессоров характерна пропорциональная зависимость производительности и потребляемой мощности от окружной скорости винтов (или частоты вращения), как это следует из рис. 3.26. Эта зависимость для сухих компрессоров проявляется начиная с 50 % производительности, а для компрессоров с охлаждением впрыском эта зависимость начинается с величины производительности ниже 50 % от номинала. Это свойство винтовых компрессоров чрезвычайно важно для их регулирования путем изменения частоты вращения.

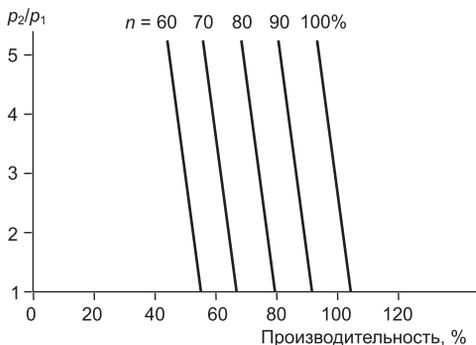


Рис. 3.26. Характеристика винтового компрессора при различных частотах вращения ротора.

Если привод винтовых компрессоров не приспособлен для изменения частоты вращения, каждый винтовой компрессор может быть перестроен на новую частоту вращения путем установки нового комплекта зубчатых колес во встроенный редуктор. Такая необходимость может возникнуть при изменении режима технологического процесса или состава сжимаемого газа.

Максимальная частота вращения ограничивается условием достижения окружной скорости зубьев винтов скорости звука.

Основными показателями винтовых маслозаполненных машин являются коэффициент подачи и изотермический КПД.

Коэффициент подачи – это отношение действительной объемной производительности V_k к теоретической V_T (без учета протечек, газодинамических и тепловых потерь):

$$\lambda = V_k / V_T. \quad (3.5)$$

Энергетические качества компрессора оцениваются сравнением его с эталонным компрессором, сжимающим газ по изотерме. Изотермический КПД равен:

$$\eta_{из} = \frac{N_{из}}{N_{вн}}, \quad (3.6)$$

где $N_{из}$ – изотермическая мощность сжатия, кВт; $N_{вн}$ – внутренняя действительная мощность, кВт.

Для маслозаполненного компрессора

$$N_{вн} = N_i + N_r + N_m, \quad (3.7)$$

где N_i – индикаторная мощность, определенная по среднему давлению,

$$N_i = (V_T - V_m)p_i, \quad (3.8)$$

N_r – мощность, затрачиваемая на преодоление гидравлических сопротивлений, кВт; N_m – мощность, затрачиваемая на подачу масла, кВт; V_m – расход масла, подаваемого в полость сжатия.

Мощность, потребляемая компрессором (на муфте компрессора), равна:

$$N_{потр} = N_{вн} + N_{тр}, \quad (3.9)$$

где $N_{тр}$ – суммарные потери мощности на преодоления механического трения в подшипниках, редукторе и муфте.

По энергетическим показателям и параметрам винтовые компрессоры достигли уровня лучших поршневых и центробежных компрессоров. На рис. 3.27 приведены значения изотермических КПД винтовых компрессоров, которые достигают максимальных значений соответственно 0,68 для маслозаполненных и 0,66 – для компрессоров сухого сжатия [15].

Винтовые компрессоры последнего поколения со шлифованными роторами и минимальными зазорами, имеющими значения коэффициента подачи (или объемного КПД) на уровне 92 %, даже превосходят другие типы машин.

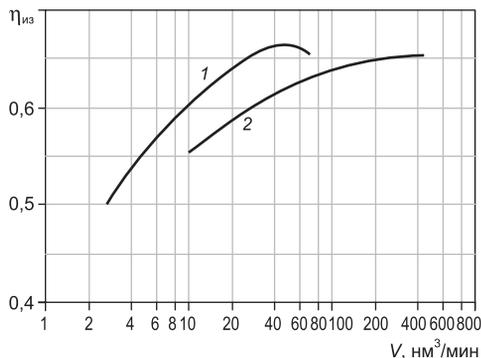


Рис. 3.27. Изотермический КПД винтовых компрессоров [15]:

1 – маслозаполненные; 2 – сухого сжатия.

Винтовые компрессоры успешно конкурируют с поршневыми и центробежными компрессорами при производительностях до $400 \text{ м}^3/\text{мин}$, а в области $10\text{--}50 \text{ м}^3/\text{мин}$ их применение наиболее целесообразно.

Одним из самых крупных производителей компрессоров в странах СНГ является ОАО «Казанькомпрессормаш» (Россия) [16]. Предприятие выпускает широкий спектр винтовых компрессорных установок для сжатия различных газов,

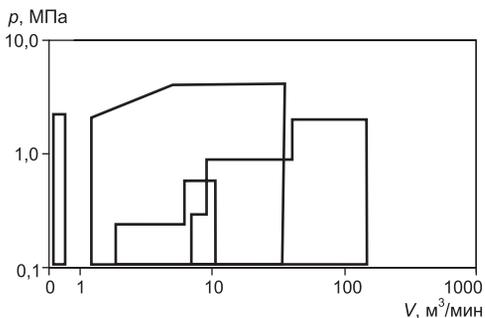


Рис. 3.28. Поле параметров винтовых компрессоров ОАО «Казанькомпрессормаш», которые могут быть изготовлены по требованию заказчика [16].

в том числе водорода, гелия, аммиака, хладона, природного газа, хлора в диапазоне производительности от 1 до $200 \text{ м}^3/\text{мин}$ и давлением до 4,5 МПа (рис. 3.28). Выпущено более 6000 винтовых компрессорных установок типа 6ВВ-25/9, 6ВВ-32/7, 7ВКМ-50/8 для подачи сжатого воздуха в пневмосистемы различных технологических процессов, в том числе бурового оборудования.

В нефтяной и нефтеперерабатывающей промышленности для сбора попутных нефтяных и утилизации факельных газов внедрено более 2000 установок типа 6ГВ-18/6-17, 7ВКГ-30/7, 7ВКГ-50/7, 7ГВ-50/7 ОАО «Казанькомпрессормаш», в т. ч. в блочно-контейнерном исполнении. Освоение подобных установок решило экологическую проблему во многих регионах России. Суммарная потребляемая мощность винтовых компрессорных установок, выпущенных ОАО, составляет более 3,2 млн кВт.

Предприятием выпускаются два типа винтовых компрессоров: сухого сжатия и маслозаполненные.

Винтовые компрессоры сухого сжатия используются для подачи газа не загрязненного маслом (воздуха, углеводородных, факельных, технологических газов, в т. ч. имеющих в своем составе агрессивный полимеризующийся компонент, а также содержащих жидкие фракции).

Ведущий и ведомый роторы расположены в корпусе, который может иметь водяную рубашку охлаждения. Роторы вращаются в опорных и опорно-упорных подшипниках скольжения и имеют шестерни связи, благодаря которым фиксируются в необходимых пределах профильные зазоры между роторами, что исключает их взаимное касание. Для предотвращения внешних утечек применяются уплотнения типа «плавающее кольцо», лабиринтные с затворным газом или торцевые.

Маслозаполненные винтовые компрессоры позволяют получить высокую степень повышения давления (более 12) в одной ступени (корпусе). Современная система маслоотделения эффективно очищает топливный газ от масла (остаточное содержание масла в сжатом газе – 1–3 ppm). Важной особенностью винтовых маслозаполненных компрессоров является возможность плавного экономического изменения производительности.

Маслозаполненные винтовые компрессоры позволяют получить высокую степень повышения давления (более 12) в одной ступени (корпусе). Современная система маслоотделения эффективно очищает топливный газ от масла (остаточное содержание масла в сжатом газе – 1–3 ppm). Важной особенностью винтовых маслозаполненных компрессоров является возможность плавного экономического изменения производительности.

Производительность компрессора может изменяться за счет изменения рабочей длины ротора, золотниковым устройством или за счет изменения частоты вращения приводного вала. Применение золотникового регулятора производительности позволяет плавно и экономично (потребляемая мощность уменьшается практически пропорционально уменьшению производительности) регулировать производительность в диапазоне от 100 до 10 %, что невозможно обеспечить на поршневом компрессоре.

Винтовые компрессорные установки ОАО «Казанькомпрессормаш» включают в себя: компрессорный агрегат, состоящий из винтового компрессора, электродвигателя, фильтров масла, запорной и регулирующей арматуры, а также смонтированные на общей раме-маслобак, систему маслоотделения, газоохладитель, вспомогательные механизмы.

В зависимости от состава сжимаемого газа, установки могут поставляться с системой смазки, при которой газ контактирует с маслом, поступающим на смазку подшипников, или с раздельной системой смазки, при которой масло, идущее на смазку подшипников, не контактирует с сжимаемым газом.

Компрессорные установки могут поставляться в блочно-контейнерном исполнении (ТАКАТ), что исключает необходимость строительства специального помещения компрессорной станции и ускоряет ввод установки в эксплуатацию. Компрессорные установки в блочно-контейнерном исполнении оснащены всеми средствами функционирования и жизнеобеспечения: освещением, отоплением, вентиляцией, пожаротушением, контролем загазованности, подъемно-транспортными механизмами, при этом обеспечивается полная заводская готовность, возможность перевозки железнодорожным транспортом, удобство обслуживания.

В комплект поставки компрессорных установок входит система автоматического управления на базе микропроцессорной техники, имеет отлаженные программы информации, управления и диагностики; обеспечивает автоматизированную работу компрессорной установки как в автономном режиме, так и совместную работу в АСУ ТП энергетического модуля.

Характеристики компрессорных установок приведены в табл. 3.25 и 3.26.

ОАО «НПАО ВНИИкомпрессормаш» (г. Сумы) является единственным в Украине изготовителем винтовых компрессорных установок [15]. В установках применены маслозаполненные винтовые компрессоры производства фирмы GHH-Rand (Германия). Фирма является единственным производителем шлифованных винтовых пар, благодаря чему удалось создать высокоэкономичные компрессорные агрегаты.

ОАО «НПАО ВНИИкомпрессормаш» за период с 1998 по 2001 г. разработало типоразмерный ряд винтовых воздушных компрессорных установок и освоило их серийное производство. Ряд охватывает диапазон по производительности от 2,2 до 50 м³/мин при давлении нагнетания 0,8–1,0 МПа.

Основные технические характеристики установок приведены в табл. 3.27. Обозначения компрессорных установок: НВЭ – носимая (переносная) воздушная электроприводная; ВВ – воздушная винтовая (стационарная). Цифры обозначают: первая цифра – производительность при нормальных условиях в м³/мин, вторая цифра (после дроби) – избыточное давление нагнетания в МПа. Буква Ш обозначает шумозаглушенное исполнение, буква М с последующими цифрами – модификации, буква У с последующей цифрой – климатическое исполнение.

Таблица 3.25

Винтовые компрессорные установки ОАО «Казанькомпрессормаш»

Марка, заказчик	Климатическое исполнение	Давление, МПа		Производительность, м ³ /мин (кг/с)	Мощность электродвигателя, кВт	Габариты, м	Масса, кг
		начальное	конечное				
ГВ-3,5/4-18, ГТЭС-1500	УХЛ4	0,4	1,8	3,5(0,15)	75	2,8 1,3 1,5	2 100
ГВ-13/3-16, ОАО «Пермские моторы»	УХЛ4	0,3	1,6	13(0,42)	315	4,3 2,1 3,1	19 000
ГВ-20/4-32, ОАО «Пермские моторы»	УХЛ4	0,4	3,2	20(0,87)	630	4,6 2,5 3,1	20 000
5ГВ-9/6-25К, Оренбургские тепловые сети, Медногорская котельная	УХЛ1 контейнерное	0,6	2,5	9(0,9)	315	7,7 2,7 3,8 блок маслоохладителя 3,0 2,76 1,8	18 000
ТАКАТ-22/645, Казанская ТЭЦ-1	УХЛ1 контейнерное	0,6	4,3	22(1,6)	500 2 = 1000	15,65 6,0 3,8 с блоком маслоохладителя	37 500

Таблица 3.26

Винтовые компрессорные установки «сухого» типа

Марка	Назначение и область применения	Производительность, м ³ /мин	Давление абс., МПа		Эл. двигатель	
			начальное	конечное	Мощность, кВт	Напряжение, В
3ВВ-10/3С	Сжатие атмосферного воздуха	10	0,098	0,294	45	380
6ГВ-25/7С УХЛ4	Сжатие влажного винилхлорида в производстве поливинилхлорида	25	0,098	0,686	200	380
7ГВ-120/2С	Компримирование водорода	125	0,099	0,196	630	6000
7ГВ-150/3,5	Компримирование хлорсодержащего газа	150	0,103	0,343	630	6000
965ГВ-200/19С	Сжатие факельного газа	200	0,1–0,117	1,862	1030	6300

Таблица 3.27
Основные характеристики винтовых маслозаполненных компрессоров ОАО «НПАО ВНИИКомпрессормаш»

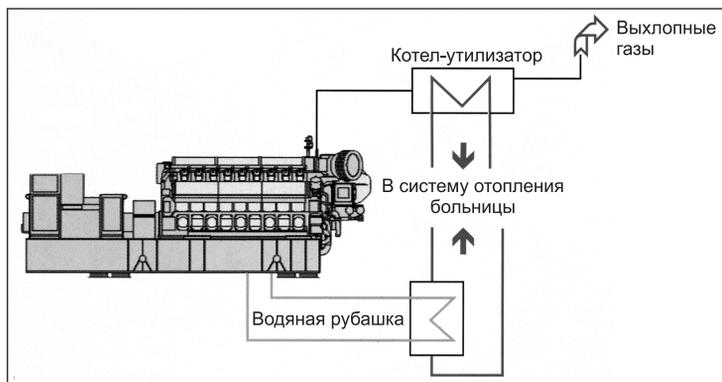
Технические характеристики	Марка компрессора										
	НВЭ-2,2/0,6	НВЭ-3,5/0,6	НВЭ-6/0,7	НВЭ-10/0,7	НВЭ-15/0,7	ВВ-25/8	ВВ-32/8	ВВ-50/8(10)			
Производительность по условиям всасывания, м ³ /мин	2,2	3,5	6,2	10	15	25	32	50			
Давление начальное, МПа	0,1										
Давление конечное, номин., МПа	0,7	0,7	0,7	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8(1,0)	
Температура, °С: начальная номин. максимальная минимальная конечная	20										
Мощность потребляемая, кВт	35	35	35	40	40	40	40	40	40	40	
Удельная потребляемая мощность, кВт/(м ³ /мин)	+5	+5	+5	-5	+5	40	40	-40	40	+10	
Унос масла, г/м ³ , не более	60	60	100	60	60	105	105	105	105	60	
Уровень шума, дБ, не более*	13	20,7	35,9	60	80,8	162	180	180	180	285(350)	
Мощность электродвигателя, кВт	5,9	5,9	5,8	6,0	5,4	5,9	5,6	5,7	5,6	5,7	
Частота вращения вала, об/мин	0,02	0,02	0,02	0,01	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	
Напряжение питания, В	92	92	92	95	95	97	97	97	97	97	
Габариты, мм: длина ширина высота	15	22	45	75	110	200	200	200	200	315(400)	
Масса установки, кг	3000	3000	1500	3000	1500	3000	3000	3000	3000	1470	
Ресурс до капремонта, час**	380	380	220/380	380/660							380/660(6000)
Типоразмер компрессора винтового GHH-Rand	1400	1400	1900	2250	2300	2420	2420	2420	2420	4900	
	1200	1200	1050	1450	1320	1000	1000	1000	1000	2400	
	1200	1200	1500	2315	1900	1865	1865	1865	1865	1985	
	650	680	1200	1800	2500	4200	4200	4200	4200	6800	
	40 000										
	CF 75D	CF 75D	CF 90 G5	CF 90 LG3	CF 128G	CF 180R	CF 180R	CF 180R	CF 180R	CF 246G	
	CF 64R										

* Возможно шумозаглушенное исполнение.

** Ресурс указан для работы с использованием импортных масел.

МИНИ-ТЭЦ С ГПД ДЛЯ БОЛЬНИЧНОГО КОМПЛЕКСА

Хорошим примером комплексной когенерационной схемы, в которой использованы различные возможности когенерации, является установка в больнице в г. Санкт-Катарин (Онтарио, Канада), имеющей большое тепловое потребление на протяжении почти 6 месяцев в год. Кроме того, прачечная круглый год нуждается в горячей воде. В то же время надежное энергоснабжение часто является буквально вопросом жизни или смерти. В условиях увеличения стоимости топлива для отопления и горячего водоснабжения (ГВС) в сочетании с ростом тарифов на электроэнергию, появилась проблема оптимизации затрат на энергоснабжение. Вырабатываемой электроэнергией и теплотой от выхлопных газов и системы охлаждения двигателя можно обеспечить более половины потребности больницы в энергоносителях. Когенерационная установка больницы состоит из двух ГПД фирмы Cummins модели QSV91G мощностью 1,25 МВт каждый, вырабатывающих напряжения 600 В. Двигатель V-образный, имеет 12 цилиндров диаметром 180 мм; ход поршня – 200 мм; объем цилиндра – 5,09 л; число оборотов – 1500 об/мин. Общая утилизируемая тепловая мощность составляет 1,5 МВт – достаточная для обеспечения зимней отопительной нагрузки, ГВС для прачечной и других нужд. Теплота от двигателей отбирается двумя путями – от выхлопных газов и от системы охлаждения двигателей. Выхлопные газы двигателя подаются в водогрейный КУ, подключенный к системе отопления больницы и системе ГВС прачечной. Теплота системы охлаждения двигателя через водо-водяной теплообменник подается в систему ГВС больницы.



Тепловая схема установки.

Когенерационная установка больницы имеет КИТ равный 84 %, при этом КПД по производству электроэнергии составляет 39 %. Внедрение когенерационной установки также обеспечивало: снижение выбросов в атмосферу, уменьшение капитальных и эксплуатационных затрат и легкость в управлении. Работая при давлении природного газа всего лишь 20 кПа, оба двигателя имеют выбросы NO_x равные 0,5 г/кВт·ч, что значительно ниже нормативных показателей для Онтарио. Выбросы СО несгоревших углеводородов также ниже установленных норм.

В установках использованы винтовые компрессоры фирмы GHH-Rand типа CF различных исполнений: G – со встроенным редуктором; R, D – без редуктора; L – с удлиненными роторами. Поля характеристик компрессоров приведены на рис. 3.29 [15].

Широкий диапазон изменения производительности компрессора каждого типоразмера обеспечивается изменением частоты вращения приводного вала за счет изменения передаточного отношения редуктора (подбором шестерен).

Для каждого типоразмера существует оптимальное значение производительности и, соответственно, частоты вращения, при которой удельная потребляемая мощность минимальна. Иногда в целях унификации компрессоры используют в условиях несколько отличных от оптимальных. Так, например, в установках ВВ-25/8 У3 и ВВ-32/8 У3 использован один и тот же компрессор CF 180 R, оптимальный для производительности 20–25 м³/мин.

Кроме базовых моделей установок выпускается также ряд их модификаций, отличающихся давлением нагнетания, климатическим исполнением, системой охлаждения (воздушная или водяная), степенью шумоглушения, компоновочными решениями. Например, по давлению нагнетания выпускаются следующие модификации:

- НВЭ-2,2 и НВЭ-3,5 – 0,8; 1,0; 1,2 МПа;
- НВЭ-6 – 0,7; 0,8 МПа; НВЭ-1,5–1,0 МПа;
- ВВ-25 и ВВ-50 – 0,8; 0,9 МПа.

Отдельный класс установок производится для угольной промышленности – УКБШ-5/7 и УКВШ-15/7. Установки предназначены для вентиляции горных выработок, эксплуатируются в подземных условиях, поэтому выполнены во взрывозащищенном исполнении. Установка монтируется на платформе для шахтных узкоколейных дорог.

Технический уровень компрессорных установок, изготавливаемых на заводе ОАО «НПАО ВНИИкомпрессормаш», может быть проиллюстрирован на примере типоразмера производительностью 30 м³/мин (табл. 3.28).

ТП «Турбогаз» (Украина) предлагает серию винтовых ДК с электроприводом или с дизельным (газотурбинным) двигателем: производительность 2000–1·10⁴ м³/ч, давление сжатого газа 2,3–2,5 МПа, температура газа на выходе 60 °С, номинальная частота вращения роторов 3000 об/мин, мощность привода 250–1000 кВт. Габаритные размеры агрегатов: длина 10–12 м, ширина 3,2 м, высота 3 м. Масса основного блока 10–14 т.

Фирма Caledonia Compressor Ltd. (Великобритания) выпускает блоки винтовых ДК топливного газа в контейнерной компоновке на передвижной плат-

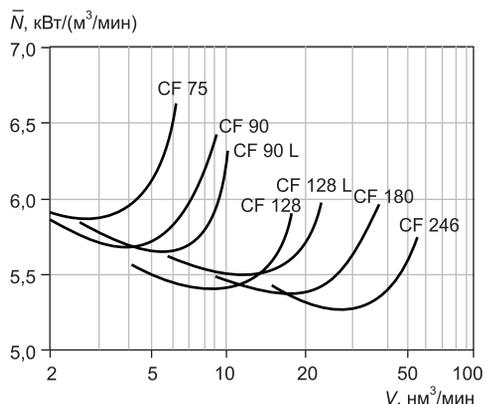


Рис. 3.29. Характеристики маслозаполненных компрессоров фирмы GHH-Rand. Давление нагнетания 0,8 МПа (абс.).

форме. Каждый агрегат содержит вертикально-разъемный маслозаполненный винтовой компрессор. Роторы компрессора выполнены из прутковой заготовки и имеют асимметричный профиль. Вал ведущего ротора на его неприводном конце имеет балансировочный поршень для уравнивания реакции сил сжатия. Остаточные аксиальные силы принимают на себя радиально-упорные сдвоенные подшипники, размещенные на приводном конце компрессора. Они имеют принудительную смазку, выполнены из баббита и снабжены вкладышами с антифрикционным слоем на стальной ленте.

Таблица 3.28

Сравнение основных показателей винтовых маслозаполненных компрессоров различных фирм

Модель	Производитель, страна	$P_{кз}$, МПа	$V_{нр}$, м ³ /мин	$N_{потр}$, кВт	Содержание масла в воздухе, мг/м ³	Удельное потребление мощности, кВт/(м ³ /мин)
ESD-200	Gardner Denver, США	0,80	36,3	196	до 1,0	5,45
GA-200	Atlas Copco, Бельгия	0,75	35,1	193	до 20,0	5,50
BB-32/8	НПАО «ВНИИкомпрессормаш», Украина	0,80	32,0	180	5,0	5,60
6BB-37/7	«Казанькомпрессормаш», Россия	0,70	32,0	182	5,0	5,70
ГВВ-30/9	«Пензаккомпрессор», Россия	0,90	30,0	210	5,0	6,60

Дожимной компрессор снабжен золотниковым клапаном с гидравлическим приводом, предназначенным для регулирования мощности. Этот клапан способен плавно управлять объемным потоком газа в диапазоне от 10 до 100 % нагрузки.

В качестве примера можно привести ДК топливного газа типа SCL 204 производительностью 5000 м³/ч при степени повышения давления 5, температуре выходящего сжатого газа 70 °С и потребляемой мощности 317 кВт. Частота вращения валов компрессора 2950 об/мин.

GHH Borzig (Германия) производит: типовой ряд SKVEL – винтовые ДК производительностью от 200 до $8 \cdot 10^4$ м³/ч при давлении сжатого газа до 4,5 МПа; осевые дожимные компрессоры производительностью $500\text{--}3,25 \cdot 10^5$ м³/ч при конечном давлении до 25,0 МПа.

Винтовые дожимные компрессоры осуществляют почти изотермическое сжатие газа при незначительных угловых скоростях, что позволяет избежать явления эрозии. При этом обеспечиваются высокие значения степени повышения давления топлива до 40 при незначительном его нагреве. Этот тип компрессоров характеризуется хорошей прочностью рабочих элементов (роторов) и по надежности сопоставим с турбокомпрессорами. Максимальная производительность таких компрессоров доходит до $1 \cdot 10^5$ м³/ч.

Конструкция винтового компрессора позволяет осуществлять плавное регулирование расхода путем изменения частоты вращения привода.

8.3. Центробежные компрессоры

Вследствие ограничений по допустимым механическим и динамическим нагрузкам рабочая скорость вращения вала поршневых компрессоров существенно ниже скорости центробежных компрессоров со встроенным приводом. В связи с этим поршневые компрессорные установки имеют увеличенный вес и габариты, требующие большей монтажной площади.

Ряд технических ограничений, не позволяющих увеличивать рабочую скорость, делают поршневые компрессоры неконкурентоспособными в системах подготовки топлива для ГТУ средней и большой мощности.

Сравнение некоторых технических характеристик поршневых и центробежных компрессоров приведено в табл. 3.29.

Поскольку габариты и вес центробежного компрессора меньше, чем поршневого, то фундамент для его установки требуется меньшего размера и статические нагрузки на фундамент также будут меньше.

Центробежный компрессор подвергается чрезвычайно точной балансировке – дисбаланс должен быть не более 0,42 г/см. Динамические нагрузки на фундамент, создаваемые центробежным компрессором, обычно находятся в пределах 44,5 Ньютонов (Н). Достижение такой же сбалансированности у поршневого компрессора невозможно – этот показатель находится на уровне 1780 Н. Динамическая нагрузка на фундамент прямо пропорциональна дисбалансу и квадрату скорости, поэтому для поршневых машин она очень велика, несмотря на относительно низкую частоту вращения вала (табл. 3.29).

Таблица 3.29

Сравнение некоторых параметров центробежных и поршневых компрессоров

Показатель	Варианты сравниваемых компрессоров				
	1	2	3	4	5
Мощность, МВт	0,947	1,894	2,841	4,027	6,04
Частота вращения вала поршневых/центробежных компрессоров, об/мин	1200/ 31000	1200/ 45000	1200/ 35000	1000/ 28000	1000/ 28000
Вес поршневых/центробежных компрессоров, кг	4491/ 1905	8936/ 2586	13381/ 2676	36288/ 7575	54432/ 8981
Длина поршневых/центробежных компрессоров, м	1,45/ 0,46	2,57/0,5	3,51/ 0,53	3,18/ 0,88	4,70/ 0,93
Ширина поршневых/центробежных компрессоров, м	3,91/ 1,60	3,91/ 1,65	3,91/ 1,73	5,59/ 2,34	5,59/ 2,49
Глубина фундамента поршневых/центробежных компрессоров, м	0,76/0,45				

Движущиеся части поршневых компрессоров (поршень, клапаны) находятся в непрерывном контакте с цилиндром и другими неподвижными деталями. Поэтому при увеличении скорости работы поршневого компрессора резко возрастает физический износ его деталей, снижается ресурс, необходимо частое обслуживание, что ведет к увеличению эксплуатационных расходов. Для поршневого компрессора высокой считается частота вращения более 1200 об/мин.

В отличие от поршневых, центробежные компрессоры, работая с частотами вращения ротора 30 000 об/мин и выше, эксплуатируются в течение многих лет без капитального ремонта. Это возможно благодаря отсутствию контакта между вращающимся ротором и статором (кроме подшипников). Периодичность регламентного обследования центробежных компрессоров превышает 7 лет, в то время как для большинства поршневых компрессоров она составляет 2 года.

Технические преимущества центробежных компрессоров [17]

Помимо снижения капитальных и эксплуатационных затрат, использование центробежных дожимных компрессоров для топливного газа в ГТУ имеет следующие преимущества:

- регулирование давления на нагнетании. Хорошо отрегулированный центробежный компрессор способен обеспечивать стабильные характеристики подаваемого топлива в газовую турбину. Уровень пульсации давления при нагнетании составляет 0,5 % (у поршневого компрессора – 2 %). Как следствие,

компрессор создает меньшую нагрузку на систему управления газовой турбины. Для уменьшения пульсаций давления до уровня центробежного поршневой компрессор потребовал бы установки ресивера очень крупного габарита;

- сжатие газа в центробежном компрессоре во всех случаях осуществляется без смазки, за исключением попадания масла в топливный газ из подшипников.

Области применения центробежных и винтовых топливных компрессоров показаны на рис. 3.30.

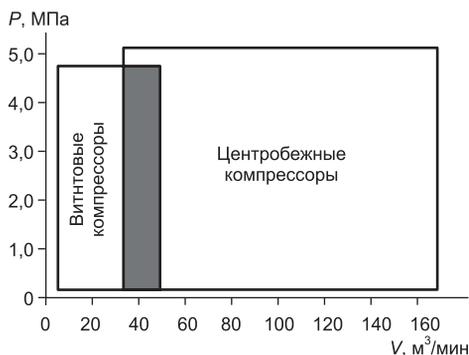


Рис. 3.30. Область применения центробежных и винтовых компрессоров [17].

Высокотехнологичные центробежные компрессоры

Ступени современного центробежного компрессора разрабатываются с помощью совершенных компьютерных аналитических программ. Крыльчатки для дожимающих компрессоров топливного газа имеют саблевидную форму, трехмерный контур и открытые лопатки. Конструкция дожимающих агрегатов позволяет получать бесступенчатое снижение производительности более чем на 40 %. Это особенно важно при запуске газовой турбины и при ее низкой нагрузке.

Сухие газодинамические уплотнения (см. ниже на рис. 3.34) позволяют уменьшать утечки газа до $40,75 \text{ м}^3/\text{сут}$ и ниже. Конструкция уплотнения обеспечивает длительный срок службы с использованием уплотняющего плавающего кольца. Узел с плавающим кольцом гарантирует параллельность уплотняющих торцов во время работы.

Легкие уплотняющие торцы обеспечивают хорошие динамические характеристики ротора на длинном вращающемся валу. Это означает, что могут быть достигнуты низкие уровни вибрации.

На рис. 3.31 показана конструктивная схема центробежного компрессора К-380-101-1 производства АО «Невский завод» для сжатия попутного нефтяного газа. Производительность компрессора $500 \text{ м}^3/\text{мин}$, конечное давление – 4,2, начальное – 0,15 МПа.

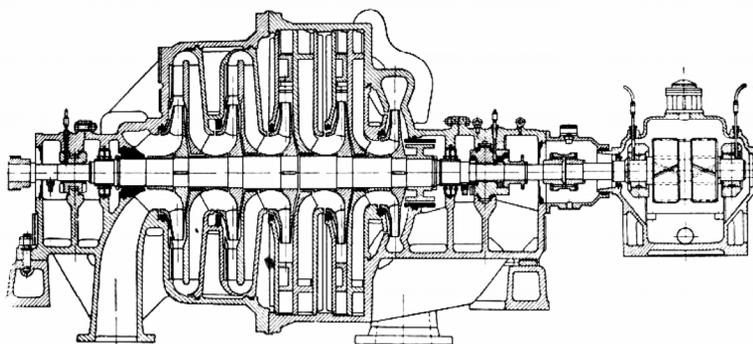


Рис. 3.31. Продольный разрез центробежного компрессора АО «Невский завод» (г. С.-Петербург) для сжатия попутного нефтяного газа.

Вследствие высокой степени сжатия компрессор выполнен двухцилиндровым (второй цилиндр справа не показан). Число оборотов ротора первого цилиндра – 7350, второго – 17 000 об/мин. Высокие числа оборотов обеспечивают малые габариты и вес компрессора и достигаются путем применения двух повышающих редукторов, установленных между электродвигателем и первым цилиндром, а также между первым и вторым цилиндрами. Несмотря на высокую степень сжатия ($\pi_k = 28$), компрессор выполняется только с одним участком промежуточного охлаждения компримируемого газа (между обоими цилиндрами). Это объясняется малым значением показателя адиабаты газа и возможностью образования жидкой фазы при его охлаждении.

В начале 2004 г. компания Cooper Compressor представила новый центробежный дожимной газовый топливный компрессор MSG Alpha, который может использоваться даже для газовых турбин с большими степенями повышения давления в цикле [18]. Внешний вид компрессора показан на рис. 3.32. Этот компрессор имеет весьма компактную конструкцию и лучшие показатели (большую производительность, высокое давление всасывания) по сравнению с маслозаполненными или сухими винтовыми компрессорами. Сущест-

венно, что этот центробежный компрессор имеет высокий КПД, высокую надежность и сравнительно низкую стоимость. Выпускаются в конфигурации одно-, шестиступенчатых машин с охлаждением газа после каждой ступени, при мощности до 932 кВт и давлении до 8,2 МПа. Компрессор MSG Alpha способен работать с большими давлениями на входе, что позволяет применять его в различных газораспределительных системах и, в особенности, для подачи топливного газа в такие ГТУ, как LM 6000 мощностью 41,8 МВт компании General Electric. Центробежный процесс сжатия не дает пульсации газового потока, поэтому действующие на конструкцию силы и моменты существенно уменьшаются. Зачастую один компрессор MSG Alpha может заменить три поршневых или винтовых компрессора. Важным достоинством центробежных компрессоров является то, что сжимаемый газ не взаимодействует со смазочным маслом, поступающим в подшипники или редуктор, вследствие чего поток газа не загрязняется примесью масла, поэтому установка скрубберов за компрессором не требуется. Отсутствие масляного загрязнения сжимаемого топливного газа предотвращает эрозию турбинных лопаток и других частей проточной части. Компрессор MSG Alpha унаследовал конструкторские решения известного на рынке воздушного компрессора TA-3000, который применяется в химической и нефтехимической промышленности в технологиях, где чистота воздуха является критическим параметром. Конструктивно проточная часть компрессора и корпуса редуктора разделена полостью с атмосферным воздухом, что гарантирует отсутствие загрязнения газа маслом. И это является классической конструкцией фирмы Cooper Compressor. Таким образом, все новые элементы компрессора Alpha взяты из хорошо проверенных технологий. Горизонтальный разъем редуктора обеспечивает легкий доступ к внутренним элементам компрессора (рис. 3.33).

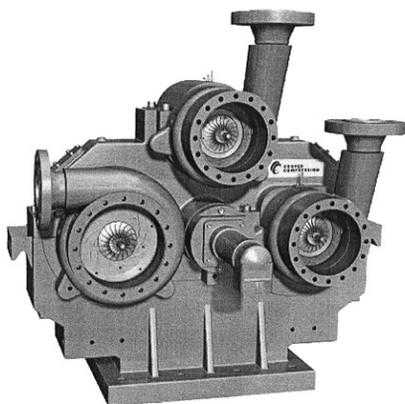


Рис. 3.32. Общий вид трехступенчатого дожимного топливного компрессора MSG Alpha фирмы Cooper Compressor со снятыми впускными патрубками [18].

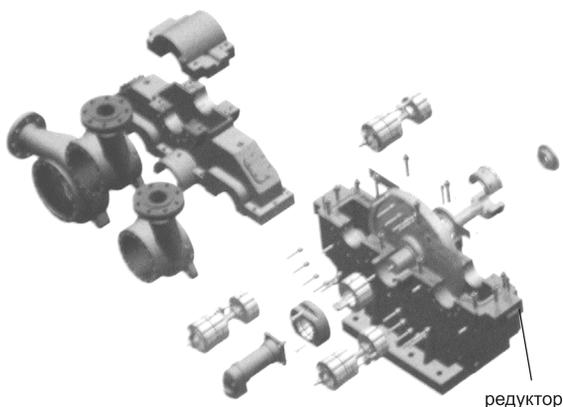


Рис. 3.33. Основные компоненты трехступенчатого компрессора MSG Alpha для природного газа [18].

На центральном низкооборотном валу редуктора (рис. 3.33) расположена ведущая шестерня, с которой находятся в зацеплении несколько (по числу ступеней сжатия) шестеренок, расположенных на каждом валу, несущем центробежное колесо (импеллер) компрессорной ступени (рис. 3.34). Эти колеса хорошо видны на рис. 3.32 для конструкции трехступенчатого компрессора. Такой привод рабочих колес позволяет каждому из них вращаться со своим необходимым (оптимальным) числом оборотов, обеспечивая максимальный КПД каждой ступени. Ведущий вал редуктора с помощью муфты соединяется с приводным электродвигателем. Опорами ведущего вала служат подшипники скольжения, а опорами ведомых валов – гидростатические подшипники. Оригинальная конструкция пленочных подшипников и вязкостных демпферов обеспечивает практически безвибрационную работу компрессора. Все вращающиеся компоненты по частям и в сборе балансируются по жестким стандартам. В целом, конструкция компрессора минимизирует потери энергии.

Аэродинамические характеристики оказывают решающее влияние на КПД компрессора. Для обеспечения оптимальных характеристик в условиях разнообразных применений, соответствующие компоненты проточной части проектируются под конкретные требования, при этом используется компьютерная программа трехмерного расчета потока (CFD-анализ) с учетом реальных свойств сжимаемого газа. В результате каждая центробежная ступень компрессора имеет высокий КПД. Это же относится к входному патрубку и диффузору. После окончательной сборки каждый компрессор проходит стендовые аэродинамические и механические испытания. Возможна поставка компрессора с электроприводом, выполненного в виде закрытого пэкеджа.

Основными производителями центробежных дожимных компрессоров в Российской Федерации являются АО «Невский завод» (г. С.-Петербург) и ОАО «Казанькомпрессормаш».

АО «Невский завод» по проектам АО «НИКТИТ» производит ряд центробежных дожимных компрессоров природного газа, характеристики которых приведены в табл. 3.30.

Все типы ДК топливного газа характеризуются длительным ресурсом работы, достигающим 40 лет.

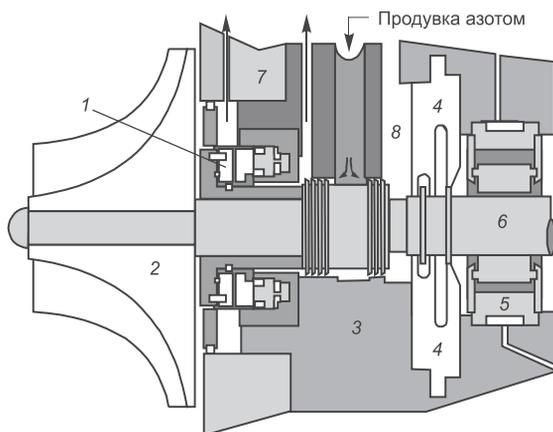


Рис. 3.34. Продольный разрез ступени компрессора MSG Alpha с уплотнениями и ведомым валом:

1 – сухое газодинамическое уплотнение; 2 – крыльчатка; 3 – корпус редуктора; 4 – масляное уплотнение; 5 – подшипник; 6 – ведомый вал; 7 – корпус компрессора; 8 – атмосферный воздух.

Таблица 3.30

Дожимные нагнетатели природного газа для энергетических ГТУ производства АО «Невский завод»

Показатель	Тип агрегата		
	95-81-1	83-81-1	81-81-1
Производительность, м ³ /мин	90	81,5	90
Конечное давление газа, МПа	4,51	2,45	4,18
Начальное давление газа, МПа	0,981	0,588	1,1
Начальная температура газа, °С	25	15	15
Масса, т	20,2	19,8	19,6
Мощность привода, МВт	3,6	2,5	4,0

Центробежные компрессорные установки ОАО «Казанькомпрессормаш» [19]

Центробежные компрессорные установки топливного газа ОАО «Казанькомпрессормаш» поставляются в любом климатическом исполнении и выполняются на базе компрессоров с вертикальным разъемом корпуса, отличающихся высоким КПД, надежностью и длительным ресурсом эксплуатации. Обладая большой производительностью, центробежные установки позволяют обслуживать сразу несколько ГТУ, что существенно удешевляет энергетическую установку в целом.

Применение эффективных концевых уплотнений ротора компрессора позволяет снизить габариты и вес компрессорной установки и исключить попадание масла в топливный газ. Использование современной антипомпажной системы в комплексе с системой автоматического управления позволяет повысить надежность работы компрессора на переходных режимах ГТУ.

Центробежный компрессорный агрегат включает корпус сжатия, мультипликатор и маслосистему, смонтированные на общей раме-маслобаке. Приводной двигатель установлен на собственной раме.

Перечень центробежных компрессорных установок, поставленных заказчиком, приведен в табл. 3.31.

Таблица 3.31

Центробежные компрессорные установки ОАО «Казанькомпрессормаш»

Марка, Заказчик	Климатическое исполнение	Давление, МПа		Производительность, м ³ /мин (кг/с)	Мощность электродвигателя, кВт	Габариты, м	Масса, т
		на входе	на выходе				
3ГЦ2-123/4-25УХЛ4 Шахтинская ТЭЦ	УХЛ4	0,4	2,5	123 (5,6)	3150	7,7×7,8×4,5	39,5
2ГЦ2-49/10-25УХЛ4 Каменская ТЭЦ	УХЛ4	1,0	2,5	49 (5,6)	2000	7,9×6,3×4,6	31,0

Окончание табл. 3.31.

Марка, Заказчик	Климатическое исполнение	Давление, МПа		Производительность, м ³ /мин (кг/с)	Мощность электродвигателя, кВт	Габариты, м	Масса, т
		на входе	на выходе				
3ГЦ2-38/9,5-28-К.У1 Тюменская ТЭЦ-1	У1 контейнерное	0,95	2,8	38 (4,17)	1600	9,5×7,5×4,5	60,0
2ГЦ2-18/13-33-К.У1 Уфимское МПО	У1 контейнерное	1,3	3,3	18 (2,8)	1000	9,3×4,7×4,5	50,0
3ГЦ2-112/5-23-К.У1 ТНК «Казхром»	У1 контейнерное	0,5	2,3	112	3150	10,7×8,45×5,7	48,0

Продукция компании Ingersoll Rand [17]

Принципы центробежной компрессии свободного от масла воздуха, разработанные компанией Ingersoll Rand в начале XX столетия, наиболее полно реализованы в современных компрессорах «ЦЕНТАК»; более 20 000 компрессоров работают в различных условиях эксплуатации.

В конструкцию полнокомплектных центробежных воздушных и азотных компрессоров серии С3000 – третьего поколения установок «ЦЕНТАК» заложены новейшие решения и достижения в области компрессоростроения. Каждая ступень центробежного компрессора «ЦЕНТАК» выполнена в виде рабочего колеса, установленного на конце шестеренчатого вала (AGMA 13). Валы всех ступеней приводятся главным зубчатым колесом, это позволяет обеспечить за счет размера ведомой шестерни вращение ротора каждой ступени со своей собственной оптимальной скоростью (аналогично вышеописанной конструкции компрессора Alpha). Этим достигаются наилучшие газодинамические характеристики компрессора. Главное зубчатое колесо имеет прямой привод от основного электродвигателя (либо паровой турбины, поршневого двигателя, ГТУ).

Оригинальная геометрия рабочего колеса (рис. 3.35) с загнутыми назад лопатками и крутым закруглением обеспечивает оптимальное регулирование параметров на всех возможных рабочих режимах.

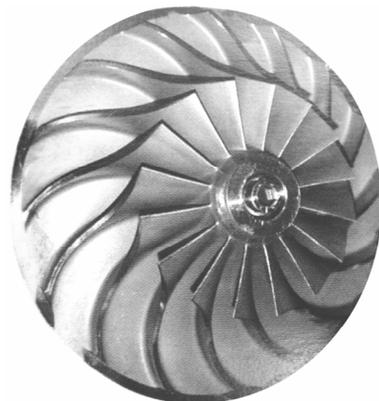


Рис. 3.35. Рабочее колесо «ЦЕНТАК» [17].

К рабочему колесу 1 (рис. 3.36) воздух подводится через центральную полость корпуса. После диффузора 2 сжатый воздух направляется во встроенный охладитель воздуха 3 и далее после охлаждения – в сепаратор влаги 4, изготовленный из нержавеющей стали, в котором при низких скоростях потока происходит отделение влаги. Осушенный воздух изменяет направление потока на 180° и направляется в следующую ступень сжатия. Такая технологическая последовательность сохраняется на всех последующих ступенях компрессора, количество которых определяется требуемым рабочим давлением.

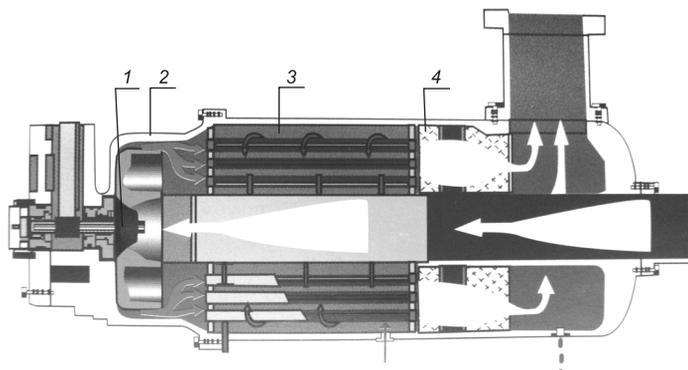


Рис. 3.36. Одна из ступеней центробежного компрессора с мультипликаторным приводом ступеней сжатия [17]:
1 – рабочее колесо; 2 – диффузор; 3 – промежуточный охладитель; 4 – влагоотделитель.

Конструкция охладителей «ЦЕНТАК» характеризуется малыми потерями давления и высокоэффективным охлаждением. Сжатый воздух проходит через медные трубки со встроенными ребрами (рис. 3.37). Снаружи трубы охлаждаются водой. Теплообменник рассчитан таким образом, чтобы обеспечить необходимое охлаждение воздуха при незначительном повышении температуры охлаждающей воды. Это уменьшает отложение минеральных солей, характерное для более высоких температур. Охладители рассчитаны на круглогодичную работу.

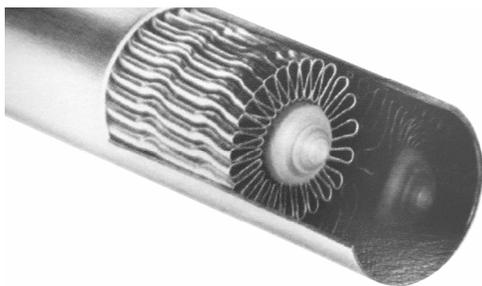


Рис. 3.37. Элемент промежуточного охладителя воздуха компрессоров «ЦЕНТАК» [17].

Относительная простота конструкции и, как следствие, минимальное количество движущихся деталей обеспечивают надежность и долгий срок службы компрессора.

Весь компрессорный агрегат смонтирован на общей стальной плите-основании и имеет собственные системы смазки, управления и вспомогательные устройства.

Радиальная конструкция вертикально-разъемного корпуса компрессора, рассчитанного на тяже-

лые условия эксплуатации, позволяет относительно просто производить осмотр и техническое обслуживание компрессорной установки.

Короткий ротор (рис. 3.38) позволяет использовать простые подшипники скольжения со стороны рабочего колеса и радиальные подшипники с подвижной опорной площадкой и встроенными коническими упорными подшипниками со стороны упорного кольца. Подшипники – с гидродинамической смазкой, не требуют ежегодного осмотра. Специальная система подает в подшипники смазку под давлением 0,2 МПа.

На пульте управления компрессорной установкой на основе применения микропроцессора контролируются рабочие параметры, устанавливается взаимосвязь компрессора, электродвигателя, стартера и вспомогательного оборудования, производится самодиагностика компрессора.

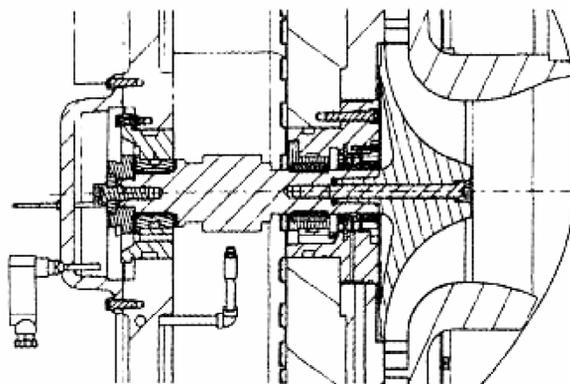


Рис. 3.38. Разрез узла рабочего колеса [17].

Аэродинамические характеристики компрессора позволяют производить эффективную регулировку и управление компрессором в широком диапазоне режимов работы установки.

Управление компрессором осуществляется путем изменения производительности при поддержании постоянного давления (количественное регулирование). Необходимое постоянное давление на выходе поддерживается на предварительно установленном уровне, в то время как объем нагнетаемого воздуха автоматически регулируется по мере необходимости. Производительность центробежных компрессоров «ЦЕНТАК» серии С3000 – от 270 до 450 м³/мин, при давлении нагнетания от 0,3 до 1,0 МПа и низком энергопотреблении. Так, при давлении 0,5 МПа и производительности 400 м³/мин, удельная мощность компрессора С3000 составляет 3,8 кВт/(м³/мин).

Литература

1. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.
2. Белосельский Б. С. Топочные мазуты. – М.: Энергия, 1978. – 256 с.
3. Иссерлин А. С. Основы сжигания газового топлива: Справочное пособие. – Л: Наука, 1987.
4. Otto N. A., Benz C. Information gas engines. – Motoren-werke Mannheim AG «DEUTZ MWM». – 27 p.
5. Макаревич В., Джапаридзе Н. Строительство ГТЭС малой мощности с использованием попутного нефтяного газа // Газотурбинные технологии. – 2003. – № 3. – С. 16–19.

6. Горбов В. М. Энергетичні палива. – Миколаїв, 2003. – 328 с.
7. Михайленко А. Я. Топливо и металлургические печи. – М., 1949. – 401 с.
8. Майстренко А. Ю., Дудник А. Н., Яцкевич С. В. Технологии газификации углей для парогазовых установок. – Киев: Общество «Знание» Украины, 1993. – 68 с.
9. Nicolo A. The best use of existing technologies // «Member state technologies dedicated to help the energy self sufficiency process optimizing the local resources such as coal»: Труды семинара. – Kiev, January, 1997. – 20 p.
10. Карп И. Н. Метан угольных пластов // Экологические и ресурсосбережение. – 2005. – № 1. – С. 5–8.
11. Утилізація шахтного метану та проблеми реалізації рішень Кіотського протоколу на шахті імені О. Ф. Засядько / Ю. Л. Звягільський, І. О. Єфремов, В. Г. Ілюшенко та ін. // Екологія довкілля та безпека життєдіяльності. – 2003. – № 5. – С. 38–47.
12. Гелетуца Г. Г., Марценюк З. А. Обзор технологий добычи и использования биогаза на свалках и полигонах твердых бытовых отходов и перспективы их развития в Украине // Экологические и ресурсосбережение. – 1999. – № 4. – С. 6–14.
13. Особенности определения расхода электроэнергии на собственные нужды газотурбинных и парогазовых установок электростанций / В. Д. Буров, С. В. Цанев, В. В. Макаревич и др. // Вестник МЭИ. – 2001. – № 4. – С. 5–11.
14. Лукьяненко В. М., Бухолдин Ю. С., Парафейник В. П., Королев В. С. Состояние и тенденции развития компрессорного оборудования в ОАО «Сумское НПО им. Фрунзе» // Компрессорная техника и пневматика в XXI веке: Труды 13 международной конференции. – Сумы, 2004. – Том 1. – С. 19–43.
15. Бондаренко Г. А., Жарков П. Е. Винтовые компрессоры в системах обеспечения сжатым воздухом. – Сумы, изд. СумГУ, 2003. – 130 с.
16. Информационные материалы ОАО «Казанькомпрессормаш». – 2004. – 20 с.
17. Булавин Д. О. Современные центробежные компрессоры // Газотурбинные технологии. – 2006. – № 4. – С. 38–40.
18. Кабир О. Дожимные центробежные компрессоры для газотурбинных электростанций // Газотурбинные технологии. – 2003. – № 6. – С. 48–50.
19. Компрессоры топливного газа ОАО «Казанькомпрессормаш» для энергетических газотурбинных установок / А. Г. Сафиуллин, Е. Р. Ибрагимов, Я. З. Гузельбаев и др. // Газотурбинные технологии. – 2006. – № 4. – С. 16–18.

ГЛАВА 4

УПРАВЛЕНИЕ ВЫБРОСАМИ NO_x В КОГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВКАХ

1. О НОРМАХ ВЫБРОСОВ NO_x В ТОПЛИВОСЖИГАЮЩЕМ ОБОРУДОВАНИИ

Уровень выбросов оксидов азота NO_x в атмосферу с дымовыми газами является в настоящее время одним из основных технико-экономических показателей топочных устройств паровых и водогрейных котлов, а также тепловых приводных двигателей (ГТУ и ГПД). Тепловые электростанции и котельные, потребляя огромное количество газообразного, жидкого и твердого топлива, существенным образом влияют на экологическую обстановку в регионах.

В продуктах сжигания топлива на ТЭЦ, наряду с основными загрязнителями атмосферного воздуха – SO_2 и NO_x – при сжигании мазута, или NO_x – при сжигании природного газа, присутствует в небольших количествах оксид углерода CO (до 100 мг/м^3 в газовых котлах и до 500 мг/м^3 в мазутных), сажа (до 15 мг/м^3 при сжигании газа и до 100 мг/м^3 – мазута), альдегиды, прежде всего формальдегид ($10\text{--}70 \text{ мг/м}^3$), а также канцерогенные вещества – бензопирен и др. в крайне низких концентрациях.

Основным показателем токсичности продуктов сгорания (или любой газовой смеси, выбрасываемой в атмосферу) есть отношение концентрации данного токсичного вещества в продуктах сгорания, к предельно допустимой концентрации (ПДК) этого вещества в атмосферном воздухе населенных мест [1]. Это отношение характеризует уровень токсичности – Γ , например, для оксидов азота:

$$\Gamma = [\text{NO}_2] / \text{ПДК}_{\text{NO}_2} = [\text{NO}_2] / 0,085.$$

При совместном воздействии различных токсичных веществ имеет место эффект суммирования токсичности. Например, для котла ТГМП-314А (энергоблок 300 МВт), сжигающего мазут с содержанием серы $S^p = 2,3 \%$ при $\alpha = 1,02$, выброс токсичных веществ составлял: SO_2 – 4000 мг/м^3 , NO_x – 500 мг/м^3 , сажи – 75 мг/м^3 , CO_2 – $(0\text{--}500) \text{ мг/м}^3$, бензопирен – 10 мкг/100 м^3 , а уровень токсичности продуктов сгорания в этом случае составлял:

$$\Gamma \approx 8000 + 5880 + 500 + 50 + 100 = 14\,530$$

При сжигании природного газа токсичность продуктов сгорания на 98–99 % определяется выбросами оксидов азота, а при сжигании мазута на 95–97 % – выбросами SO_2 и NO_x .

Даже при крайне низкой оплате за выброс SO_2 и NO_x в Украине – 53 грн./т (\approx USD 10/т) – оплата Киевских ТЭЦ-5 и ТЭЦ-6 с энергоблоками 250/300 МВт в зимние месяцы достигает 50–60 тыс. гривень в месяц за выброс NO_x и 300–400 тыс. гривень за выброс SO_2 . В то же время в других странах плата за выбросы во много раз выше. Так, в США она составляет 150 USD за 1 т SO_2 и 600 USD за 1 т NO_x . Существующая довольно высокая плата за выбросы в странах Европы, в т. ч. в Польше, Чехии, Эстонии стимулирует применение защитных мероприятий, которые не требуют или почти не требуют увеличения расхода топлива.

Одной из основных проблем для проектировщиков топливосжигающего энергетического оборудования становится обеспечение установленных санитарными органами предельно допустимых концентраций газообразных примесей (в первую очередь – оксидов азота) в атмосферном воздухе. После введения ГОСТ 17.2.3.02-78 (Правила установления допустимых выбросов вредных веществ промышленными предприятиями) проблема ограничения выбросов оксидов азота приобретает большую остроту не только для проектировщиков, но и для эксплуатационного персонала тепловых электростанций, обязанного соблюдать нормы предельно допустимых или временно согласованных вредных выбросов. Основным критерием санитарно-гигиенической оценки качества воздуха является концентрация в нем того или иного загрязнителя. На основании исследований были установлены предельно допустимые концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе. Так, например, ПДК для NO_2 составляет $0,085 \text{ мг/м}^3$ воздуха.

Является очевидным, что для обеспечения ПДК какого-либо вредного вещества в атмосферном воздухе, концентрация этого вещества в продуктах сгорания топлива теплового двигателя или котла не должна превышать определенный нормированный уровень – ПДК данного вредного вещества в продуктах сгорания. Если ПДК в атмосферном воздухе является санитарной нормой (санитарная ПДК), т. е. пределом, до которого содержание данного вещества в воздухе не является опасным для жизни человека, то ПДК в продуктах сгорания энергетической установки является одной из ее технических характеристик (техническая ПДК), обеспечение которой является обязательным. Это в полной мере относится и к проектированию любой когенерационной установки, использующей органическое топливо. Поэтому анализ норм технической ПДК, существующих в Украине и в мире, рассмотрение проблем, связанных с выполнением этих норм, и методов решения этих проблем, является весьма важным для проектирования когенерационных установок.

В 70–80-х годах прошлого столетия в США, Японии, ФРГ и в некоторых других промышленно развитых странах в дополнение к санитарным нормам были введены нормы ПДВ – предельно допустимых выбросов, которые позволили оценивать ответственность каждого предприятия за загрязнение атмосферы. В дальнейшем по тексту понятия концентрации и выбросов, применяемые в соответствии с литературными источниками, являются тождественными применительно к оборудованию (точнее – к продуктам сгорания).

В СССР отсутствовали общесоюзные нормы предельно допустимых выбросов, но для каждой составляющей в соответствии с ГОСТ 17.2.3.02-78 устанавливались свои ПДВ (как по оксидам азота, так и по другим загрязни-

телям). Это связано с тем, что мероприятия по сокращению выбросов оксидов азота требуют усложнения конструкции горелок или топочных устройств, а в некоторых случаях – установки дополнительного оборудования. Большинство этих мероприятий повышает эксплуатационные расходы или снижает КПД котлов (если они внедряются на уже действующих котлах).

Требования по предельно допустимым выбросам оксидов азота с уходящими газами котлов, поставляемых для промышленных и отопительных нужд, определяются соответствующими нормативно-техническими документами (ГОСТы, технические условия) на эти котлы. Согласно этим документам установлены следующие ПДВ: для паровых котлов паропроизводительностью 4–25 т/ч – 290/380/500 мг/м³ при работе на природном газе, мазуте и твердом топливе (бурый уголь) соответственно; все концентрации отнесены к $\alpha = 1,4$. Для котлов 35–75 т/ч – 370/510/750 мг/м³; для котлов 100–160 т/ч – 600/750/850 мг/м³; для водогрейных котлов тепловой мощностью 4,65–35 МВт – 220/330/400 (500) мг/м³; для котлов 58,2–209 МВт – 290/380/400 (500) мг/м³.

Для сравнения в табл. 4.1 приведены нормы ПДВ для аналогичных котлов некоторых зарубежных стран.

Таблица 4.1

**Нормы предельно допустимых выбросов оксидов азота
в промышленно развитых странах, мг/м³**

Страна	Год ввода в действие	Мощность котла, МВт	Топливо			Примечание
			Газ ($\alpha = 1,167$)	Мазут ($\alpha = 1,167$)	Уголь ($\alpha = 1,4$)	
США	1978	> 73	315	460	737/614	Среднее значение за 720 ч
	1978	29–73	159	614	737	
Япония	1983	34–420	240	317	–	–
	1983	9–34	275	317	–	
	1983	<9	338	381	–	
	1983	<30	–	–	600	
	1983	30–500	–	–	513	
	1987	30–500	205	325	513	
ФРГ	1984	100–300	200	–	–	Среднесуточная концентрация
	1984	50–300	–	300	400	
	1986	10–100	200	–	–	
	1986	1–50	–	450	536; 467*	

* Первое значение – для топок с кипящим слоем мощностью 20–50 МВт, второе – для топок с циркулирующим кипящим слоем.

Для котельных установок, поставляемых с пылегазоочистным оборудованием, технические требования СССР предусматривали нормы ПДВ оксидов азота для установок мощностью меньше 300 МВт при работе на газе на уровне 250 мг/м³.

Зарубежная практика природоохранного законодательства основана на дифференцированном в соответствии с мощностью котельных установок (особенно в области малых мощностей) подходе к регламентации вредных выбросов, причем для котлов малой мощности уровень ПДВ выше, чем для мощных энергетических котлов. Это объясняется тем, что снижение выбросов оксидов азота на котлах малой мощности с помощью дорогостоящих и сложных в эксплуатации установок по очистке дымовых газов экономически нецелесообразно. Поэтому подавление выбросов оксидов азота в них возможно только за счет первичных мероприятий (воздействием на топочный процесс). Возможности же первичных мероприятий, осуществляемых на котлах малой мощности, ограничены в силу их конструктивных особенностей: одnogорелочное топочное устройство или одноярусное расположение горелок, сравнительно высокие тепловые напряжения топочного объема при относительно низком температурном уровне процесса сжигания и т. п.

Фактический уровень выбросов оксидов азота котлами типа ДЕ и КВ-ГМ согласно замерам, выполненным сотрудниками НПО ЦКТИ, лежит в пределах $150\text{--}300\text{ мг/м}^3$ соответственно при работе на газе и мазуте. Эти данные свидетельствуют о соответствии большинства котлов указанных типов требованиям отечественных и зарубежных нормативно-технических и законодательных документов.

В связи с высокой токсичностью оксидов азота жестко ограничиваются их предельно-допустимые выбросы также с отработавшими газами ГТУ и ПГУ. Так, по ГОСТ 29328 на стационарные ГТУ, значения концентрации оксидов азота при их работе с нагрузкой от 0,5 до номинальной не должны превышать 150 мг/м^3 на газообразном и жидком топливе ($[\text{O}_2] = 15\%$), а для вновь создаваемых ГТУ – 50 мг/м^3 на газообразном топливе и 100 мг/м^3 на жидком.

На компрессорных станциях (КС) эксплуатируется большое количество ГТУ, отличающихся конструктивным оформлением камер сгорания, уровнем давлений и температур выхлопных газов, концентрациями оксидов азота, выбрасываемых в атмосферу. Реальные показатели по выбросам NO_x в действующих ГТУ-приводах газоперекачивающих агрегатов приведены в табл. 4.2, а также на рис. 4.1 [2].

Состав выхлопных газов ГТУ определяется путем анализа проб продуктов сгорания:

RO_2, O_2 – газоанализатором ГХП-3М с погрешностью $\pm(3\text{...}4)\%$;

$\text{H}_2, \text{CO}, \text{CH}_4$ на хроматографе «Газохром 3101» с погрешностью $\pm 5\%$;

NO_x – индикаторным раствором реактива Грисса по ОСТ 51.135-85 с погрешностью $\pm 5\%$.

Измеренные концентрации оксидов азота приводились к условному режиму для сравнения с допустимым уровнем концентрации NO_x по формуле

$$[\text{NO}_x]_{\alpha=3,5} = \frac{[\text{NO}_x]_{\text{изм}} \cdot \alpha}{3,5}, \quad (4.1)$$

где α – фактический коэффициент избытка воздуха в выхлопных газах в момент измерения $[\text{NO}_x]$.

Наиболее высокий уровень концентраций NO_x зафиксирован в выхлопных газах ГТУ, работающих по регенеративному циклу, где она достигает 350–400 мг/м³ и значительно превышает предельно допустимую концентрацию.

Таблица 4.2

Уровень выбросов NO_x и CO в выхлопных газах ГТУ-приводов КС

Тип ГТУ	Параметры режима				Концентрация компонентов продуктов сгорания		
	N, МВт	T перед ТВД, К	T за ТНД, К	P _{ок} , кПа	CO, %	α	NO _x ср, мг/м ³
ГТ-750-6	5,90	933	793	353,04	0,0030	8,75	238
	5,85	923	801	345,19	0,0030	9,55	212
	5,95	973	733	367,75	0,0010	8,75	285
	6,10	1003	783	362,86	0,0045	7,00	320
ГТН-9-750	7,30	968	–	196,13	След	6,18	187
	6,80	893	–	156,01	0,0030	7,50	105
	6,50	913	–	166,71	След	4,77	132
	6,60	903	–	166,71	След	5,25	130
ГТК-10	5,30	1051	813	196,13	–	8,08	312
	8,83	1053	773	294,20	0,0020	8,08	340
	6,18	1053	823	264,78	0,0020	8,08	357
	8,27	1043	823	300,08	–	8,75	334
	7,44	–	–	–	След	7,00	405
	8,40	–	–	–	–	8,07	468
	7,40	1053	–	284,39	–	6,56	433
	7,90	1048	–	287,33	–	6,56	412
ГТН-25	23,50	1098	683	921,82	0,0200	5,83	110
	22,50	1093	678	902,21	0,0200	5,52	100
	30,00	1131	694	970,85	0,0100	5,00	145
ГПА-Ц-6,3	3,50	–	703	427,57	0,0150	8,75	40
	4,50	–	711	427,57	0,0150	8,07	60
	6,30	–	708	427,57	0,0150	8,75	60
ГПА-Ц-16	11,50	–	803	–	0,0100	4,20	55
	6,50	–	653	–	0,0100	7,00	30

Концентрация NO_x в ГТУ с камерами сгорания авиационного типа и кольцевой камерой сгорания с микрофакельным сжиганием топлива на рабочих режимах была сравнительно невысокой – 70–150 мг/м³. Однако для этих камер сгорания характерно существенное содержание CO в выхлопных газах.

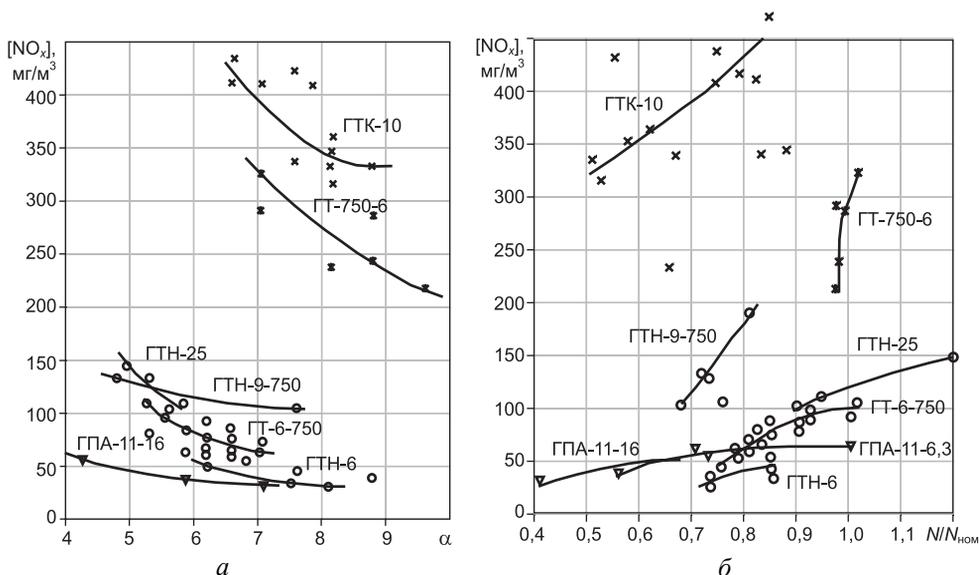


Рис. 4.1. Зависимости концентрации NO_x в выхлопных газах ГТУ-приводов от коэффициента избытка воздуха (а) и от нагрузки ГТУ (б) [2].

Величина концентрации NO_x для одновальных ГТУ в сопоставимых режимных условиях может отличаться на 25–35 %. Приведенные результаты относятся к ГТУ производства 70-х годов. Все ужесточающиеся требования по охране окружающей среды, а также обстановка в экологически напряженных районах обуславливают необходимость совершенствования котельно-топочного оборудования и двигателей в направлении снижения выбросов окислов азота.

Современные ГТУ отечественного производства имеют уровни выбросов NO_x менее 100 mg/m^3 (при $[\text{O}_2] = 15 \%$). Более подробно экологические характеристики ГТУ нового поколения приведены во второй части данного пособия.

Жесткие ограничения на концентрацию NO_x в отходящих продуктах сгорания топливоиспользующих агрегатов приняты в большинстве промышленно развитых стран (табл. 4.3).

Нормы ПДВ периодически пересматриваются (в сторону ужесточения) и дифференцируются по видам топлива и мощности энергетического оборудования.

Предельные нормы в Японии для пылеугольных котлов дважды пересматривались (в 1983 г. и на рубеже 1987 г.), после чего они стали одними из самых низких в мире (табл. 4.4) [3].

Коэффициенты пересчета концентрации NO_x приведены в табл. 4.5.

С 1985 г. в Европе существуют национальные стандарты для установок мощностью 100 МВт и более, для 50 МВт – с 1990 г.

В ФРГ с 1986 г. действует инструкция TA-Luft, регламентирующая предельно допустимую концентрацию NO_x в выбросах промышленных топливоиспользующих агрегатов в зависимости от температуры подогрева воздуха

горения. В условиях сильного влияния высокотемпературного подогрева воздуха существуют жесткие правила, принятые в ФРГ, касающиеся ограничения предельного содержания NO₂ при [O₂]= 3 % на уровне 100 и 150 ppm при работе теплосиловых установок на газе и жидком топливе, соответственно. Это несколько ниже, чем для металлургических и технологических печей.

Таблица 4.3

Перечень ограничений по выбросам вредных веществ в некоторых странах Европы (на конец 1997 г.)

Страна	Газовые турбины					Поршневые двигатели	
	Мощность двигателя и объемный расход отработавших газов	NO _x * (мг/м ³)**		CO (мг/м ³)**		NO _x * (мг/м ³)***	CO (мг/м ³)***
		Вид топлива		Вид топлива		Газ	
		Газ	Жидкое	Газ	Жидкое		
Чехия, Словакия	≤60 000 м ³ /ч	350	350	100	100	500	650
	>60 000 м ³ /ч	300	300	100	100		
Франция	<20 МВт _т	150	200	100	100	500	800
	20–120 МВт _т	100	150	100	100		
Италия	<15 МВт _т	100	200	100	100	500	650
	15–20 МВт _т	80	200	80	100		
	>50 МВт _т	60	200	60	100		
Германия	≤100 МВт _т	150	200	100	100	500	650
	>100 МВт _т	100	150	100	100		
Нидерланды	все диапазоны мощностей	76	76	Без ограничений	Без ограничений	438	Без ограничений
Австрия	<50 МВт _т	150	200	100	100	350	500
	≥50 МВт _т	150	200	100	100		
Россия	Мех. привод	50	–	50	–	–	–
	Выработка электричества	50	100	–	–		
Великобритания	<50 МВт _т	116	166	100	100	Без ограничений	Без ограничений
	≥50 МВт _т	58	116	100	100		

* выраженные как NO₂;

** для дымовых газов: 0 °С; 101,3 кПа; приведенные к содержанию кислорода 15 % по объему;

*** для дымовых газов: 0 °С; 101,3 кПа; приведенные к содержанию кислорода 5 % по объему.

Таблица 4.4

Предельно допустимые выбросы NO_x для энергетических котлов (Япония)

Вид топлива и расчетный избыток воздуха	Паропроизводительность котла, т/ч	Предельные выбросы NO_x	
		ppm = млн ⁻¹	мг/м ³ в пересчете на NO_2
Уголь, $O_2 = 6\%$	≤ 570	250	513
	> 570	200	410
Мазут, $O_2 = 4\%$	≤ 540	150	308
	> 540	130	267
Газ, $O_2 = 5\%$	≤ 506	100	205
	> 506	60	123

Таблица 4.5

Коэффициенты пересчета единиц концентрации и удельных выбросов оксидов азота

Единицы, в которых задана концентрация NO_x	Единицы, на которые пересчитывается концентрация			
	ppm = млн ⁻¹ (см ³ /м ³)	Объемная доля, %	г/м ³ NO_2 при 0 °С и 101,3 кПа	мг/кг NO_2
ppm = млн ⁻¹ ; см ³ /м ³	1	10^{-4}	0,002	1,6
Объемная доля, %	10^4	1	20,45	$1,6 \cdot 10^4$
г/м ³ NO_2 при 0 °С и 101,3 кПа,	490	0,049	1	790
мг/кг NO_2	0,63	$63 \cdot 10^{-6}$	0,0013	1
Единицы, в которых заданы удельные выбросы NO_x	Единицы, на которые пересчитываются удельные выбросы NO_x			
	кг/ГДж = г/МДж = мг/кДж	кг/т условного топлива	lb/10 ⁶ ВТУ = фунт/млн БТЕ	кг/Гкал = г/Мкал
кг/ГДж, г/МДж, мг/кДж	1	29,3	2,3	4,19
кг/т условного топлива	0,034	1	0,079	0,143
lb/10 ⁶ ВТУ, фунт/млн БТЕ	0,43	12,6	1	1,8
кг/Гкал, г/Мкал	0,24	7,0	0,556	1

Интересно отметить, что для ряда высокотемпературных технологических печей, таких, как стекловаренные, по данным английских специалистов, концентрация NO_x составляет 2,8 г/м³, что в 7 раз выше, чем для котлоагрегата электростанции, и в 24 раза выше, чем для газовой турбины [4].

В США оговариваемые значения NO_x при рабочей температуре порядка 1316 °С составляют 150 ppm в металлургических печах и 120–130 ppm в неф-

теперерабатывающих печах (в зависимости от используемого топлива). Стандарты Японии допускают уровень концентраций NO_x 288 ppm, отнесенный к содержанию в продуктах сгорания 3 % O₂, для газовых металлургических печей и 306 ppm – на нефтеперерабатывающих печах.

Если оговариваются значения [NO_x]₅ (ppm), приведенные к содержанию O₂ = 5 % в продуктах сгорания, пересчет нормированных значений [NO_x]₅ на фактическое содержание O₂ при соответствующих α ≥ 1,0 выполняется по формуле:

$$[\text{NO}_x]_\alpha = 2,04[\text{NO}_x]_{5\%} \frac{21 - [\text{O}_2]_\alpha}{21 - 5} = 0,1275[\text{NO}_x]_{5\%} (21 - [\text{O}_2]_\alpha) \text{ мг/м}^3, \quad (4.2)$$

где [NO_x]_α, [O₂]_α – соответственно концентрация NO_x, приведенная к NO₂, мг/м³, и объемная доля кислорода в сухих продуктах сгорания фиксированного состава при истинном α; 2,04 – переводной коэффициент с NO_x на NO₂.

В соответствии со стандартами, принятыми в отраслях промышленности различных стран, значения NO_x приводятся к содержанию O₂ = 3 %.

В соответствии с методикой, принятой за рубежом и в странах СНГ, содержание окислов азота NO_x (в пересчете на NO₂) приводится к концентрации кислорода O₂ = 15 % в дымовых газах за ГТУ. В соответствии с зарубежными нормами для котлов массовая концентрация NO_x в дымовых газах приводится к такому значению коэффициента избытка воздуха, при котором содержание кислорода в сухих продуктах сгорания равно 6 %.

Госкомитет Украины по охране природы рекомендует при проведении работ по оценке вредных выбросов в атмосферу использовать приведение результатов измерений к коэффициенту избытка воздуха, равному α = 1,0, т. е. к теоретическим условиям сгорания при нулевом избытке кислорода в дымовых газах.

В то же время методические указания Минэнерго России по расчету предельно допустимого содержания и выброса окислов азота с дымовыми газами, а также нормы по ГОСТ 28269-89, ориентированы на приведение результатов анализа к значению коэффициента избытка воздуха α = 1,4, что для разных топлив соответствует разным значениям [O₂].

В некоторых странах (США, Великобритания) для нормирования выбросов вредных веществ в отработанных газах энергооборудования вводят параметр удельных выбросов этих веществ, определяемый как массу выбросов, генерируемых за время выработки 1 кВт·ч энергии (г/кВт·ч). В отличие от концентрации выбросов в дымовых газах новый параметр стимулирует потребителей применять наиболее энергосовершенные технологии преобразования энергии топлива в другие виды.

Очевидно, что при равной допустимой концентрации, например NO_x в дымовых газах, две однотипные установки с разными коэффициентами полезного действия будут иметь различные удельные выбросы – чем выше КПД установки, тем больше кВт·ч энергии она производит с единицы топлива и тем ниже, следовательно, будут у нее удельные выбросы вредных веществ.

По аналогии можно отметить, что в иностранных каталогах для энергетического оборудования (ГТУ или ГПД) часто указывается величина удельного расхода теплоты в МДж/кВт·ч; она заменяет КПД двигателя, т. к. не требует привязки к значению Q_н^p.

Действующие ныне ограничения по выбросам вредных веществ на 1 кВт·ч для газопоршневых двигателей в Южной Калифорнии в прибрежной зоне таковы: 0,2 г NO_x; 0,8 г СО и 0,8 г НС. Во многих крупных городах США такие ограничения либо уже приняты, или же там планируют их ввести, т. е. такие низкие уровни выбросов вредных веществ являются их стандартами.

Переведем указанные нормативы в единицы концентрации NO_x (мг/м³). Согласно каталогу (Diesel & Gas Turbine Worldwide) для газопоршневого двигателя модели KRGS-6G2 мощностью 1 МВт фирмы Ulstein Bergen (Норвегия) удельный расход теплоты составляет 8,7 МДж/кВт·ч, что соответствует КПД ≈ 41 %. Принимая для природного газа Q_н^p = 32 МДж/м³, коэффициент избытка воздуха в камере сгорания α = 2,1 и теоретический объем воздуха, необходимый для сжигания V₀ = 9,5, можно определить объемный расход сухих продуктов сгорания, образующихся при выработке 1 кВт·ч энергии – 5,13 м³. Таким образом, указанные выше удельные выбросы в дымовых газах соответствуют следующим их концентрациям:

$$[\text{NO}_x] = 200 : 5,13 = 39 \text{ мг/м}^3;$$

$$[\text{CO}] = [\text{НС}] = 800 : 5,13 = 156 \text{ мг/м}^3.$$

Указанные концентрации имеют место при фактическом содержании 12 % O₂ в сухих продуктах сгорания. Для сопоставления с действующими нормативами необходим пересчет на стандартные условия (5% O₂, температура 288 К): [NO_x] = 39 · (21–5)/(21–12) · (668 : 288) = 160 мг/м³; [CO] = [НС] = 643 мг/м³, где 668 К – температура выхлопных газов. Таким образом, установленная в штате Калифорния предельная норма выбросов NO_x 200 мг/кВт·ч, пересчитанная на стандартные условия, на 90 мг/м³ (т. е. на 36 %) ниже действующей в Германии нормы по стандарту ½ TA-Luft для ГПД, равной 250 мг/м³.

2. МЕХАНИЗМЫ ОБРАЗОВАНИЯ ОКСИДОВ АЗОТА ПРИ СЖИГАНИИ ТОПЛИВА

Три источника образования NO_x [5]

Систематические исследования физико-химических процессов генерации NO_x в топочных устройствах котлов, в двигателях внутреннего сгорания и в печах различных нагревательных устройств были начаты в 50-х годах прошлого столетия.

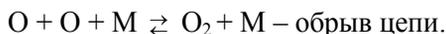
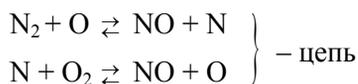
Источником оксидов азота может быть молекулярный азот воздуха, используемого в качестве окислителя при горении, или азотсодержащие компоненты топлива. В связи с этим принято делить оксиды азота на воздушные и топливные. Воздушные, в свою очередь, можно разделить на термические, образующиеся при высоких температурах за счет окисления молекулярного азота атомарным кислородом (механизм Зельдовича), и так называемые

«быстрые» оксиды азота, образующиеся в зоне сравнительно низких температур в результате реакции углеводородных радикалов с молекулой азота и последующего взаимодействия атомарного азота с гидроксидом ОН.

Относительная роль трех источников образования NO_x зависит от температурного уровня в зоне горения, от содержания связанного азота в топливе, а также от некоторых параметров топочного процесса. Понятно, что при сжигании, например, природного газа, не содержащего связанного азота, не приходится говорить о топливных оксидах азота. С другой стороны, при факельном сжигании высоковлажных бурых углей в топках с твердым шлакоудалением, когда температура процесса не превышает 1500–1600 К, интенсивность образования термических оксидов азота настолько мала, что ими можно пренебречь.

Термические оксиды азота

Советскими учеными Я. Б. Зельдовичем, П. Н. Садовниковым и Д. А. Франк-Каменецким была выполнена работа, в которой показана термическая природа реакции окисления молекулярного азота и исследован цепной механизм реакции образования оксида азота, в котором решающая роль отводится атомарному кислороду:



Авторы изучали реакции окисления азота с помощью взрывных бомб, в которых сжигались смеси водорода, оксида углерода, метана или других горючих с кислородом и азотом. В ряде опытов в смеси добавлялся оксид азота. Опыты показали, что количество образующегося оксида азота не зависит от кинетики горения, реакции образования NO происходят после завершения процесса горения, когда повышение температуры приводит к диссоциации молекулярного кислорода:



В этой же работе было получено формально-кинетическое уравнение скорости обратимой реакции образования и разложения оксида азота:

$$\frac{d\text{NO}}{d\tau} = \frac{5 \cdot 10^{11}}{\sqrt{\text{O}_2}} \exp\left[-\frac{360000}{RT}\right] \left\{ \frac{64}{3} \text{O}_2 \cdot \text{N}_2 \exp\left[-\frac{180000}{RT}\right]^2 - [\text{NO}]^2 \right\}, \quad (4.3)$$

где O₂, N₂ и NO – мгновенные концентрации избыточного кислорода, азота и оксида азота, моль/л; τ – время, с; T – температура в зоне реакции, К; R – газовая постоянная, Дж/(К·моль); энергия активации выражена в джоулях на моль.

Первый член в фигурных скобках представляет собой квадрат равновесной концентрации оксида азота:

$$(\text{NO})_{\text{равн}} = 8 \sqrt{\frac{\text{O}_2 \cdot \text{N}_2}{3}} \exp\left[-\frac{180000}{2RT}\right]. \quad (4.4)$$

Время достижения равновесной концентрации оксида азота можно рассчитать по формуле Ю. П. Райзера:

$$\tau_{\text{равн}} = \frac{2,06 \cdot 10^{-12}}{\sqrt{\text{N}_2}} \exp\left[\frac{53750}{T}\right]. \quad (4.5)$$

Расчет по этому уравнению показывает, что в диапазоне температур 1530–1630 °С время достижения равновесных концентраций NO составляет примерно 23–4 с. В топках котельных установок время пребывания продуктов сгорания значительно меньше. На рис. 4.2 приведены кривые, характеризующие зависимость времени пребывания τ от теплового напряжения топочного объема q_V для котлов, работающих на природном газе, мазуте, каменных и бурых углях.

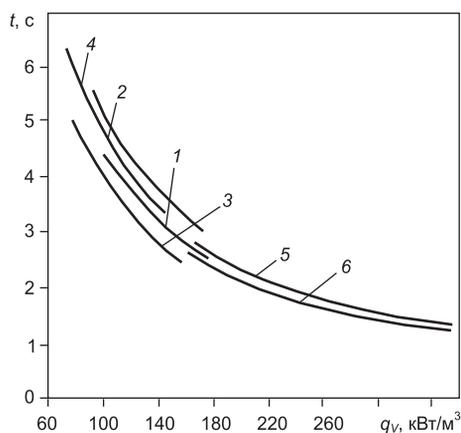


Рис. 4.2. Максимальное время пребывания продуктов сгорания в топке в функции теплонапряжения q_V :

1 – каменный уголь, топки с ЖШУ; 2 – то же, топки с ТШУ; 3 – бурый уголь, топки с ЖШУ; 4 – то же, топки с ТШУ; 5 – мазут; 6 – природный газ.

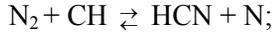
Из графика видно, что время пребывания газов в топке достаточно мало. Если учесть, что термический NO образуется в основном в узком диапазоне температур [$T_{\text{макс}} \div (T_{\text{макс}} - 60 \text{ K})$] и время пребывания в этой зоне еще меньше, то можно сделать вывод, что при образовании оксида азота в топках котельных установок не достигаются равновесные концентрации и, следовательно, концентрация NO в дымовых газах зависит от кинетики химических реакций.

Быстрые оксиды азота

Приведенный выше механизм образования оксида азота описывает гомогенный процесс, происходящий в зоне за фронтом пламени, после завершения процесса горения предварительно перемешанной горючей смеси с коэффициентом избытка воздуха $\alpha > 1,0$. В 1970 г. Фенимор обнаружил несоответствие термической теории Зельдовича с тщательно поставленными экспериментами, в которых сжигались предварительно перемешанные смеси этилена, метана и пропана с кислородом и азотом. В этих опытах измеренные Фенимором концентрации NO увеличивались, начиная с определенного момента времени, в строгом соответствии с механизмом Зельдовича, однако линейная экстраполяция зависимости концентрации NO от времени к началу координат показала, что во фронте

пламени углеводородов за весьма короткий промежуток времени образуется оксид азота по механизму, отличному от предложенного Зельдовичем.

Фенимором было высказано предположение о наличии в зоне с большим содержанием горючих компонентов следующих реакций:



Эти реакции протекают достаточно энергично даже при температуре 1600 К, когда образование термических оксидов азота практически не происходит.

Обнаруженный оксид азота был назван «быстрым» в связи с тем, что скорость его образования в узкой зоне фронта пламени весьма велика. Экспериментально наличие быстрых NO в турбулентном диффузионном факеле было показано Боумэнном.

Позднее количественная зависимость образования быстрых оксидов азота от некоторых параметров была исследована И. Я. Сигалом и его сотрудниками в Институте газа НАН Украины. Метод, примененный в этих исследованиях, основан на быстром охлаждении продуктов сгорания и замораживании реакции образования NO в зоне сгоревшего газа. Горючая смесь подавалась в изготовленный из кварца водоохлаждаемый канал конической формы. Изменяя расход горючей смеси, авторы добивались смещения фронта воспламенения и находили такое его положение, когда концентрация NO в продуктах сгорания за фронтом пламени оставалась неизменной. Это позволяло по результатам одного измерения, без экстраполяции к фронту пламени, оценивать концентрацию быстрых оксидов азота.

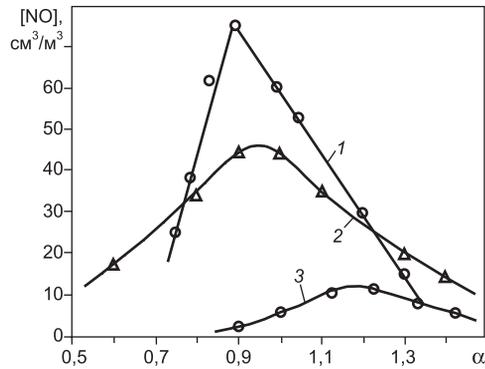


Рис. 4.3. Выход оксидов азота во фронте пламени метана (1), оксида углерода (2) и водорода (3) [5].

На рис. 4.3 приведены результаты опытов, проведенных при сжигании метана, оксида углерода и водорода в широком диапазоне избытков воздуха. Графики показывают, что при сжигании природного газа в топках энергетических котлов необходимо считаться с образованием оксидов азота во фронте пламени. Расчеты, выполненные сотрудниками ИГ НАН Украины, показали, что для диффузионного пламени природного газа минимальная концентрация быстрых оксидов азота составляет примерно 75 мг/м³.

Топливные оксиды азота

Термин «топливные» оксиды азота принят для обозначения NO_x, образующихся из азотсодержащих компонентов жидких и твердых топлив. Наличие еще одного источника оксидов азота было показано в исследовании Томаса и

Шоу, которые при сжигании в лабораторной установке оксида углерода с азотсодержащими добавками (метилцианид, сек-бутиламин, пиридин) получали высокую концентрацию NO в продуктах сгорания (до $1200 \text{ см}^3/\text{м}^3$) вне зависимости от того, использовался ли в качестве окислителя воздух или не содержащая азота смесь кислорода с аргоном. Температура горения CO в опытах Томаса и Шоу была весьма низкой: 860–1145 К.

Топливный оксид азота, естественно, будет отсутствовать при сжигании природного газа, однако при сжигании жидкого и твердого топлива нельзя не учитывать наличие азота в топливе. В горючих технических газах концентрация примесей, содержащих связанный азот, может достигать 0,1 %. Сжигание таких газов, несомненно, приведет к образованию топливных NO.

Содержание азота в мазуте зависит как от марки нефти, из которой получен мазут, так и от особенностей технологического процесса получения мазута. В большинстве мазутов, поставляемых на электростанции, доля азота составляет 0,25–0,35 % от массы топлива. Считается, что азотистые соединения нефти представляют собой гетероциклические соединения с атомом азота или NH в одном из колец. Азот входит также в состав высокомолекулярных полициклических соединений, содержащих металлы и кислород.

С точки зрения образования оксидов азота большое значение имеют закономерности разложения азотсодержащих веществ при быстром нагревании различных топлив, а также механизм разложения азотсодержащих компонентов твердого топлива. Известно, что попадая в топочную камеру, угольная частица нагревается со скоростью 10^4 – 10^5 К/с. При этом происходит выделение летучих веществ, количество которых определяется степенью метаморфизма угля, а для некоторых топлив – температурой термического разложения и скоростью нагрева. Одновременно выделяются азотсодержащие радикалы (амины и цианиды).

3. ЭМИССИЯ ТОКСИЧЕСКИХ ВЕЩЕСТВ В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Выхлопные газы двигателей внутреннего сгорания и газовых турбин состоят в основном из безвредных продуктов сгорания топлива – углекислого газа и паров воды; в относительно небольшом количестве в них содержатся вещества, обладающие токсическим или канцерогенным действием, а также сажа, сама по себе не токсичная [6].

К первой разновидности вредных веществ относят вещества, образующиеся при сгорании традиционного углеводородного топлива – продукты его частичного окисления и разложения: окись углерода, углеводороды различного химического состава и строения и сажа.

Вторую разновидность токсических веществ представляют окислы азота, образующиеся в процессе сгорания независимо от вида и свойств применяемого топлива.

Ввиду чрезвычайной сложности цепного механизма горения углеводородного топлива образование токсических продуктов неполного окисления угле-

водородов рассматривают, ограничиваясь условиями сгорания топлива в двигателях.

Окись углерода

В двигателях с принудительным воспламенением концентрация окиси углерода достигает больших значений при работе на богатой смеси (при $\alpha < 1$) из-за недостатка кислорода для полного окисления топлива. Как промежуточный продукт цепных реакций окись углерода образуется и при горении бедной смеси (при $\alpha > 1$), но большая ее часть в результате последующих реакций (при наличии несвязанного кислорода) окисляется в углекислый газ.

Образование окиси углерода возможно также в результате распада альдегидов в зоне холодного пламени и вследствие диссоциации углекислого газа при высокой температуре.

Концентрация окиси углерода в выпускных газах определяется в основном средним коэффициентом избытка воздуха в горючей смеси для каждого цилиндра: она значительна при работе двигателя на богатой смеси – до 7 % (рис. 4.4) и невелика – около 0,2–0,3 % – при работе на бедной смеси. Слишком бедная смесь, по мере приближения к нижнему концентрационному пределу ($\alpha \approx 1,3$) горит относительно медленно, и в выпускных газах увеличивается концентрация продуктов неполного окисления топлива, в том числе и окиси углерода.

Достаточно высокую концентрацию окиси углерода (до 1 %) наблюдают иногда при работе карбюраторного двигателя на стехиометрической смеси. Объясняют это неидентичностью состава смеси в отдельных цилиндрах, в связи с чем при среднем для двигателя коэффициенте $\alpha > 1$ возможно в одном (или нескольких) цилиндрах наполнение богатой смесью.

Температура закалки при догорании окиси углерода стехиометрической однородной смеси составляет приблизительно 1000 К, поэтому реакции окисления CO с образованием CO_2 продолжаются (при наличии несвязанного кислорода) в процессах расширения и выпуска не только в цилиндре, но и выпускном трубопроводе.

В дизелях окись углерода, образовавшаяся при горении в зонах с богатой смесью, успевает догореть в процессе расширения, поскольку в цилиндре дизеля всегда есть в избытке воздух, и поэтому концентрация CO в выпускных газах дизелей невысока – не более 0,2–0,3 %.

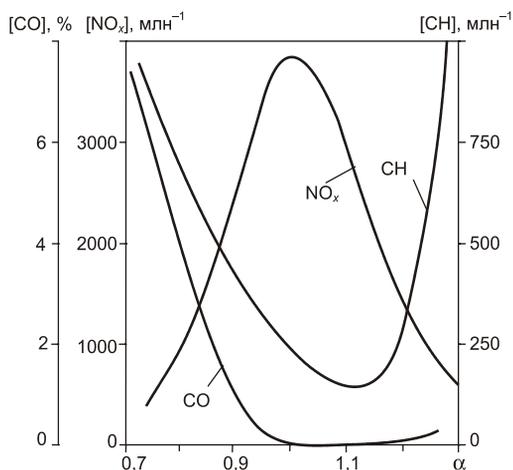


Рис. 4.4. Концентрация токсических веществ в выпускных газах карбюраторного четырехтактного двигателя [6].

Углеводороды

Углеводородные соединения содержатся в выпускных газах в виде продуктов неполного окисления и разложения топлива и в виде паров топлива при всех режимах работы двигателя, включая режимы его наилучшей экономичности.

В двигателе с принудительным воспламенением неполное сгорание топлива происходит в тонком пристенном слое горючей смеси, где из-за теплоотдачи в стенки камеры сгорания температура смеси существенно ниже, чем на удалении от них, и скорость реакций недостаточна для полного окисления топлива.

Для средних нагрузок при работе на бедной смеси (при $\alpha = 1,1 \div 1,2$) концентрация углеводородов достигает минимума; приблизительно при таких же значениях коэффициента избытка воздуха двигатель имеет наилучшую экономичность.

Отклонение состава смеси как в сторону обеднения, так и в сторону обогащения, вызывает резкое повышение концентрации углеводородов в выпускных газах. При работе двигателя на бедной смеси, близкой в среднем для двигателя к нижнему концентрационному пределу, в отдельных цилиндрах смесь из-за неидентичности состава по цилиндрам может оказаться слишком обедненной. В таких случаях появляются пропуски воспламенения и концентрация углеводородов резко возрастает, так как в выпускной трубопровод попадает несгоревшее топливо.

Повышение концентрации углеводородов при работе на богатой смеси ($\alpha < 1$) объясняется недостатком кислорода.

Сажа

Сажа образуется в результате пиролиза топлива при высокой температуре и давлении в среде с недостатком кислорода. Подобные условия наблюдаются в ядре топливного факела вблизи форсунки при впрыске последних порций топлива. Одновременно с сажей образуются окись углерода и углеводороды. Сажа представляет собой твердые сферические частицы с начальным диаметром около 0,45 мкм. Частицы образуют структурные соединения размером в несколько микрон.

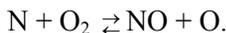
Система электронного регулирования угла опережения зажигания и состава смеси на базе микропроцессоров обеспечивает их оптимизацию с учетом температуры окружающего воздуха, разрежения во впускном трубопроводе, температуры жидкости в системе охлаждения, частоты вращения коленчатого вала, положения дроссельной заслонки и скорости ее углового перемещения на установившихся режимах.

Окислы азота

Азот – химически инертный газ при атмосферных условиях, с кислородом реагирует при высоких температурах и давлении, образуя окись азота NO и небольшое количество двуокиси NO₂. Окисление азота начинается при температурах выше 1230 °С, а при 2030 °С и более реакция протекает достаточно быстро (время реакции равно $10^{-2} - 10^{-6}$ с).

Выше уже излагалась теория Я. Б. Зельдовича о термической природе образования окиси азота. Согласно этой теории скорость образования окиси азота определяется максимальной температурой в зоне реакций, концентрацией кислорода и азота в продуктах сгорания и не зависит от химических свойств топлива (если в топливе нет азотосодержащих компонентов) и материала стенок камеры сгорания.

По предложению Н. Н. Семенова принят цепной механизм образования окиси азота с двумя основными реакциями, в которых активную роль играют атомы азота и кислорода, образующиеся при диссоциации молекул азота и кислорода:



Скорость цепных реакций в целом определяет первая, эндотермическая, реакция, требующая значительной энергии (316,1 кДж/К·моль).

Образование окислов азота в цилиндре двигателя происходит при быстро изменяющихся температуре и давлении, что существенно влияет, наряду с максимальной температурой газов в цилиндре, на протекание реакций. При температуре газов выше 2230 °С время релаксации окиси азота $\leq 5 \cdot 10^{-3}$ с, что значительно меньше длительности цикла. Поэтому в реакциях окисления газы находятся в состоянии термодинамического равновесия. В связи с резким уменьшением температуры газов в процессе расширения время релаксации возрастает: при температуре ниже 2030 °С оно больше 10^{-1} с, т. е. значительно превышает продолжительность цикла. В результате быстрого понижения температуры и давления термодинамическое равновесие газов в реакциях нарушается и происходит явление, которое называют «закалкой» газов: концентрация окиси азота остается на уровне равновесной концентрации при температуре около 2030 °С ($\alpha > 1$). Концентрация NO зависит от скорости охлаждения газов.

Существенная температурная неоднородность в камере сгорания дизелей вызвана неоднородностью состава смеси. Образование окиси азота происходит в зонах топливного факела, где смесь приближается по составу к стехиометрической, а локальная температура может достигать 2230 °С.

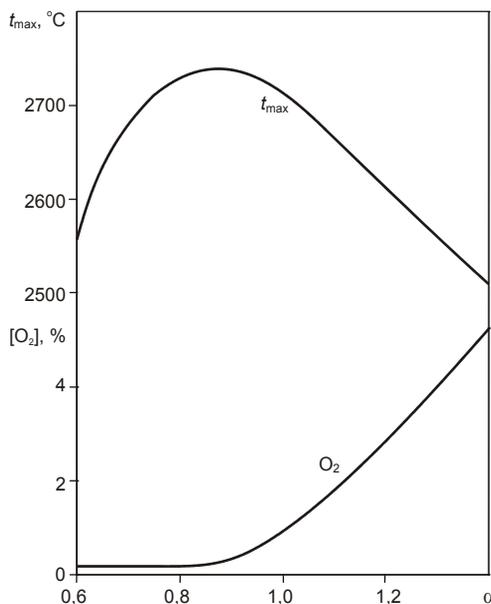


Рис. 4.5. Максимальная температура газов в цилиндре и концентрация кислорода в выпускных газах четырехтактного двигателя с принудительным воспламенением [6].

И хотя максимальная температура газов в цилиндре (средняя по объему) дизеля редко превышает 1930 °С, концентрация окислов азота в выпускных газах имеет такой же порядок, как и в двигателях с принудительным воспламенением.

Концентрация окиси азота в выхлопных газах достигает максимума при работе двигателя на смеси, близкой к стехиометрической (при $\alpha = 1,0 \div 1,05$), когда концентрация несвязанного кислорода в продуктах сгорания достаточно высока (рис. 4.5), а максимальная температура цикла не намного ниже ее абсолютного максимума при работе на богатой смеси (при $\alpha = 0,90 \div 0,95$).

Обеднение смеси позволяет снизить концентрацию окислов азота и окиси углерода, не вызывая увеличения концентрации углеводородов, и одновременно обеспечить уменьшение расхода топлива.

Концентрация окиси азота при горении смеси с коэффициентом избытка воздуха $\alpha > 1,3$ существенно ниже, чем при горении стехиометрической смеси (рис. 4.4). В двигателях с обычной камерой сгорания граница области устойчивой работы на бедных смесях определяется появлением пропусков воспламенения – при коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1,2$, а минимальный расход топлива при работе со средними нагрузками получается при меньших значениях коэффициента $\alpha = 1,05 \div 1,15$.

Обеднение смеси целесообразно доводить до предела, соответствующего минимальному расходу топлива: при установившихся режимах в интервале $\alpha = 1,14 \div 1,4$. Одновременно можно получить достаточно низкие концентрации всех токсических веществ: окиси азота, окиси углерода и углеводородов, за счет оптимизации регулировок двигателя в диапазоне эксплуатационных режимов.

4. ЭМПИРИЧЕСКАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВЫБРОСОВ NO_x ДЛЯ ГАЗОМАЗУТНЫХ КОТЛОВ

4.1. Основные положения методики [7]

Определить уровень выбросов оксидов азота при проектировании нового или реконструкции действующего котла позволяют существующие методики РД 34.02.304-88 и РД 34.02.305-90. Их основные недостатки:

– при расчете выхода NO_x не учитываются степень тепловой эффективности поверхностей ψ и продолжительность пребывания продуктов сгорания в зоне горения;

– режимные и конструктивные условия процесса горения газомазутных топлив в расчетах описываются рядом эмпирических коэффициентов, одинаковых для всех типов котлов, что противоречит известным опытным данным.

В МЭИ были исследованы закономерности образования оксидов азота в топках газомазутных котлов и получены аналитические выражения для расчета содержания NO_x в «мокрых» продуктах сгорания на выходе из зоны ак-

тивного горения (ЗАГ) с учетом ее основных режимных и конструктивных характеристик

$$\text{NO}_x = \left[a_0 + a_1 \exp \left(a_2 \frac{\bar{T}_{\text{ЗАГ}} - \bar{T}_0}{100} \right) \right] \left[\exp(q_{\text{ЗАГ}}^{\text{отр}}) - 1 \right] \cdot [a_3 + a_4(\alpha_{\text{ЗАГ}} - \alpha_0) + a_5(\alpha_{\text{ЗАГ}} - \alpha_0)^2 + a_6(\alpha_{\text{ЗАГ}} - \alpha_0)^3 + a_7(\alpha_{\text{ЗАГ}} - \alpha_0)^4] \tau_{\text{ЗАГ}}, \quad (4.6)$$

где a_i – некоторые константы; $\bar{T}_{\text{ЗАГ}}$ и \bar{T}_0 – среднеинтегральная температура газов в ЗАГ и топке котла, К; $q_{\text{ЗАГ}}^{\text{отр}}$ – отраженный тепловой поток, МВт/м²; $\alpha_{\text{ЗАГ}}$ – коэффициент избытка воздуха в ЗАГ; α_0 – коэффициент избытка воздуха при сжигании топлива в топке котла (1,07–1,09); $\tau_{\text{ЗАГ}}$ – продолжительность пребывания в ЗАГ, с. Выражения для определения этих величин, а также другие обозначения приведены в табл. 4.6. Было показано, что данная зависимость полностью описывает выход оксидов азота и может быть использована для расчетов выбросов NO_x при традиционном и нетрадиционном (ступенчатое, нестехиометрическое, ввод влаги и др.) сжигании природного газа и мазута в топках паровых и водогрейных котлов.

Учет в данной методике основных режимных и конструктивных параметров процесса горения топлив заметно повысил точность расчетов. Данная методика позволяет учитывать неоднозначное влияние режимных параметров процесса горения и тепловых характеристик топочных камер на суммарный выход быстрых, топливных и термических NO_x. Поскольку более 95 % использованных опытных данных получены на газомазутных котлах, оборудованных вихревыми горелками, то выражение 4.6 наиболее корректно описывает выход NO_x в котлах с вихревыми горелками.

Определение количественных значений коэффициентов a_i проводилось с помощью регрессионного анализа данных. Использовано около 400 экспериментальных результатов по выходу оксидов азота для почти 30 типов действующих паровых и водогрейных котлов, полученных за последние 20 лет. Из этого набора опытных данных после детального анализа были отобраны только те, в которых кроме концентрации NO_x в продуктах сгорания содержались все режимные и конструктивные параметры опыта, необходимые для расчета основных характеристик ЗАГ ($\alpha_{\text{ЗАГ}}$, $\tau_{\text{ЗАГ}}$, $\bar{T}_{\text{ЗАГ}}$ и $q_{\text{ЗАГ}}^{\text{отр}}$). Отобранные опытные данные по содержанию NO_x в «сухих» продуктах сгорания и коэффициентам избытка воздуха в точке измерения были затем пересчитаны для условий на выходе из ЗАГ («мокрые» газы, $\alpha = \alpha_{\text{ЗАГ}}$). Были получены следующие выражения для расчета концентрации оксидов азота (ppm) в «мокрых» газах на выходе из ЗАГ:

– при сжигании природного газа

$$[\text{NO}_x]^M = \left[26,0 \exp \left(0,26 \frac{\bar{T}_{\text{ЗАГ}} - 1700}{100} \right) - 4,7 \right] \left[\exp(q_{\text{ЗАГ}}^{\text{отр}}) - 1 \right] [13,0 + 9,6(\alpha_{\text{ЗАГ}} - 1,07) + 59,4(\alpha_{\text{ЗАГ}} - 1,07)^2 + 18,1(\alpha_{\text{ЗАГ}} - 1,07)^3 - 79,8(\alpha_{\text{ЗАГ}} - 1,07)^4] \tau_{\text{ЗАГ}}; \quad (4.7)$$

– при сжигании мазута

$$[\text{NO}_x]^M = [24,3 \exp\left(0,19 \frac{\bar{T}_{\text{ЗАГ}} - 1650}{100}\right) - 12,3][\exp(q_{\text{ЗАГ}}^{\text{отр}}) - 1][15,1 + 2,8(\alpha_{\text{ЗАГ}} - 1,09) + 73,0(\alpha_{\text{ЗАГ}} - 1,09)^2 + 72,3(\alpha_{\text{ЗАГ}} - 1,09)^3 - 131,7(\alpha_{\text{ЗАГ}} - 1,09)^4)]\tau_{\text{ЗАГ}}, \quad (4.8)$$

где $1 \text{ ppm} = 10^{-6} = 10^{-4} \% \text{ об} = 2,04 \text{ мг/м}^3$ (в пересчете на NO_2), табл. 4.5.

Были использованы результаты опытов при сжигании мазутов с содержанием топливного азота $N^p = 0,25 \div 0,4 \%$. При большем количестве топливного азота в выражение (4.6) прибавляется дополнительное слагаемое

$$[\text{NO}_x]^{\text{топл}} = 3,2 \cdot 10^3 \frac{(N^p - 0,4)}{V_{\Gamma}^{R,g}}, \quad (4.9)$$

где $V_{\Gamma}^{R,g}$ – полный объем «мокрых» газов в ЗАГ [см. ниже формулу (4.11)], что повышает точность расчетов.

Пересчет содержания NO_x в «мокрых» газах на выходе из ЗАГ $[\text{NO}_x]^M$ на стандартные условия («сухие» газы, $\alpha_{\text{yx}} = 1,4$) или на условия проведения эксперимента («сухие» газы, $\alpha_{\text{ти}}$) – $[\text{NO}_x]^C$ производится по следующей формуле:

$$[\text{NO}_x]^C = [\text{NO}_x]^M \frac{V_{\Gamma}^{R,g}}{[V_{\text{cr}}^0 + 1,0161(\alpha - 1)V_{\text{B}}^0](1 + R)}, \quad (4.10)$$

где $\alpha = \alpha_{\text{yx}}$ или $\alpha_{\text{ти}}$; $V_{\text{cr}}^0 = V_{\text{RO}_2}^0 + V_{\text{N}_2}^0$ – теоретическое количество «сухих» продуктов сгорания, $\text{м}^3/\text{кг}$ ($\text{м}^3/\text{М}^3$); V_{B}^0 – теоретически необходимый для сгорания объем воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$ ($\text{м}^3/\text{М}^3$); $V_{\Gamma}^{R,g}$ – объем «мокрых» дымовых газов в ЗАГ с учетом подачи в нее газов рециркуляции и влаги, рассчитывается по соотношению

$$V_{\Gamma}^{R,g} = \beta_{\text{cr}} V_{\Gamma}^0 + 1,0161(\alpha_{\text{ЗАГ}} - \beta_{\text{cr}}) V_{\text{B}}^0 + 1,24g + R[V_{\Gamma}^0 + 1,0161(\alpha_{\text{заб}} - 1)V_{\text{B}}^0 + 1,24g], \quad (4.11)$$

$\alpha_{\text{заб}}$ – коэффициент избытка воздуха в точке забора газов рециркуляции; β_{cr} – степень выгорания топлива в ЗАГ; g – водотопливное соотношение (в долях); V_{Γ}^0 – теоретический объем продуктов сгорания; R – степень рециркуляции газов (в долях).

В табл. 4.6 приведен пример расчета выбросов оксидов азота с помощью данной методики для котла ТГМП-204ХЛ при сжигании природного газа со следующими характеристиками: теплота сгорания $Q_{\text{H}}^p = 35,3 \text{ МДж/нм}^3$, объемы $V_{\text{B}}^0 = 9,52 \text{ м}^3/\text{М}^3$, $V_{\Gamma}^0 = 10,68 \text{ м}^3/\text{М}^3$, $V_{\text{RO}_2}^0 = 1,0 \text{ м}^3/\text{М}^3$, плотность $\rho_{\Gamma}^0 = 0,712 \text{ кг/м}^3$ [7].

Таблица 4.6

Расчет концентрации оксидов азота в дымовых газах котла ТГМП-204ХЛ при сжигании природного газа

Определяемая величина	Формула или обоснование	Величина
Конструктивные параметры	рис. 4.6	
Габариты топки в свету $a_T \times b_T$, м	Исходные данные	20,66×10,26
Угловой коэффициент χ	Котел в газоплотном исполнении	1
Режимные параметры		
Расход топлива B_p , м ³ /с	Исходные данные	55,9
Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки α_T''	Исходные данные	1,07
Присосы холодного воздуха в топку $\Delta\alpha_T$	Исходные данные	0
Температура горячего воздуха $t_{гв}$, °С	Исходные данные	360
Энтальпия горячего воздуха $h_{гв}^0$, МДж/м ³	Таблица XV [8]	4,631
Энтальпия холодного воздуха $h_{хв}^0$, МДж/м ³	Принято $t_{хв} = 30$ °С Табл. XV [8]	0,378
Температура газов рециркуляции, $t_{гр}$, °С	Исходные данные	390
Энтальпия продуктов сгорания, $h_{гр}^0$, МДж/м ³	При $\alpha = 1,0$ и $t = t_{гр}$ Табл. XV [8]	5,926
Энтальпия воздуха $h_B^0(t_{гр})$, МДж/м ³	При $\alpha = 1,0$ и $t = t_{гр}$ Табл. XV [8]	5,026
Водотопливное отношение g (в долях)	$g = (G_{вл} / G_{топл}) \rho_{газ}^0$	–
Параметры воды, подаваемой в топку $t_{вл}$, °С; $p_{вл}$, МПа	Исходные данные	–
Энтальпия вводимой влаги $h_{вл}$, МДж/кг	Таблица XXIV [8]; $h_{вл} = c_{вл} t_{вл}$	–
Расчет		
Избыток воздуха в горелке, α_T	$\alpha_T = \alpha_T'' - \Delta\alpha_T$	1,07
Тепло, вносимое в ЗАГ с воздухом Q_B , МДж/м ³	$Q_B = \alpha_T h_{гв}^0 + 0,5 \Delta\alpha_T h_{хв}^0$	4,955

Продолжение табл. 4.6.

Определяемая величина	Формула или обоснование	Величина	
Присосы холодного воздуха в водяном экономайзере $\Delta\alpha_{вз}$ (два пакета)	Опускной газоход газоплотный; $\Delta\alpha_{вз}$ одного пакета принимается равным 0,5 нормативного. Табл. XVI [8]	0,02	
Коэффициент избытка воздуха в месте забора газов на рециркуляцию, $\alpha_{заб}$	$\alpha_{заб} = \alpha''_{вз} = \alpha_{г} + \Delta\alpha_{вз}$	1,09	
Энтальпия газов рециркуляции $h_{гр}$, МДж/м ³	$h_{гр} = h_{гр}^0 + (\alpha_{заб} - 1)h_{в}^0$	6,378	
Тепло, вносимое в ЗАГ газами рециркуляции, $Q_{гр}$, МДж/м ³	$Q_{гр} = Rh_{гр}$	0,319	
Теплота парообразования r , МДж/кг	[8]	–	
Баланс тепла при вводе воды в ЗАГ $Q_{вл}$, МДж/м ³	$Q_{вл} = g(h_{вл} - r)$	–	
Коэффициент избытка воздуха в ЗАГ $\alpha_{ЗАГ}$	$\alpha_{ЗАГ} = \alpha_{г} + 0,5\Delta\alpha_{г}$	1,07	
Степень выгорания топлива в ЗАГ $\beta_{ст}$	При $\alpha_{ЗАГ} \geq 1,0$ табл. 4.7 При $\alpha_{ЗАГ} < 1,0$ $\beta_{ст}(\alpha_{ЗАГ}) = \beta_{ст}(\alpha = 1,0) \alpha_{ЗАГ}$	0,98	
		–	
		приближение	
		1-е	2-е
Ожидаемая адиабатная температура, $T'_{ад}$, К	Принимается	2270	2278
Ожидаемая адиабатная температура, $\vartheta'_{ад}$, К	$T'_{ад} - 273$	1197	2005
Температурный коэффициент k_t	[9]	0,797	0,805
Средняя теплоемкость продуктов сгорания, $C_{г}$, МДж/(м ³ ·°С)	[9]	$1,677 \times 10^{-3}$	$1,678 \times 10^{-3}$
Средняя теплоемкость воздуха, $C_{в}$, МДж/(м ³ ·°С)	[9]	$1,533 \times 10^{-3}$	$1,534 \times 10^{-3}$
Теплоемкость водяных паров, $C_{вл}$, МДж/(м ³ ·°С)	Согласно [8]	–	–
Адиабатная температура горения топлива, $T'_{ад}$, К	$T'_{ад} = (\beta_{ст}Q_{н}^0 + Q_{тл} + Q_{ф} + Q_{в} + Q_{гр} + Q_{вл}) / [\beta_{ст}V_{г}^0 C_{г} + 1,0161(\alpha_{ЗАГ} - \beta_{ст})V_{в}^0 C_{в} + 1,24gC_{вл} + R(V_{г}^0 C_{г} + 1,0161(\alpha_{ЗАГ} - 1) \times V_{в}^0 C_{в} + 1,24gC_{вл})] + 273$	2282	2280

Продолжение табл. 4.6.

Определяемая величина	Формула или обоснование	Величина
Высота зоны активного горения $h_{3АГ}$, м	Рассчитывается согласно схемам, приведенным на рис. 4.7.	10,5
Объем дымовых газов при сжигании 1 м ³ газа $V_{Г}$, м ³ /м ³	$V_{Г} = \beta_{ст}V_{Г}^0 + 1,0161(\alpha_{3АГ} - \beta_{ст})V_{В}^0$	11,337
Объем дымовых газов при сжигании 1 м ³ газа с вводом в ЗАГ газов рециркуляции и влаги $V_{Г}^{R,g}$, м ³ /м ³	Формула (4.11)	11,915
Высота ЗАГ с учетом ввода газов рециркуляции и влаги $h_{3АГ}^{R,g}$, м	$h_{3АГ}^{R,g} = h_{3АГ}(V_{Г}^{R,g} / V_{Г})$	11,04
Поверхности, расположенные в зоне активного горения, м ² : – фронтных экранов, F_{ϕ} – задних экранов, F_3 – боковых экранов, F_6 – горелок, $F_{гор}$ – сечений, ограничивающих ЗАГ сверху и снизу, $F_{верх}$ и $F_{ниж}$	$F_{\phi} = a_{т}h_{3АГ}^{R,g}$ $F_3 = a_{т}h_{3АГ}^{R,g}$ $F_6 = b_{т}h_{3АГ}^{R,g}$ $F_{гор} = n_{т}(\pi/4)D_{а}^2$ $F_{верх} = F_{ниж} = a_{т}b_{т}$	228,09 228,09 113,27 63,61 211,97
Поверхности расположенных ниже ЗАГ, м ² : – фронтных экранов $F_{\phi}^{н}$ – задних экранов $F_3^{н}$ – боковых экранов $F_6^{н}$ – пода $F_{п}$	Размеры по рис. 4.6. $F_{\phi}^{н} = 1,35a_{т}$ $F_3^{н} = 1,35a_{т}$ $F_6^{н} = 1,35b_{т}$ $F_{п} = a_{т}b_{т}$	27,89 27,89 13,85 211,97
Коэффициенты тепловой эффективности: – настенных экранов ψ_3 – пода, закрытого шамотным кирпичом $\psi_{п}$	Таблица 6–2 [8] То же	0,65 0,1
Коэффициент, характеризующий отдачу тепла: – излучением в вышерасположенную зону Ψ' – в сторону пода Ψ''	Согласно рекомендациям [8] $\Psi'' = \frac{F_{\phi}^{н}\psi_3 + F_3^{н}\psi_3 + 2F_6^{н}\psi_3 + F_{п}\psi_{п}}{F_{\phi}^{н} + F_3^{н} + 2F_6^{н} + F_{п}}$	0,1 0,255

Окончание табл. 4.6.

Определяемая величина	Формула или обоснование	Величина
Средняя тепловая эффективность поверхностей, ограничивающих ЗАГ, $\bar{\Psi}_{ЗАГ}$	$\bar{\Psi}_{ЗАГ} = \frac{(F_{\phi} + F_3 - F_{гор})\Psi_3 + 2F_6\Psi_3 + F_{верх}\Psi' + F_{ниж}\Psi''}{F_{\phi} + F_3 + 2F_6 + F_{верх} + F_{ниж}}$	0,432
Среднеинтегральная температура дымовых газов, $\bar{T}_{ЗАГ}$, К	$\bar{T}_{ЗАГ} = T'_{ал}(1 - \bar{\phi}_{ЗАГ})^{0,25}$	1979
Полная поверхность зоны горения, $f_{ЗАГ}$, м ²	$f_{ЗАГ} = 2a_{т}b_{т} + 2(a_{т} + b_{т})h_{ЗАГ}^{R,g}$	1106,6
Теплонапряжение зоны активного горения, $q_{ЗАГ}$, МВт/м ²	$q_{ЗАГ} = B_p[\beta_{сг}Q_n^p + Q_{тл} + Q_{\phi} + Q_b + Q_{гр} + Q_{вл}]/f_{ЗАГ}$	2,014
Отраженный поток в зоне активного горения, $q_{ЗАГ}^{отр}$, МВт/м ²	$q_{ЗАГ}^{отр} = q_{ЗАГ}(1 - \bar{\Psi}_{ЗАГ})$	1,144
Коэффициент заполнения топочной камеры восходящими потоками газов, ξ	Выбирается согласно [9]	0,8
Продолжительность пребывания продуктов сгорания в ЗАГ, $\tau_{ЗАГ}$, с	$\tau_{ЗАГ} = \frac{a_{т}b_{т}h_{ЗАГ}^{R,g}}{B_pV_{г}^{R,g}(T_{ЗАГ}/273)}\xi$	0,388
Концентрация оксидов азота в мокрых продуктах сгорания при $\alpha_{ЗАГ}$, $C_{NO_x}^M$, ppm	Формула (4.7)	529
Объем сухих газов, образовавшихся при сжигании газа с $\alpha = 1$, $V_{сг}^0$, м ³ /кг	$V_{сг}^0 = V_{RO_2}^0 + V_{N_2}^0$	8,53
Концентрация оксидов азота в пересчете на NO ₂ и стандартные условия (сухие продукты сгорания и $\alpha = 1,4$) $C_{NO_x}^c$, ppm	Формула (4.10)	988
Опытные данные, $C_{NO_x}^{экс}$, ppm	Приведенные к NO ₂ , сухим продуктам сгорания и $\alpha = 1,4$	1050
Относительная погрешность расчетов Δ , %	$\Delta = \frac{C_{NO_x}^c - C_{NO_x}^{экс}}{C_{NO_x}^{экс}} \cdot 100$	-5,9

Таблица 4.7

Зависимость степени выгорания топлива в ЗАГ $\beta_{ст}$ от коэффициента избытка воздуха

Топливо	Коэффициент избытка воздуха, α									
	1,0	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	1,07	1,08	1,09
Газ	0,87	0,88	0,90	0,915	0,93	0,950	0,965	0,98	0,980	0,98
Мазут	0,84	0,85	0,87	0,880	0,90	0,915	0,930	0,95	0,965	0,98

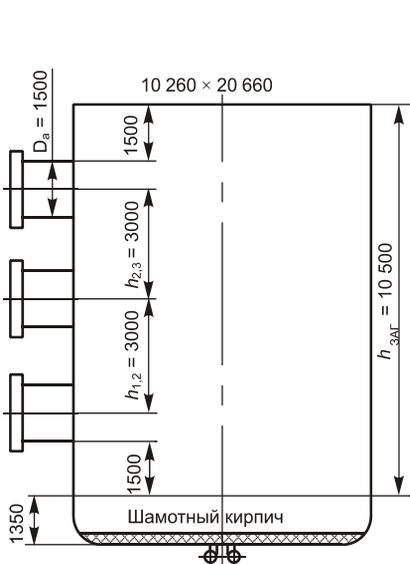


Рис. 4.6. Эскиз нижней части топочной камеры котла ТГМП-204ХЛ [7].

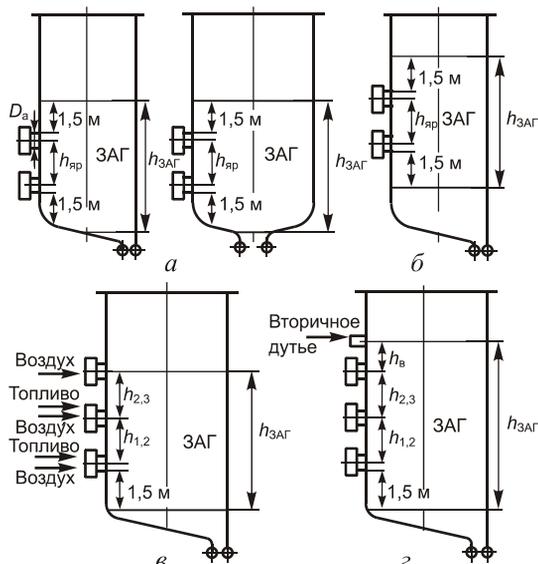


Рис. 4.7. Схемы определения высоты зоны активного горения [7].

4.2. Расчет эмиссии оксидов азота при сжигании природного газа в среде забалластированного окислителя

Определение выхода оксидов азота при сжигании природного газа в среде забалластированного окислителя, что является типичным для камер дожигания котлов-утилизаторов, проводилось экспериментально [10], применительно к условиям проекта ПГУ-800. В экспериментальной камере сгорания были установлены вертикально две горелки с уголковыми стабилизаторами шириной 360 мм с шагом 720 мм (рис. 4.8). При вершине каждого стабилизатора встроена газораздающая труба $d = 108 \times 4,5$ мм, имеющая отверстия ($d = 12$ мм) для выхода газа, расположенные по оси стабилизатора горелки; шаг отверстий составлял 30 мм.

Особенностями работы горелочного устройства котла-утилизатора являются сжигание топлива при повышенных коэффициентах избытка воздуха (2–3) и пониженном содержании кислорода в окислителе (15–16 %) при тем-

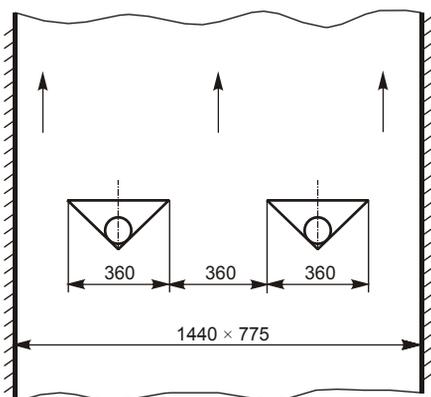


Рис. 4.8. Схема горелочного устройства [10].

образование оксидов азота. Выход оксидов азота определяется концентрацией избыточного кислорода, температурой в зоне горения топлива и временем пребывания продуктов реакции при максимальной температуре процесса.

Установлено, что зависимость выхода «быстрых» оксидов азота от коэффициента избытка воздуха имеет экстремальный характер. Положение экстремума зависит от вида топлива. Для пламени ацетилена максимальный выход «быстрых» NO_x равен 0,014 % (по объему) при $\alpha = 0,65$; для пламени метана – 0,0075 % (по объему) при $\alpha = 0,9$; для пламени CO = 0,0046 % (по объему) при $\alpha = 0,95$.

Эксперименты проводились при сжигании природного газа следующего состава (в об. %): $\text{CH}_4 = 93,3 \div 98,2$; $\text{CO} = 0,15 \div 0,2$; $\text{C}_m\text{H}_n = 0,3 \div 0,5$; $\text{N}_2 = 1 \div 3$; $\text{W} = 1 \div 2$. Низшая теплота сгорания газа составляла 34–36 МДж/кг.

На образование NO_x оказывали влияние факторы, связанные с использованием окислителя с пониженным содержанием кислорода, и с особенностями указанных горелок.

Особенностью горелочных устройств с V-образным стабилизатором пламени является организация зоны обратных токов при обтекании потоком окислителя стабилизатора, тепло- и массоперенос в которой определяют интенсивность и эффективность горения. Внутри зоны обратных токов образуются циркуляционные течения. Внешние струи вещества в области циркуляционного течения движутся по направлению набегающего потока под влиянием трения, а внутренние струи возвращаются обратно, образуя замкнутую линию тока, расположенную симметрично оси стабилизатора. Массообмен между зоной рециркуляции и потоком окислителя происходит в высоко-турбулентной области отрыва за кромками стабилизатора.

На рис. 4.9 приведены данные по образованию NO_x по длине факела \bar{x} наряду с изменением коэффициента избытка воздуха α_i и полноты выгорания топлива η при различных коэффициентах избытка воздуха перед горелками (по оси следа). Уже у корня факела вследствие интенсивного массообмена в зоне обратных токов продукты горения разбавлены значительным количеством CO_2 , что способствует низкому выходу оксидов азота.

температуре окислителя 720–820 К. При этом горелочное устройство должно обеспечить работу паросиловой части ПГУ с отключенной газовой турбиной.

Эксперименты проводились при изменении температуры окислителя от 300 до 810 К и содержании кислорода – от 13,5 до 21 %. Увеличение температуры продуктов сгорания по сравнению с температурой окислителя составляло от 300 до 970 К. Скорость потока окислителя перед горелками изменялась в пределах 9–27 м/с.

Сопоставление различных механизмов образования NO_x позволяет выделить основные факторы, влияющие на

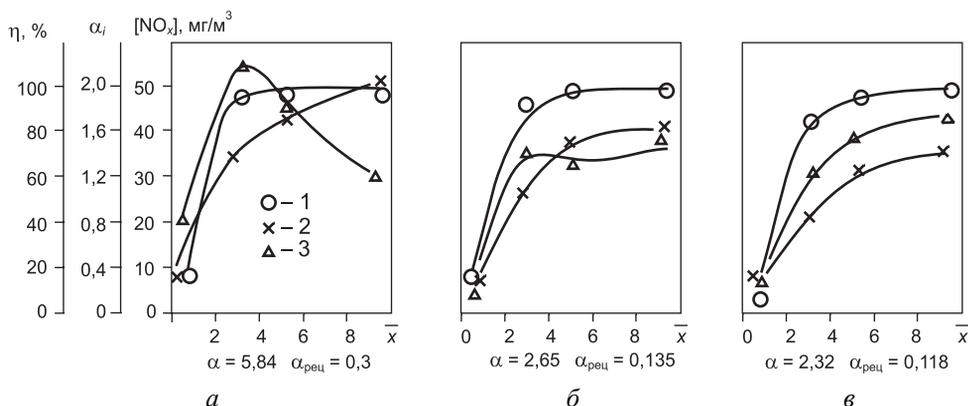


Рис. 4.9. Изменение характеристик горения по длине факела (оси горелки) при $T_1 = 770 \text{ K}$; $[\text{O}_2] = 13,5 \%$; 1 – η ; 2 – α ; 3 – $[\text{NO}_x]$ [10].

Горелочные устройства с уголковым стабилизатором работают с максимальной полнотой сгорания в некотором диапазоне избытков воздуха. Для горелочных устройств диффузионно-стабилизаторного типа с V-образным стабилизатором максимальная полнота сгорания достигается при коэффициенте избытка воздуха в зоне обратных токов $\alpha_{\text{rec}} = 0,24 \div 0,4$.

Количество образующихся оксидов азота зависит от характера горения топлива. При $\alpha_{\text{rec}} = 0,3$ (рис. 4.9, а) некоторая доля оксидов азота образуется на начальном участке факела. Затем образование их идет одновременно с разбавлением продуктами сгорания, заполняющими зону рециркуляции. При этом, по-видимому, главным следует считать образование «быстрых» оксидов азота. Максимальной температуре соответствует наибольшая концентрация NO_x при максимальном выходе CO_2 (экстремум кривой выгорания и практическое завершение выгорания топлива). Выгорание заканчивается в пределах зоны обратных токов.

При уменьшении коэффициента избытка воздуха (рис. 4.9, б, в) выгорание топлива смещается дальше по потоку за пределы зоны рециркуляции. Оксиды азота образуются в основном в зоне, характеризующейся незначительным смесеобразованием, где процесс горения происходит менее интенсивно. Поэтому характер изменения образования NO_x по длине камеры в этом случае более плавный.

Таким образом, в диффузионно-стабилизаторных горелках процесс горения протекает с одновременным разбавлением горючей смеси продуктами сгорания из зоны рециркуляции. Температура в зоне горения топлива и время пребывания газов при максимальной температуре процесса меньше, чем в горелках, применяемых обычно в энергетических котлах; этим объясняется пониженный выход NO_x .

Известно, что одним из самых распространенных методов подавления образования оксидов азота является рециркуляция дымовых газов. Влияние газов рециркуляции на образование NO_x зависит от места их ввода. При подаче их в дутьевой воздух котлов снижение выхода оксидов азота составляет 2,5 % на 1 % рециркуляции. Максимальный эффект от применения

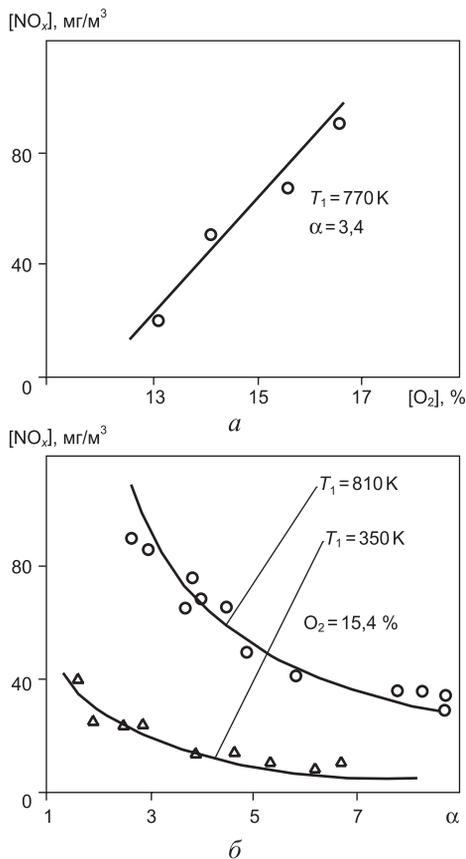


Рис. 4.10. Выход NO_x в зависимости от содержания кислорода в окислителе (а) и коэффициента избытка воздуха (б) [10].

Приведенные опытные данные обобщаются уравнением вида:

$$[NO_x] = 5,3 \frac{O_2 - 12}{\alpha} \exp\left(\frac{T_1}{300}\right), \quad (4.12)$$

которое справедливо при $13 < [O_2] < 21\%$ и $300 < T_1 < 810\text{ K}$.

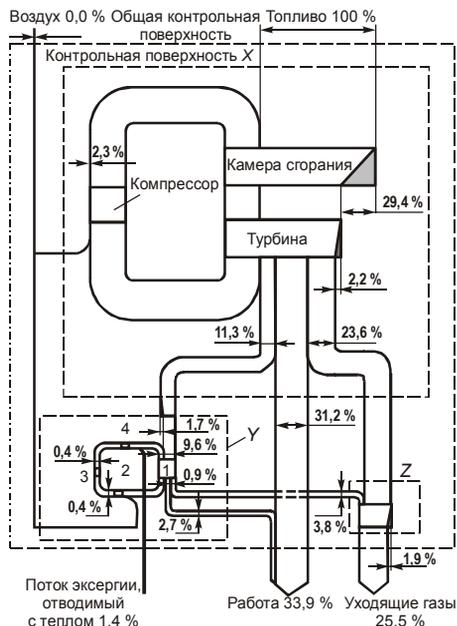
Таким образом, работа рассмотренных горелок в котле-утилизаторе характеризуется пониженной токсичностью продуктов сгорания по сравнению с традиционными энергетическими горелочными устройствами. Это достигается благодаря малому времени пребывания продуктов сгорания в зоне высоких температур, что характерно для горелок с уголковым стабилизатором, и снижению уровня температур в зоне горения из-за значительной балластировки окислителя рециркулирующими газами.

рециркуляции достигается при балластировке реагентов, принимающих участие в реакции на начальном участке факела.

На рис. 4.10, а показано изменение концентрации генерируемых оксидов азота в зависимости от содержания кислорода в окислителе. Экспериментальные данные пересчитаны на $\alpha = 1$. Как видно из рисунка, оксиды азота образуются в количестве, пропорциональном содержанию кислорода в окислителе. Снижение концентрации кислорода на 1 % соответствует уменьшению выхода оксидов азота на 19 mg/m^3 .

Температура в зоне горения в значительной степени зависит от температуры окислителя. На рис. 4.10, б приведены данные по образованию оксидов азота при различных температурах потока на входе в горелочное устройство. Как видно, при изменении температуры в пределах 350–810 K значительно изменяется количество образующихся NO_x . При низких температурах окислителя выход оксидов азота составляет 10–40 mg/m^3 . Увеличение температуры окислителя, вызывая повышение температурного уровня в зоне горения, приводит к возрастанию образования NO_x до 50–90 mg/m^3 .

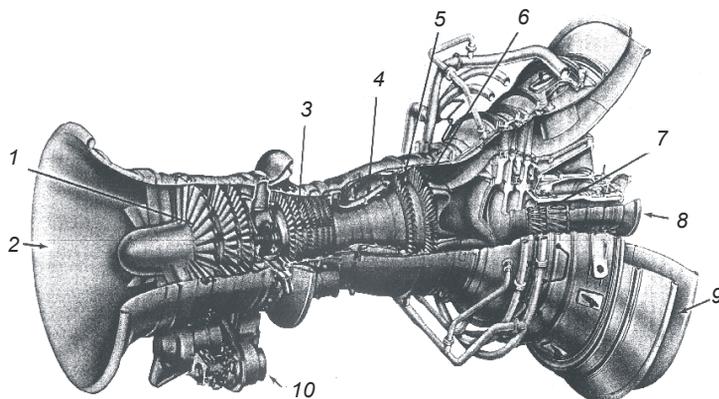
ДИАГРАММА ПОТОКОВ ЭКСЕРГИИ ДЛЯ ГТУ С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ



Современные ГТУ имеют КПД 35–40 %, а ПГУ на их основе – 55–58 %. Одним из основных способов увеличения эффективности ГТУ является повышение температуры газа перед газовой турбиной путем использования охлаждения элементов проточной части и совершенствования применяемых материалов. Традиционная схема открытого воздушного охлаждения турбины включает контур охлаждения ротора и несколько контуров охлаждения статора. Все контуры снабжаются воздухом, отбираемым из выходного патрубка компрессора и из промежуточных отборов. При расчете баланса эксергии, подведенная с топливом, принята равной 100 %, удельная эксергия окружающего воздуха равна нулю. Расчетная диаграмма потоков эксергии соответствует ГТУ с параметрами: начальная температура газа –

1260 °С, расход воздуха на входе в компрессор – 500 кг/с, степень повышения давления – 15, расход охлаждающего воздуха на турбину – 79 кг/с (воздух предварительно охлаждается до 200 °С). Эксергетический баланс показывает, что 31,2 % эксергии топлива преобразуются в работу подсистемой газа, 23,6 % отводится с уходящими газами и 11,3 % передается в подсистему охладителя. Остальная часть (33,9 %) разрушается необратимостями внутри подсистемы.

Потери эксергии установки составляют $100 - 25,5 - 1,4 - 33,9 = 39,2$ %, а ее эксергетический КПД $\eta_{\text{экс}} = 33,9 / (100 - 25,5 - 1,4) = 0,464$.



- 1 – 3-ступенчатый компрессор низкого давления; 2 – обтекатель;
- 3 – 7-ступенчатый компрессор высокого давления; 4 – камера сгорания;
- 5 – одноступенчатая турбина высокого давления; 6 – одноступенчатая турбина низкого давления;
- 7 – двухступенчатая силовая турбина; 8 – отбор мощности; 9 – выхлопной диффузор; 10 – привод вспомогательных механизмов.

«Внутренности» трехвального газотурбинного двигателя со свободной силовой турбиной модели LM 1600 компании General Electric: мощность 14 МВт; КПД 37,1 % (в условиях ISO).

5. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЫБРОСОВ ОКСИДОВ АЗОТА

Усиление требований к контролю над загрязнением атмосферного воздуха требует нового подхода к проектированию топочных устройств и камер сгорания различных энергетических установок на органическом топливе. В настоящее время для этих целей все чаще применяется численное моделирование, что позволяет не только получить количественные оценки токсичных выбросов, но и разработать рекомендации по их сокращению.

В МЭИ разработан пакет прикладных программ (ППП) расчета кинетики образования оксидов азота NO , NO_2 , N_2O и серы SO_2 , SO_3 [11].

Математическая модель решения задачи химической кинетики сводится к решению системы жестких дифференциальных уравнений методом Гира. ППП, в который включен итоговый кинетический механизм, получил название РОСА (Расчет эмиссии Оксидов Серы и Азота.)

ППП РОСА позволяет исследовать динамику изменения концентраций оксидов азота и серы, а также других продуктов сгорания в газовом тракте энергетической установки в зависимости от исходного состава топлива и окислителя, способа их подачи в топку или камеру сгорания (ступенчатое или нестехиометрическое сжигание топлива), влияния режимов теплообмена на выход вредных продуктов сгорания, рассчитать процессы эмиссии NO_x и SO_x в случае ввода в зону горения и в продукты сгорания влаги, газов рециркуляции, азотсодержащих веществ (аммиак, мочевины и т. п.) и других газообразных присадок. Для детального изучения процессов образования и разложения вредных продуктов сгорания в зависимости от режимных и конструктивных условий горения топлива с помощью программы можно рассчи-

тывать скорости w_i и интегралы скоростей $\int_0^{\tau_p} w_i dt$ прямых и обратных реакций,

где τ_p – время реакции. Расчеты процессов горения выполняются как при постоянных значениях температуры и давления газов, так и при неизотермических и неизобарических условиях. В последнем случае температура газов рассчитывается с учетом излучения из факела или задается в соответствии с экспериментальными данными. Изменение давления вдоль тракта установки представляется в модели в виде кусочно-линейной функции.

В качестве основных принимаются следующие положения.

При сжигании газообразных топлив выход оксидов азота определяется эмиссиями термических и быстрых оксидов азота. При сжигании азотсодержащих твердых или жидких топлив происходит дополнительная эмиссия топливных оксидов азота, для описания которой была предложена соответствующая модель (рис. 4.11).

При нагревании в потоке частицы угля (капли мазута) в результате пиролиза и возгонки летучих (испарения капли) вокруг частицы (капли) обра-

зуется газовый объем. Далее в процессе сжигания твердого (жидкого) топлива можно выделить периоды горения газовой фазы и коксового остатка с содержащимися в нем минеральными соединениями. Газовая фаза представляет собой смесь предельных C_nH_{2n+2} и непредельных C_nH_{2n}, C_nH_n углеводородов, водорода H₂, оксида СО и диоксида СО₂ углерода и водяных паров H₂O. При этом основная часть находящегося в топливе азота переходит в газовую фазу в виде цианида водорода HCN и аммиака NH₃. Для количественной оценки перехода материнского азота топлива в газообразное состояние в модели используется коэффициент конверсии С, принятый равным:

$$C = \frac{0,004861 V_{\Gamma}^{\Gamma} + 3545 \exp(-10325/T_B)}{1 + 3545 \exp(-10325/T_B)}, \quad (4.13)$$

где V_Γ^Γ – выход летучих, % (для мазута принимается V_Γ^Γ = 90÷100 %); T_B – температура воспламенения топлива, К.

Топливный азот, оставшийся в коксовом остатке, при догорании теоретически также может конвертировать в NO и N₂. Однако, согласно экспериментальным данным, образование топливных NO в факеле завершается на участке выгорания летучих. Поэтому в данной модели эмиссия топливных оксидов азота из азота кокса не учитывалась.

При сжигании топлива и движении продуктов сгорания вдоль газового тракта энергетической установки происходит трансформация азота воздуха и топлива не только в монооксид азота NO, но и в гемииоксид N₂O и диоксид NO₂ азота. Данные процессы были включены в общий кинетический механизм. Это расширяет возможности программы при исследовании эмиссии оксидов азота в камерах сгорания ГТУ.

При сжигании сернистых топлив происходит снижение эмиссии оксидов азота, что связано с сильным химическим сродством серы к кислороду. Сера в процессе горения интенсивно «захватывает» атомы кислорода, образуя различные оксиды серы и конкурируя тем самым с процессами окисления топливного и атмосферного азота. В составе природных и промышленных газов сера содержится в виде H₂S, SO₂ и SO₃, реагирование которых хорошо известно. Наоборот, в твердых и жидких топливах сера находится в виде сложных сероорганических соединений; предполагалось, что вся сера топлива S_T на первой стадии окисляется молекулярным кислородом до SO. Далее рассматривался цепной механизм окисления SO до SO₂ и частично до SO₃. Цепной

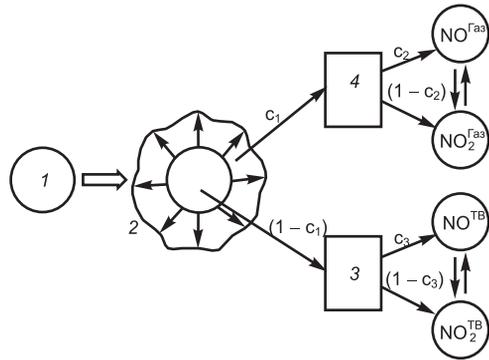


Рис. 4.11. Схема образования топливных оксидов азота [7]:

1 – частица (капля) топлива N_T; 2 – пиролиз, выход газовой фазы; 3 – горение коксового остатка; 4 – горение газовой фазы (HCN, NH₃).

механизм выгорания основных горючих компонентов топлива CH_4 , C_2H_2 , C_2H_4 , H_2 , CO и образования промежуточных и конечных продуктов сгорания для бедных и богатых смесей был несколько расширен: введение в модель реакций образования и реагирования перекиси водорода H_2O_2 позволило повысить адекватность модели в области температур $T < 1300$ К. Итоговый механизм включает 140 обратимых реакций реагирования 38 исходных веществ, промежуточных и конечных продуктов реакции.

Проверка достоверности модели РОСА и оценка погрешности расчетов проводились сопоставлением большого количества экспериментальных и расчетных данных по горению различных углеводородных топлив, эмиссии быстрых оксидов азота, некаталитическому селективному восстановлению (НКСВ) оксидов азота аммиаком и др. Во всех рассмотренных случаях получено удовлетворительное количественное совпадение расчетных и опытных результатов. Это позволило сделать вывод о возможности использования пакета РОСА для расчетов эмиссии оксидов серы и азота в широком диапазоне изменения режимных параметров: $T = 600\div 3000$ К, $\alpha = 0,4\div 5,0$, $p = 0,01\div 5,0$ МПа, степени обогащения воздуха кислородом $K_{\text{O}_2} = 0,1\div 1,0$. При этом в большинстве случаев относительная погрешность расчетов любого компонента, как правило, не превышает $\pm 10\%$. Максимальная погрешность до 20–25% происходит только при очень малых значениях коэффициента избытка воздуха $\alpha < 0,6$.

Возможности использования ППП РОСА для научных исследований и инженерных расчетов были проверены при проведении расчетов для разных топлив, а также различных режимных и конструктивных условий их сжигания.

В табл. 4.8 приведены опытные и экспериментальные данные по выходу оксидов азота в котлах разных типов. При выполнении расчетов использовались зависимости изменения температуры факела по высоте топки, полученные с помощью позонного теплового расчета топочной камеры.

Таблица 4.8

Сопоставление опытных и расчетных данных по выходу оксидов азота из паровых котлов (в пересчете на NO_2 , г/м³)

Тип котла, топливо	Эксперимент	Расчет ППП РОСА
БКЗ-420-140 НГМ, природный газ	0,18	0,197
ТП-43, мазут	0,21	0,205
БКЗ-75-3,9 ГМА, мазут	0,29	0,295
П-67, березовский уголь	0,45	0,46
ТПП-210А, АШ	0,86	0,8

К настоящему времени процессы взаимного превращения таких оксидов азота, как N_2O , NO_2 и NO , по длине газового тракта котлов и камер сгорания изучены достаточно мало. Проведение для этого экспериментальных исследований на реальных объектах весьма затруднено из-за их сложности.

Расчетные исследования с помощью ППП РОСА при сжигании природного газа в паровом котле показали, что оксид азота образуется в начальной

зоне горения, а затем практически полностью разлагается. Наоборот, основное образование диоксида азота происходит в послепламенной зоне на выходе из топки и в горизонтальном газоходе котла. При этом NO₂ составляет лишь незначительную долю от содержания NO в уходящих газах.

На рис. 4.12 приведены результаты расчетов выхода NO₂, N₂O по длине камеры сгорания газотурбогенератора ГТГ-12. Расчетное содержание NO за ГТГ, равное 50 ppm, хорошо согласуется с опытными данными 47–50 ppm. Так же как и в котлах, основной вклад в суммарный выход окислов азота вносит монооксид азота. Согласно расчетным оценкам ввод в камеру сгорания с первичным воздухом воды в количестве 50 % от массы сжигаемого жидкого топлива позволяет почти в 2 раза снизить выход NO (рис. 4.12).

Авторы ППП РОСА рекомендуют использовать его для решения широкого класса инженерных задач. С его помощью с достаточной точностью может быть предсказан выход NO_x и SO_x в топках котлов, камерах сгорания энергетических установок, горелочных устройствах, промышленных печах.

6. МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ВЫБРОСОВ ОКСИДОВ АЗОТА

Для снижения выбросов NO_x до требуемого уровня наиболее широко применяются различные методы внутритопочного подавления образования оксидов азота путем различных способов воздействия на процессы горения. Они достаточно эффективны и требуют значительно меньших затрат, чем применение газоочистного оборудования. Практически все методы подавления эмиссии NO_x в топках газомазутных котлов и в камерах сгорания ГТУ направлены на снижение локальных температур или концентраций окислителя в тех зонах факела, в которых происходит основное образование термических и топливных оксидов азота.

Изучение механизма образования NO_x показало, что при образовании топливных NO_x важнейшим фактором является концентрация кислорода в зоне сгорания летучих, а температура процесса (в диапазоне, имеющем место в реальных котлах) играет второстепенную роль. Для термических оксидов азота, образующихся по механизму Зельдовича, наблюдается иная картина: температурный уровень является основным показателем интенсивности образования NO_x, хотя и концентрация кислорода играет немаловажную роль. Это

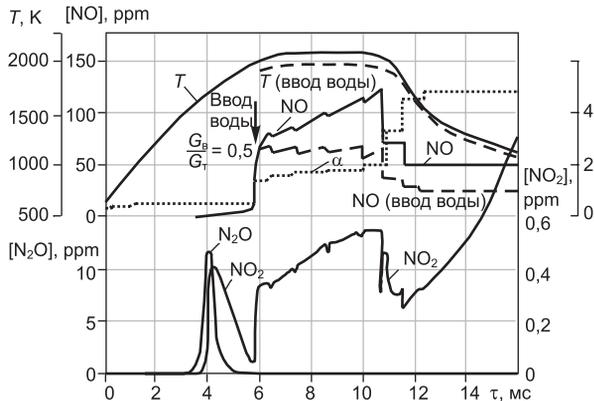


Рис. 4.12. Динамика образования оксидов азота по длине камеры сгорания ГТГ-12 [11].

обстоятельство определило главные направления борьбы с выбросами оксидов азота для котлов, работающих на разных видах топлива: при сжигании природного газа, не содержащего связанного азота, для снижения выбросов NO_x необходимы мероприятия, ограничивающие образование термических оксидов азота. При сжигании мазута в высокофорсированных топочных устройствах и при сжигании высококачественного угля в топках с жидким шлакоудалением, когда максимальные температуры в топке достигают 1650–1750 °С, снижение температуры в ядре горения также имеет важное значение, хотя уже не является столь же эффективным мероприятием.

С другой стороны, имеется огромное количество пылеугольных котлов, в которых высоковлажные или высокзолные угли сжигаются в топках с твердым шлакоудалением. Максимальные температуры в таких топках равны 1300–1450 °С. В этих котлах практически все оксиды азота образуются из азота топлива, и поэтому снижать их образование следует изменением концентрации окислителя в той зоне, где происходит воспламенение и горение летучих.

На рис. 4.13 представлена упрощенная схема, которая, охватывает практически все проверенные в промышленности технологические мероприятия по снижению образования оксидов азота [3].



Рис. 4.13. Технологические методы снижения выбросов оксидов азота [3].

Применение того или иного мероприятия по снижению выбросов NO_x на действующих котлах промышленных и отопительных котельных должно определяться в каждом конкретном случае с учетом графика тепловых нагрузок, основного и резервного видов топлива, требований местных органов Госкомприроды, конструкции топочной камеры и горелки и компоновочных решений котельной.

Снижение выбросов NO_x из газомазутных котлов в 1,5–2 раза может быть достигнуто любым из известных способов: ступенчатое сжигание, рециркуляция газов, впрыск пара. Рециркуляция газов и впрыск пара приводят к снижению КПД котла. Схемы ступенчатого сжигания требуют оптимизации как конструктивных решений, так и режимных характеристик с точки зрения снижения механического недожога.

В связи с этим следует отметить, что в некоторых случаях мероприятия, проверенные в стендовых условиях или даже успешно внедренные на одном котле, оказываются непригодными на котле с другой конструкцией топочной камеры или при изменении некоторых характеристик сжигаемого топлива.

Кроме того, многие известные технические решения одновременно изменяют и уровень максимальных температур, и концентрацию окислителя на начальном участке факела. Поэтому снижение оксидов азота требует, как правило, индивидуального подхода при выборе того или иного технологического решения.

6.1. Методы, основанные на снижении температуры в зоне горения

Простейшим мероприятием, снижающим максимальный уровень температуры в топке, является *уменьшение нагрузки* котла. Многочисленные измерения, проведенные на котлах различной мощности с горелками разных конструкций, показали, что зависимость концентрации NO_x от нагрузки котла близка к степенной. Снижение нагрузки котла сопровождается снижением температур в топке за счет уменьшения объемного тепловыделения и температуры подогрева воздуха.

Факт зависимости образования оксидов азота от теплового напряжения зоны активного горения должен быть учтен и использован конструкторами при создании новых котлов на природном газе.

Анализ данных, приведенных на рис. 4.14, показывает, что снижение избытка воздуха в ЗАГ, как средство уменьшения выхода NO_x , более эффективно для мощных котлов (ТГМП-1202, ТГМП-204ХЛ, ПК-41) с высокими теплонпряжениями ЗАГ благодаря существенному подавлению термических оксидов азота. Для малых котлов (типа БКЗ-50-3,9, ПТВМ-100) эта эффективность ниже, так как некоторое снижение образования термических NO_x будет сопровождаться одновременным возрастанием выхода быстрых оксидов азота.

Рециркуляция дымовых газов является простейшим средством снижения температурного уровня, а следовательно, и концентрации оксидов азота в дымовых газах. При сжигании газа, когда отсутствуют слабо зависящие от температуры топливные NO_x , эффективность рециркуляции газов весьма велика.

При рециркуляции дымовых газов через горелки уменьшается также концентрация кислорода, что приводит к дополнительному снижению образования NO_x .

Наибольшее влияние ввода газов рециркуляции в воздухопровод горячего воздуха отмечается в диапазоне степени рециркуляции $R = 0 \div 20$ % (рис. 4.15), причем снижение выхода NO_x происходит в большей степени при сжигании природного газа, чем при сжигании мазута. Это объясняется образованием в последнем случае топливных NO_x , которое практически не зависит от рециркуляции продуктов сгорания.

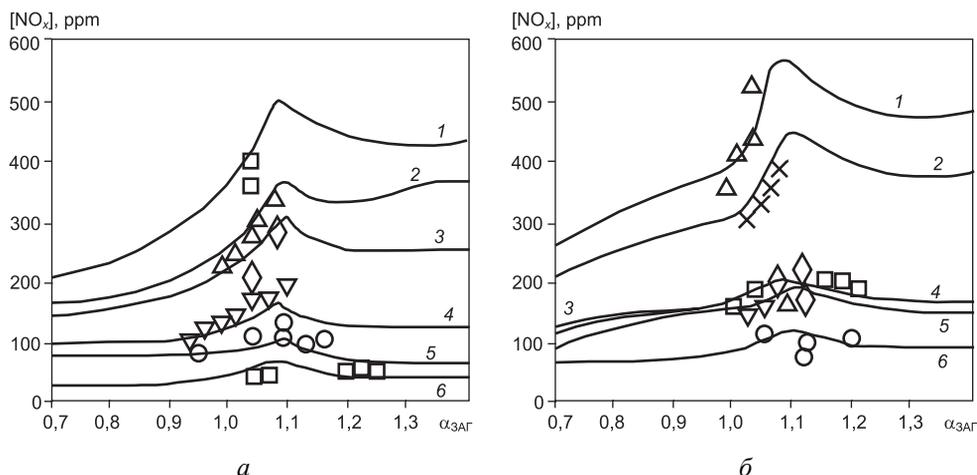


Рис. 4.14. Влияние коэффициента избытка воздуха в зоне активного горения на концентрацию оксидов азота в уходящих газах (в пересчете на $\alpha = 1,4$):

— — расчет; точки — опытные данные

a — при сжигании природного газа: 1 — ТГМП-1202; 2 — ТГМП-204ХЛ; 3 — ТГМП-314; 4 — ТГМ-96Б; 5 — ПТВМ-100; 6 — БКЗ-50-3,9;

б — при сжигании мазута: 1 — ТГМП-204ХЛ; 2 — ПК-41; 3 — БКЗ-320-140ГМ8; 4 — ТГМП-324; 5 — БКЗ-420-140НГМ; 6 — ПТВМ-100.

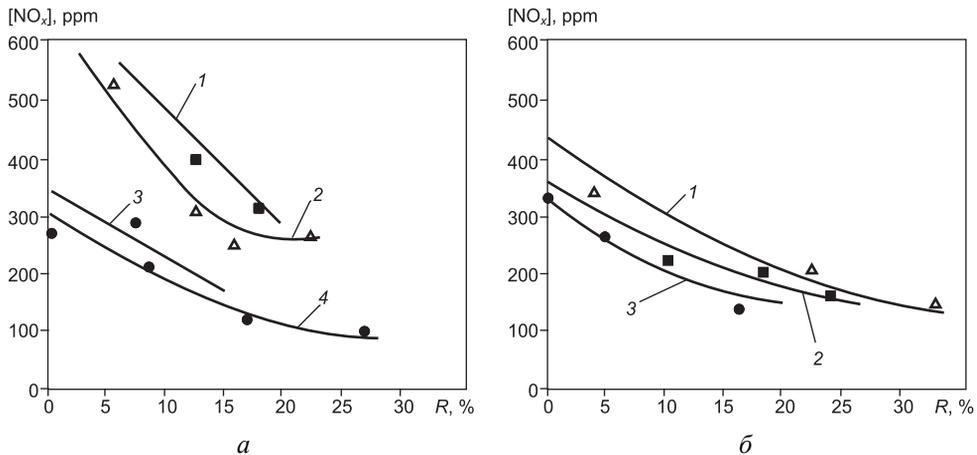


Рис. 4.15. Влияние рециркуляции продуктов сгорания на концентрацию оксидов азота в уходящих газах (в пересчете на $\alpha = 1,4$):

— — расчет; точки — опытные данные;

a — при сжигании природного газа: 1 — ТГМП-1202; 2 — ТГМП-204ХЛ; 3 — ТГМП-314; 4 — ТГМ-344; *б* — при сжигании мазута: 1 — ТГМП-204ХЛ; 2 — ТГМП-324; 3 — ТГМП-314.

Весьма эффективным средством снижения выбросов оксидов азота оказалась подача через горелки большей части дымовых газов, отбираемых за дымососом

или из промежуточного газохода котла. Наиболее показательным примером реализации такого решения явилась реконструкция котла ДКВР-4/13.

После монтажа линии рециркуляции дымовых газов из газохода перед экономайзером на всас дутьевого вентилятора были проведены опыты с разной степенью рециркуляции (%). При определенной нагрузке котла и фиксированном избытке воздуха изменялось положение заслонки на всасывающем коробе перед дутьевым вентилятором и/или шибером на линии рециркуляции газов. Степень рециркуляции рассчитывалась по содержанию кислорода на всасе вентилятора и в газах рециркуляции, т. е. за котлом.

При максимальной нагрузке котла 5 т/ч и прикрытом шибере на линии рециркуляции ($R = 4\%$) концентрация NO_x составляла 231 мг/м³ (6 % O₂). По мере открытия шибера содержание NO_x снижалось и при $R = 27,5\%$ составляло всего лишь 39 мг/м³, т. е. примерно в 6 раз меньше, чем при $R = 4\%$. При этом температура газовоздушной смеси перед горелкой увеличивается до 88,5 °С, а содержание оксида углерода СО за котлом несколько возрастает, но остается на приемлемом уровне. Температура уходящих газов за котлом при максимальной рециркуляции повышается с 240 до 249 °С.

При номинальной и сниженной нагрузках (4 и 2,9 т/ч) рециркуляция дымовых газов также дает значительный эффект: в первом случае увеличение R от 0 до 20 % уменьшило концентрацию NO_x с 260 до 70 мг/м³, а во втором уже при $R = 7\div 8\%$ концентрация NO_x снизилась с 280 до 152–164 мг/м³. Содержание оксида углерода во всех опытах оставалось достаточно низким (менее 100 мг/м³ в пересчете на 6 % O₂).

Существенное снижение выбросов оксидов азота при сжигании газа в отопительных и промышленных котлах может быть достигнуто путем использования в схемах рециркуляции специальных малотоксичных горелок, которые уже широко применяются на энергетических котлах. Так, для котла КВГМ-6,5 отработана горелка РГМГ-8,15 с подачей газов рециркуляции в центр факела [1]. При испытаниях котла на номинальной нагрузке в диапазоне изменения степени рециркуляции R от 6 до 17 % значения [NO_x] изменялись в пределах 159–91 мг/м³, при этом относительно значения 225 мг/м³ (в отсутствии рециркуляции) [NO_x] снизилась в 1,4–2,5 раза. Коэффициент избытка воздуха в котле составлял $1,08\div 1,13$. В указанном диапазоне изменения R аэродинамическое сопротивление горелки возрастает в 1,3 раза, КПД котла снижается не более чем на 1 %.

За счет подачи газов рециркуляции в центр факела горелки РГМГ-8,15 на частичной нагрузке котла в диапазоне изменения R от 8 до 13 % значения [NO_x] изменялись в пределах 66–55 мг/м³, при этом по сравнению с опытами без рециркуляции, когда [NO_x] составляла 107 мг/м³, выбросы снизились в 1,6–1,9 раза. При этом значение КПД котла практически не изменилось, $\alpha_k = 1,04\div 1,05$.

Одним из недостатков метода снижения выбросов оксидов азота за счет введения рециркуляции является то, что введение дымовых газов в поток дутьевого воздуха снижает экономические показатели котла (возрастают потери с уходящими газами и расход электроэнергии на собственные нужды). Качественные соотношения видны из следующего примера.

Практически на всех мощных ТЭЦ Украины имеются котлы КВГМ-180. производительностью 180 Гкал/ч Барнаульского, Таганрогского или Дорого-

бужского заводов. Эти котлы являются одними из самых мощных из серийно изготавливаемых водогрейных котлов в мировом котлостроении. Топки этих котлов рассчитаны на работу под наддувом и снабжены 6 (8) вихревыми двухпоточными по воздуху горелками с центральной подачей газа, которые установлены по 3 (4) штуки на каждой из боковых стенок треугольником вверх. Котел снабжен мощным дымососом рециркуляции, подающим дымовые газы в дутьевой воздух.

Исследование влияния рециркуляции на выход оксидов азота NO_x в этих котлах проводилось на нагрузках 62 и 96 % от номинальной. При 96 % нагрузке котла при полной нагрузке дымососа за счет рециркуляции удавалось снизить выход оксидов азота до 100 мг/м^3 , а при 62 %-ой – даже до 45 мг/м^3 . Однако, при этом имело место снижение КПД котла примерно на 0,7 % (табл. 4.9) [1].

Таблица 4.9

Результаты исследования зависимости выхода оксидов азота и КПД котла КВГМ-180 от степени рециркуляции дымовых газов

Показатель	Единица измерения	Нагрузка котла			
		96 %		62 %	
		Без рециркуляции	С рециркуляцией	Без рециркуляции	С рециркуляцией
Теплопроизводительность	Гкал/ч	165,9	173,5	112,7	112,7
Степень рециркуляции	%	0	50	9	30
Температура уходящих газов	°С	164	181	117	150
Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах	–	1,35	1,33	1,23	1,21
Потери тепла с уходящими газами	%	8,22	8,92	5,22	5,93
Концентрация оксидов азота, приведенная к $\alpha = 1$	мг/м^3	330	100	120	45
Снижение NO_x	%	0	70	0	62
КПД котла, брутто	%	91,78	91,08	94,78	94,07
Потери КПД котла из-за рециркуляции	%	0	0,70	0	0,71

Еще одним недостатком метода рециркуляции является опасное возрастание концентрации бензопирена по мере увеличения доли подпитываемых дымовых газов. Это ограничивает степень рециркуляции R , рекомендуемую для практического применения, величиной 28–30 %.

Имеются прямые опыты в промышленных условиях, подтверждающие значительное влияние температуры дутьевого воздуха на концентрацию оксидов азота в дымовых газах. Так, например, при сжигании природного газа в котле блока мощностью 320 МВт повышение температуры горячего воздуха с 315 до 360 °С увеличило выбросы NO_x почти на 20 %. Снижение $t_{\text{гв}}$ с 315 до 200 и до 30 °С снизило выбросы оксидов азота соответственно на 40 и 65 %. Однако, существенное снижение $t_{\text{гв}}$ приводит к повышению температуры уходящих газов и соответствующему снижению КПД котла.

Снижение максимальной температуры в топочной камере, а следовательно, и концентрации оксидов азота, можно обеспечить также увеличением теплоотвода, например за счет установки двусветного экрана или других теплопринимающих поверхностей нагрева в зоне интенсивного горения.

6.2. Механизм влияния впрыска воды/пара на эмиссию NO_x

Присадка воды и пара, так же как и сжигание водомазутных эмульсий, хорошо известны в качестве способа снижения образования токсичных оксидов азота NO_x . Его реализация в ГТУ и газомазутных котлах позволяет снизить выбросы NO_x в 1,5–2 раза.

В работах МЭИ [12] расчеты проводились для следующих значений относительных расходов впрыскиваемого пара: $G_{\text{п}}/G_{\text{т}} = 0; 0,02; 0,053; 0,11; 0,33$ и 1,0 (где $G_{\text{п}}$, $G_{\text{т}}$ – соответственно весовые расходы пара и топлива).

С увеличением впрыска пара происходит некоторое затягивание процесса горения, снижение максимальной температуры факела на 80–100 К, увеличение содержания СО в зоне горения. Концентрация топливных NO уменьшалась примерно на 7 %, что указывает на слабое влияние добавок влаги на образование топливных оксидов азота.

Согласно расчетам, зависимости концентраций OH, H, O, N, NH и других промежуточных радикалов во времени изменялись незначительно с увеличением отношения $G_{\text{п}}/G_{\text{т}}$. Последнее влияет лишь на расположение максимумов концентраций радикалов, что связано с затягиванием процесса выгорания топлива. Следовательно, подавление образования топливных оксидов азота в случае впрыска пара не может быть объяснено кинетикой реакций горения и образования NO.

С другой стороны, в результате ввода водяного пара в зону горения веществ и продуктов сгорания, диссоциации водяного пара в данной температурной области ($T_{\text{max}} < 2400$ К) не наблюдается; это подтверждают и расчетные зависимости концентраций O, H, OH и H_2O . Поэтому в данных условиях пар, по существу, может рассматриваться как инертное вещество-разбавитель. Влияние же температуры на образование топливных NO при $T > 1400$ К, как известно, несущественно. Так, впрыск пара в количестве $G_{\text{п}}/G_{\text{т}} = 1,0$ приводит к разбавлению действующих концентраций азотсодержащих веществ в исходном объеме паровой фазы на 6 %. Полученное же расчетом снижение выхода топливных оксидов азота составляет 6,7 %. Следовательно, образование топливных оксидов азота при впрыске пара снижается главным образом за счет разбавления содержания реагирующих веществ и продуктов сгорания водяными парами. Некоторое дополнительное

снижение выхода топливных NO будет происходить в результате снижения температуры факела.

Кинетические зависимости образования термических оксидов азота были получены в расчетах для случая сжигания топлива с $N^p = 0$. В противоположность топливным NO влияние впрыска пара на образование термических оксидов азота оказалось весьма существенным, что хорошо согласуется с опытными данными (рис. 4.16, а). Уже при величине впрыска $G_{п}/G_{т} = 0,5$ происходило снижение выхода термических оксидов азота в 1,9 раза. Как и в случае топливных NO, расчетные зависимости концентраций O, H, OH и других радикалов от величины впрыска пара не дают оснований для объяснения подавления термических оксидов азота за счет изменения кинетики процесса горения.

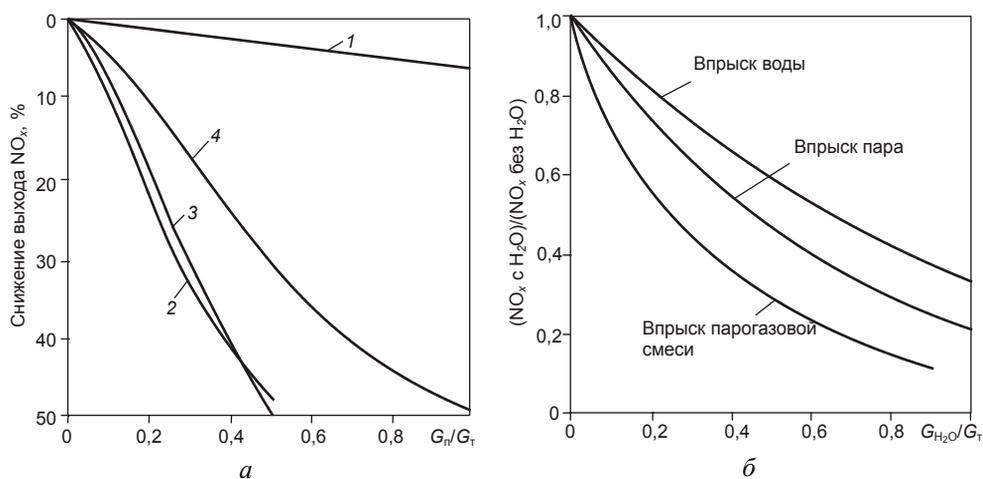


Рис. 4.16. Влияние ввода пара в зону горения на снижение образования оксидов азота:

а – Расчет: 1 – топливные NO, $N^p = 0,3\%$; 2 – термические NO. Эксперимент: 3 – $N^p = 0$; 4 – $N^p = 0,3\%$ [12]; б – по данным фирмы Siemens для ГТУ.

Произведем оценку влияния на подавление термических NO при впрыске пара таких процессов, как разбавление действующих концентраций и снижение температуры в зоне реакции. При относительном расходе пара $\bar{G}_{п} = G_{п}/G_{т} = 0,5$ в результате разбавления водяными парами происходит уменьшение действующих концентраций веществ в 1,047 раза, а максимальная температура факела согласно кинетическим расчетам снижается на 45 К. Для условий протекания процесса образования термических NO в топках котлов и камер сгорания ГТУ можно допустить, что

$$\frac{[NO]}{[NO]_p} = \frac{\tau}{\tau_{[NO]_p}}, \quad (4.14)$$

где $[NO]$, $[NO]_p$ – соответственно, концентрация термических оксидов азота на выходе из зоны реакции (зоны максимальных температур) и их равно-

весная концентрация; τ – время пребывания в зоне реакции; $\tau_{[\text{NO}]_p}$ – время достижения равновесной концентрации.

В свою очередь согласно Зельдовичу

$$\tau_{[\text{NO}]_p} = \frac{2,655 \cdot 10^{-15}}{\sqrt{[\text{N}_2]}} \exp\left(\frac{56,750}{T}\right); \quad (4.15)$$

$$[\text{NO}]_p = 4,6 \sqrt{[\text{N}_2] \cdot \text{O}_2} \exp\left(-\frac{10750}{T}\right), \quad (4.16)$$

где $[\text{N}_2]$, $[\text{O}_2]$ – соответственно, концентрации азота и кислорода в зоне реакции, моль/см³; T – температура, К.

Время пребывания в зоне реакции остается практически неизменным при любом относительном расходе впрыскиваемого в зону горения пара \bar{G}_n . Тогда с учетом (4.14)–(4.16) можно достаточно просто оценить снижение образования термических NO за счет разбавления концентраций и снижения максимальных температур факела, имеющих место в результате впрыска пара:

$$\frac{(\text{NO})_{\bar{G}_n=0}}{(\text{NO})_{\bar{G}_n=0,5}} = \frac{([\text{N}_2])_1}{([\text{N}_2])_2} \sqrt{\frac{([\text{O}_2])_1}{([\text{O}_2])_2}} \exp\left(\frac{67500}{T_2} - \frac{67500}{T_1}\right) = 1,886, \quad (4.17)$$

где индексы 1 и 2 относятся соответственно для случая без впрыска пара ($\bar{G}_n = 0$) и случая впрыска пара в количестве $\bar{G}_n = 0,5$. Значение же аналогичной величины, полученной в расчетах кинетики процессов горения и образования оксидов азота, составило 1,905. Следовательно, подавление образования как топливных, так и термических оксидов азота при впрыске пара или воды происходит в результате двух факторов: снижения температуры факела и разбавления действующих концентраций веществ.

Как показали выполненные расчеты кинетики образования оксидов азота, впрыск пара в зону горения существенно подавляет образование термических NO и значительно слабее снижает выход топливных NO. Сопоставление расчетных и экспериментальных зависимостей приведенных на рис. 4.16, а, позволяет сделать вывод, что при вводе влаги в зону горения, снижение общего выхода NO достигается главным образом за счет подавления термических оксидов азота. Именно поэтому данный способ снижения NO может быть рекомендован только для тех топлив, при сжигании которых образование термических NO существенно превышает образование топливных NO. К таким топливам относятся газ и мазут. Присадки влаги при сжигании твердых топлив ввиду значительного количества связанного в них азота нецелесообразны.

Было установлено также, что эффективность метода зависит также от способа ввода влаги в зону горения и от избытка воздуха в камере сгорания.

В качестве примеров практического использования метода впрыска воды для снижения выбросов NO_x приведем результаты исследований, выполненных на фирмах Siemens и ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев).

На рис. 4.16, б по данным фирмы Siemens показано влияние впрыска влаги (воды или пара) в камеру сгорания ГТУ на образование NO_x. При массовых

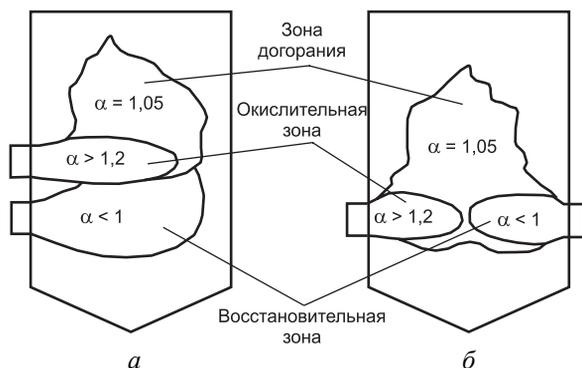


Рис. 4.17. Схема реализации нестехиометрического сжигания топлива в топке котла путем разбаланса топливовоздушного соотношения по ярусам горелок (а) и по «встречной» схеме (б) [13].

исследования были обусловлены тем, что проект «Водолей» должен был реализовать модифицированную схему STIG, согласно которой водяной пар, генерируемый в котле-утилизаторе, подается не в паровую турбину, как в обычных ПГУ, а в камеру сгорания ГТД, где смешивается с рабочим телом турбины. В связи с этим экспериментальным путем решались ряд задач, одной из которых было исследование влияние впрыска пара в зону горения топлива на эмиссию NO_x .

Были проведены испытания двигателя ДО49 мощностью 2,5 МВт с одногорелочной камерой сгорания с впрыском пара. Получено значение оксида азота $\text{NO}_x = 50 \text{ мг/нм}^3$, оксида углерода $\text{CO} = 90 \text{ мг/нм}^3$ при соотношении расхода пара к расходу топлива $G_{\text{п}}/G_{\text{т}} = 1,6$. Разработана система экологического впрыска пара в одногорелочную камеру сгорания двигателя ДГ90. Такая система подвода пара внедрена в установке «Водолей» и имеет наработку свыше 3000 часов на стенде предприятия. При соотношении $G_{\text{п}}/G_{\text{т}} = 1,2$ получены $\text{NO}_x = 50 \text{ мг/нм}^3$, $\text{CO} = 30 \text{ мг/нм}^3$.

6.3. Методы, основанные на снижении избытка воздуха

Как уже отмечалось выше, одним из наиболее эффективных технологических мероприятий с точки зрения подавления образования оксидов азота являются рециркуляция дымовых газов и двухступенчатое сжигание топлива, т. е. уход от стехиометричности процесса горения.

Обеспечить реальный эффект подавления образования NO_x может способ нестехиометрического сжигания топлива, который успешно применяется на некоторых газомазутных и пылеугольных котлах. Нестехиометрическое сжигание – это нетрадиционный способ сжигания топлив с организацией в топочной камере отдельных восстановительной ($\alpha < 1$) и окислительной ($\alpha > 1,20\text{--}1,25$) зон горения с последующим их смешением при сохранении традиционных избытков воздуха на выходе из топки ($\alpha = 1,05$ при сжигании

расходах пара и дизтоплива 1:1, уровень эмиссии NO_x при полной нагрузке может быть уменьшен приблизительно в 4 раза до 150 мг/нм^3 . Еще более низкие значения NO_x достигаются при предварительном смешении пара и природного газа перед подачей в горелки.

В ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» в связи с разработкой проекта «Водолей» были проведены исследования процесса горения в камере сгорания ГТД при впрыске водяного пара в зону горения. Эти

газа и мазута) [13]. В этом случае в восстановительной зоне происходит подавление образования термических и топливных оксидов азота из-за недостатка кислорода, в окислительной же зоне образование термических NO_x сдерживается в результате снижения температуры горения из-за больших избыточных объемов воздуха. Опыт внедрения нестехиометрического сжигания показал, что при реализации этого способа выбросы оксидов азота снижаются на 25–50 %. Преимуществами данного способа являются простота его реализации благодаря разбалансу топливовоздушного соотношения между ярусами или отдельными горелками (рис. 4.17).

Численные эксперименты с помощью ППП РОСА позволили определить оптимальные условия для реализации способа нестехиометрического сжигания природного газа и мазута в топках котлов с точки зрения максимально возможного снижения выхода оксидов азота и обеспечения полного выгорания топлива.

Расчетная схема численного эксперимента принималась следующей. Сначала отдельно рассчитывались окислительный и восстановительный факелы. Затем моделировалось смешение продуктов сгорания из обоих факелов, рассчитывалась температура газов после смешения $T_{см}$ и выполнялся расчет изменения состава продуктов сгорания при суммарном избытке воздуха $\alpha_T = 1,05$ на участке от $T_{см}$ до максимальной температуры T_{max} (в результате догорания продуктов неполного сгорания из восстановительного факела) и далее на участке охлаждения газов от T_{max} до температуры на выходе из топки T_T'' .

На рис. 4.18 приведены характерные зависимости выхода NO по длине восстановительного и окислительного факелов. При сжигании природного газа выход оксидов азота в восстановительной зоне происходит по «быстрому», а в окислительной – по «термическому» механизму.

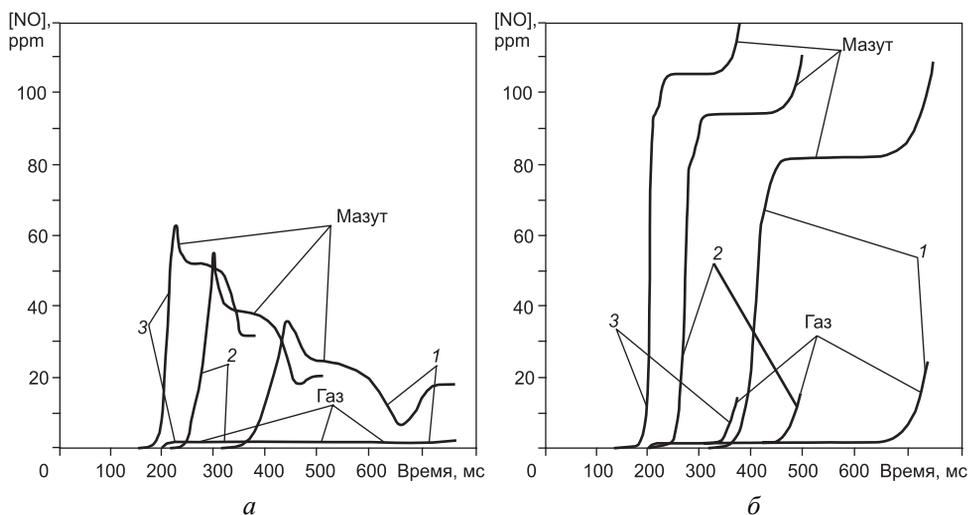


Рис. 4.18. Выход оксидов азота при сжигании природного газа и мазута в зависимости от скорости нагрева в восстановительном ($\alpha = 0,9$) – а и окислительном ($\alpha = 1,2$) – б факелах.

Значения φ , К/с: 1 – 2000; 2 – 3000; 3 – 4000 [13].

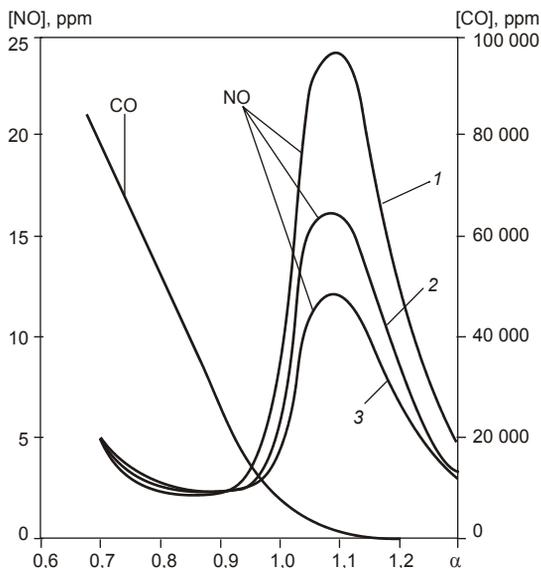


Рис. 4.19. Выход NO и CO в восстановительных ($\alpha < 1$) и окислительных ($\alpha > 1$) факелах в зависимости от скорости нагрева при сжигании природного газа φ , К/с:

1 – 2000; 2 – 3000; 3 – 4000 [13].

топки будет, в частности, определяться процессами образования термических (при сжигании газа и мазута) и топливных (при сжигании мазута) оксидов азота в зоне догорания после смешения восстановительного и окислительного факелов. Поэтому в этой зоне желательно реализовывать условия, направленные на подавление образования NO по «топливному» и «термическому» механизмам.

Скорость нагрева факела φ в исследованном диапазоне от 2000 до 4000 К/с оказывает влияние на процессы образования только топливных и термических оксидов азота, практически не сказываясь на содержании быстрых NO. Причем, если с ростом φ концентрации топливных NO возрастают, то концентрации термических NO, наоборот, уменьшаются. В связи с этим влияние скоростей нагрева заметно только при $\alpha > 0,95$ при сжигании природного газа (рис. 4.19) и при $\alpha > 0,85$ при сжигании мазута.

При увеличении избытков воздуха одновременно происходит снижение максимальной температуры окислительного факела, в результате чего уменьшается выход термических NO. Так, при сжигании природного газа спад выхода NO наблюдается при увеличении избытков воздуха в окислительной зоне $\alpha_{ок}$ сверх значений 1,1 (рис. 4.19). Поэтому при нестехиометрическом сжигании природного газа целесообразно, чтобы коэффициент избытка воздуха в окислительной зоне $\alpha_{ок}$ был не ниже 1,15–1,20.

Выход CO (который характеризует химический недожог топлива) в восстановительной и окислительной зонах при сжигании и газа, и мазута почти не

При сжигании мазута в восстановительной зоне образуются уже не только быстрые, но и топливные (особенно при избытках воздуха $\alpha \geq 0,85$) оксиды азота, а в окислительной зоне – термические и топливные. При этом, однако, доля термических оксидов азота невелика (от 5 до 25 % итогового выхода NO) и снижается с ростом избытков воздуха α и скоростей нагрева факела φ , (К/с). Для восстановительной зоны характерным является восстановление части образовавшихся топливных NO (рис. 4.18, а).

Конечный выход оксидов азота непосредственно в восстановительной и окислительной зонах при сжигании природного газа невелик (рис. 4.19).

В то же время окончательное содержание оксидов азота в дымовых газах на выходе из

зависит от скорости нагрева φ и является весьма высоким – около 150 ppm даже при $\alpha = 1,3$. Это объясняется как недостатком кислорода при $\alpha < 1$, так и непродолжительным пребыванием в области высоких температур (при любых α).

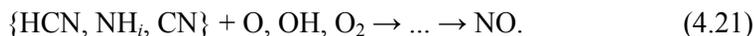
На втором этапе численное моделирование всего процесса нестехиометрического сжигания, включая зону смешения и дожигания, проводилось с целью определения оптимальных условий реализации данного способа при сжигании природного газа и мазута. В качестве критериев оптимальности режимных условий принимались относительное снижение выбросов оксидов азота по сравнению с традиционным сжиганием и значение химического недожога топлива, которое оценивалась по сумме концентраций монооксида углерода CO и молекулярного водорода H₂ в продуктах сгорания на выходе из топки котла. Предварительно были выполнены расчеты для традиционного сжигания газа и мазута с коэффициентом избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,05$, рекомендуемым для газомазутных котлов.

Расчет способа нестехиометрического сжигания топлив производился для различных значений коэффициентов избытка воздуха в восстановительной ($\alpha_B = 0,70 \div 0,95$) и окислительной ($\alpha_{OK} = 1,25 \div 1,40$) зонах. При этом конкретное соотношение α_B/α_{OK} подбиралось таким образом, чтобы после смешения факелов избыток воздуха в зоне дожигания был одинаковым и равнялся $\alpha_T = 1,05$. Результаты расчета приведены на рис. 4.20, а их обобщение – на рис. 4.21.

Расчеты показали, что выход оксидов азота в зоне догорания ($\alpha_T = 1,05$) после смешения восстановительного и окислительного факелов происходит как в результате окисления молекулярного азота воздуха при высоких температурах ($T > 1800$ К) по термическому механизму:



так и в результате окисления азотсодержащих радикалов RN (где RN = HCN, NH_i), образовавшихся ранее в восстановительной зоне по «быстрому» (природный газ) и «топливному» (мазут) механизмам:



Однако, при сжигании природного газа влияние реакций (4.21) на общий выход NO в зоне догорания сопоставимо с влиянием реакций (4.18)–(4.20) и даже превышает его только при избытках воздуха в восстановительной зоне $\alpha_B < 0,75$ (рис. 4.21), когда в ней образуется большое количество азотсодержащих радикалов RN. Наоборот, при избытках воздуха $\alpha_B > 0,75$ содержание RN в дымовых газах на выходе из восстановительной зоны незначительно и продолжает непрерывно уменьшаться по мере увеличения α_B . Поэтому выход оксидов азота в зоне догорания после смешения восстановительного и окислительного факелов происходит, по существу, только в результате образования термических NO по реакциям (4.18)–(4.20). При этом, поскольку с ростом α_B , как показывают расчеты, максимальная температура в зоне догорания увеличивается, образование NO по термическому механизму тоже возрастает (рис. 4.20, 4.21).

Выполненные численные эксперименты показали, что при нестехиометрическом сжигании природного газа минимальный выход оксидов азота наблюдается при избытках воздуха соответственно в восстановительной и окислительной зонах, равных $\alpha_{\text{в}}/\alpha_{\text{ок}} = 0,75/1,35$ (рис. 4.21). При этих условиях выбросы NO по сравнению с обычным сжиганием природного газа снижаются на 84 %.

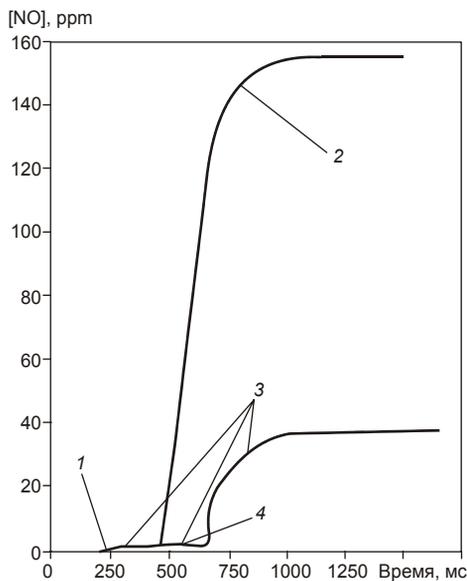


Рис. 4.20. Динамика выхода NO при нестехиометрическом сжигании природного газа ($\alpha_{\text{в}} = 0,8$; $\alpha_{\text{ок}} = 1,34$; $\alpha_{\text{т}} = 1,05$): 1 – окислительная зона; 2 – обычное сжигание; 3 – нестехиометрическое сжигание; 4 – восстановительная зона [13].

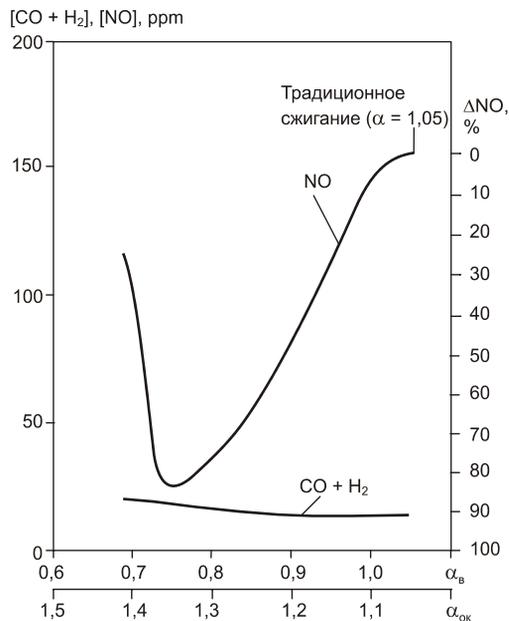


Рис. 4.21. Конечный выход NO, CO, H₂ при нестехиометрическом сжигании природного газа при $\alpha_{\text{т}} = 1,05$ в зависимости от $\alpha_{\text{в}}$ и $\alpha_{\text{ок}}$ [13].

Таким образом, при оптимальных условиях реализации способа нестехиометрического сжигания природного газа можно добиться снижения конечного выхода NO в несколько раз и обеспечить содержание оксидов азота в уходящих газах существенно ниже нормативных. Одновременно, при условии хорошего перемешивания факелов, обеспечиваются достаточно благоприятные температурные и концентрационные (по O₂) условия дожига топлива почти без увеличения химического недожога. Так, расчетные суммарные концентрации CO и H₂ в уходящих газах при нестехиометрическом сжигании природного газа с $\alpha_{\text{в}}/\alpha_{\text{ок}} = 0,75/1,35$ составляют 18,4 ppm, что не намного выше, чем при обычном сжигании с $\alpha = 1,05$, и не превышает допустимые значения химического недожога для газомазутных котлов ($q_3 \leq 0,15$).

На действующих котлах для подачи воздуха, необходимого для полного сгорания, можно воспользоваться отдельными горелками (обычно – верхнего

яруса), если через остальные горелки удастся подать полное количество топлива, необходимое для работы котла с номинальной нагрузкой.

6.4. Примеры реализации ступенчатого сжигания природного газа в малых паровых котлах

Метод ступенчатого сжигания является развитием метода нестехиометрического сжигания и используется в большой энергетике для снижения выбросов оксидов азота NO_x в атмосферу. Применительно к небольшим промышленным и отопительным котлам типов ДКВР, ДЕ, ТВГ и другим этот метод не исследовался.

Для создания эффективной схемы ступенчатого сжигания, обеспечивающей подавление оксидов азота без существенного увеличения продуктов неполного сгорания, необходимо строго определенное количество воздуха подать в заданную зону факела, чтобы в ядре горения снизить максимальную температуру и содержание кислорода. При этом должно быть обеспечено интенсивное перемешивание вторичного воздуха с продуктами неполного сгорания, а время пребывания полученной смеси в топке до выхода из нее должно быть достаточным для полного сгорания всех горючих компонентов.

Таким образом, метод ступенчатого сжигания имеет следующие две особенности:

1) коэффициент избытка воздуха в горелках (а значит – на начальном участке факела) выбирается явно заниженным, обычно меньше стехиометрического ($\alpha_r < 1,0$);

2) часть воздуха подается в промежуточную зону факела.

Первая особенность приводит к тому, что резко уменьшается количество образовавшихся оксидов азота (так как из-за недостатка воздуха по отношению к топливу концентрация свободного кислорода по ходу факела резко снижается с 21 % почти до 0). Недостаток окислителя приводит к появлению значительного количества продуктов неполного сгорания (прежде всего – СО). Именно поэтому нельзя ограничиваться только уменьшением α_r .

Вторая особенность схемы ступенчатого сжигания состоит в том, что остальной воздух, необходимый для полного сгорания, подается в среднюю и конечную зоны факела. Температура здесь еще достаточно велика для дожигания СО, Н₂ и СН₄, но значительно ниже, чем в ядре горения. Поэтому дополнительного образования оксидов азота здесь вообще не происходит или образуется незначительное их количество. Тем более, что в этих зонах присутствует уже большое количество СО₂ от сгорания основной части топлива, и концентрация кислорода О₂ остается невысокой из-за разбавления газов диоксидом углерода.

Вариант схемы ступенчатого сжигания был реализован на котле ДКВР-6,5-13 (Бийского котельного завода), установленном в котельной Московского завода «Искож» [14]. Этот котел имеет номинальную производительность 6,5 т/ч пара давлением 1,3 МПа. Его топочная камера оборудована двумя горелками ГМГ-4. За котлом установлен экономайзер ЭП-1-330. Котельная установка оборудована дутьевым вентилятором ВД-10.

Испытания котла при подаче всего воздуха в горелки (т. е. в заводском исполнении) показали, что при нагрузке, близкой к номинальной (давление газа

$p_r = 1,9$ кПа, расход $B_r = 637$ $\text{м}^3/\text{ч}$), концентрация оксидов азота в дымовых газах за котлом изменяется в зависимости от избытка воздуха от 145 до 170 $\text{мг}/\text{м}^3$ (в пересчете на NO_2 в сухих газах при стандартных условиях: 101,3 кПа, 273 К и 6 % O_2). Средняя концентрация NO_2 (при коэффициенте избытка воздуха за экономайзером 1,26 и концентрации $\text{CO} = 9$ $\text{мг}/\text{м}^3$) оказалась равной 160 $\text{мг}/\text{м}^3$. При таком значении концентрации масса выбросов NO_2 составляет 0,35 г/с.

По мере снижения нагрузки котла концентрация NO_x , как и следовало ожидать, уменьшалась (рис. 4.22, верхняя заштрихованная область).

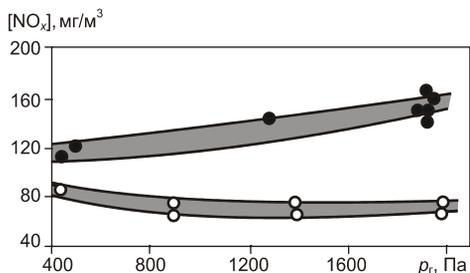


Рис. 4.22. Зависимость концентрации NO_x в дымовых газах от нагрузки котла ДКВР-6,5-13 [14]:

- – без ступенчатого сжигания;
- – при подаче части воздуха через боковые щели острого дутья.

Схема ступенчатого сжигания на этом котле была организована за счет монтажа сопел острого дутья на боковых экранах топки. К этим соплам подводился воздух от общего напорного короба, а расход вторичного воздуха регулировался шиберами на левой и правой сторонах котла. Контроль за расходом вторичного воздуха осуществлялся по давлению за регулируемыми шиберами.

Наладочные испытания, проведенные сразу же после реконструкции котла, показали, что во всем диапазоне нагрузок (от 46 до 123 % номинальной) котел с включенной системой ступенчатого сжигания работает устойчиво, без отрыва и пульсации факела, при практически полном сгорании газа. Настройка режима и уменьшение присосов позволили несколько сократить потери тепла с уходящими газами (на 0,3–0,7 %) в результате чего КПД котла при нагрузке, близкой к номинальной, составил 91,47 %, что очень близко к расчетному значению (91,8 %).

Опыты по оценке эффективности схемы ступенчатого сжигания были проведены в диапазоне нагрузок, определяемых давлением и расходом газа $p_r = 0,4 \div 2,0$ кПа и $B_r = 258 \div 691$ $\text{м}^3/\text{ч}$. Измерения показали, что при закрытых шиберов вторичного воздуха концентрация NO_x в дымовых газах меняется в зависимости от нагрузки и избытка воздуха от 120 до 160 $\text{мг}/\text{м}^3$ (черные точки на рис. 4.22). При полностью открытых шиберов вторичного воздуха $[\text{NO}_2] = 64 \div 85$ $\text{мг}/\text{м}^3$. Максимальной нагрузке соответствуют $[\text{NO}_2] = 76$ $\text{мг}/\text{м}^3$ и масса выбросов 0,18 г/с. Содержание оксида углерода CO во всех опытах при содержании O_2 , равном 3,4% ($\alpha_{\text{эк}} \geq 1,19$), было ниже 0,01 % по объему (меньше 125 $\text{мг}/\text{м}^3$).

Таким образом, реализация схемы ступенчатого сжигания газа на котле ДКВР-6,5-13 с вводом вторичного воздуха через боковые щели острого дутья обеспечила снижение выбросов NO_x в атмосферу примерно в 2 раза без ухудшения технико-экономических показателей котла.

Другой вариант схемы ступенчатого сжигания был реализован на котле ДКВР-10-13, установленном в котельной Московской фабрики музыкальных инструментов [14]. Этот котел рассчитан на номинальную паропроизводи-

тельность 10 т/ч и оборудован топкой объемом 42 м³ с фронтным расположением горелок ГА-ПО. За котлом установлен экономайзер ВЭ-УИ1-16П, а после него – дымосос Д-12 производительностью 40 тыс. м³/ч. Воздух для горения подается дутьевым вентилятором ВД-10 производительностью 16 тыс. м³/ч при давлении 1,5 кПа. Как и в первом случае, котел работал на природном газе из городской сети. Состав дымовых газов определялся с помощью многокомпонентного прибора электрохимического действия TESTO-33.

Для уменьшения выбросов NO_x в атмосферу была выполнена простейшая реконструкция, заключающаяся в подаче части воздуха через сопла острого дутья, смонтированные на фронтной стене топки, выше горелок. После реконструкции были проведены испытания для оценки эффективности схемы ступенчатого сжигания.

Результаты опытов, проведенных при максимальной нагрузке ($p_r = 1,3$ кПа, $D = 10,8$ т/ч), представлены в графическом виде на рис. 4.23. Как видно, при том избытке воздуха, с которым обычно работал котел (содержание O₂ в продуктах сгорания равно 4,4%), без ступенчатого сжигания концентрация NO_x составляет 198 мг/м³ (в пересчете на NO₂ при $\alpha = 1,4$). При включенной схеме ступенчатого сжигания точки, характеризующие результаты всех опытов, независимо от распределения воздуха между горелкой и соплами вторичного воздуха, укладываются на одну кривую. Если бы котел работал с тем же избытком воздуха (содержание O₂ равно 4,4%), что и при отключенной схеме ступенчатого сжигания, то концентрация NO_x составила бы примерно 110 мг/м³. Почти полное отсутствие окиси углерода наблюдается в широком диапазоне избытка воздуха в продуктах сгорания: даже при содержании O₂, равном 1,8–1,9%, содержание CO равно 0,0027%. Поэтому для данного котла ДКВР-10-13 можно рекомендовать режим с включенной схемой ступенчатого сжигания, при котором $p_r = 1,3$ кПа, давление общего воздуха на щите равно 0,87–0,88 кПа, давление первичного воздуха перед горелкой – 0,29–0,3 кПа и давление вторичного воздуха – 0,6–0,65 кПа. При этом содержание кислорода за котлом составит 1,8–1,9%, оксиды углерода практически будут отсутствовать (объемное содержание CO не превысит 0,0016%), а концентрация оксидов азота будет равна 56 мг/м³ (в пересчете на NO₂ при $\alpha = 1,4$).

Таким образом, реконструкция котла позволила снизить концентрацию оксидов азота на

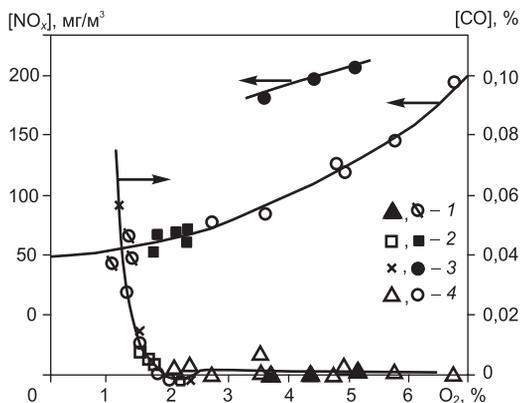


Рис. 4.23. Зависимость концентраций NO_x и CO от избытка воздуха на котле ДКВР-10-13 при одно- и двухступенчатой схемах сжигания: 1 – одноступенчатое сжигание (шиберы вторичного воздуха закрыты); 2 – двухступенчатое сжигание, давление вторичного воздуха $p_b = 0,33 \div 0,41$ кПа; 3 – то же, $p_b = 0,55 \div 0,7$ кПа; 4 – то же, увеличен общий избыток воздуха [14].

$$\Delta NO_x = \frac{198 - 56}{198} \cdot 100 = 72 \%, \text{ или примерно в } 3,5 \text{ раза. При этом потери тепла}$$

от химического недожога q_3 практически не изменились, а потери с уходящими газами q_2 снизились благодаря уменьшению избытка воздуха за котлом.

В опытах при сниженных нагрузках также наблюдалась высокая эффективность ступенчатого сжигания: если при $p_r = 0,9$ кПа и подаче всего воздуха в горелки концентрация NO_x составляла 169 мг/м^3 ($\alpha = 1,4$), то при открытых шиберх на сопла вторичного воздуха концентрация NO_x была равна $41 \div 55 \text{ мг/м}^3$ ($\alpha = 1,4$). Объемное содержание оксида углерода при всех избытках воздуха в диапазоне от 2,0 до 7,1 % O_2 оставалось ниже 0,005 %.

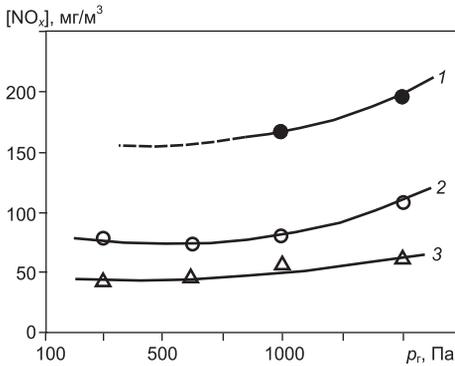


Рис. 4.24. Зависимость концентрации NO_x от нагрузки котла ДКВР-10-13 [14].

На рис. 4.24 приведена зависимость концентрации NO_x от нагрузки. Кривая 1 характеризует режимы с выключенной системой ступенчатого сжигания, кривая 2 — опыты со ступенчатым сжиганием и теми же избытками воздуха, при которых котел работал ранее, кривая 3 — опыты с рекомендуемым режимом: включенная система ступенчатого сжигания и уменьшенный избыток воздуха.

Расчеты дали следующие результаты: при работе котла без ступенчатого сжигания удельные выбросы оксидов азота $m_{NO_2} = 2,44 \text{ г/м}^3$ использованного природного газа. Учитывая, что предприятие в 1992 г. израсходовало $9,943 \text{ млн м}^3$ газа, можно оценить годовые выбросы оксидов азота:

$$M'_{NO_2} = 9,943 \cdot 2,44 = 24,26 \text{ т.}$$

Внедрение схемы ступенчатого сжигания и работа в рекомендованном режиме обеспечивает $[NO_2] = 56 \text{ мг/м}^3$. При этом удельные выбросы

$$m_{NO_2} = 56 \cdot 12,34 \cdot 10^{-3} = 0,69 \text{ г/м}^3,$$

а годовые выбросы оксидов азота

$$M''_{NO_2} = 9,943 \cdot 0,69 = 6,87 \text{ т.}$$

Снижение выбросов NO_x за год

$$\Delta M = M'_{NO_2} - M''_{NO_2} = 24,26 - 6,87 = 17,39 \text{ т.}$$

Расход выбросов оксидов азота (при максимальной нагрузке) без ступенчатого сжигания составляет $G'_{NO_2} = 0,77 \text{ г/с}$, а после реализации новой схемы $G''_{NO_2} = 0,22 \text{ г/с}$ без учета повышения КПД котла, что еще больше уменьшает выбросы NO_x , так как при той же нагрузке снижается расход природного газа.

Таким образом, испытания котлов с использованием газоанализаторов электрохимического действия показали, что внедрение ступенчатого сжигания позволяет уменьшить выбросы NO_x в атмосферу при сжигании природного газа примерно в 3,5 раза по сравнению с исходным уровнем без снижения надежности котла и при сохранении его технико-экономических показателей.

Нестехиометрическое сжигание легко реализуется при любой компоновке горелочных устройств за счет разбаланса топливно-воздушного соотношения по каналам горелки, по ярусам горелок или между соседними горелками.

Ниже описана возможность практической реализации нестехиометрического сжигания на котле БКЗ-75-39ГМ малой мощности с целью снижения выхода NO_x [15]. Реализация нестехиометрического сжигания на котлах малой мощности связана с определенными трудностями. Снижение избытков воздуха ниже стехиометрического в одной из зон горения при малой высоте и объеме топочных камер может привести к существенному увеличению химического недожога топлива.

Котел БКЗ-75-39ГМ предназначен для получения перегретого пара, однобарабанный, вертикально-водотрубный, с естественной циркуляцией, выполнен по П-образной схеме компоновки поверхностей нагрева.

На фронтальной стене топочной камеры установлены в два яруса шесть вихревых горелок. Горелочные устройства выполнены комбинированными для раздельного сжигания мазута и газа, с форсунками механического распыла.

Изменение теплопроизводительности котла производится изменением количества работающих горелок.

В период испытаний в котле сжигался мазут марки М100 с калорийностью $Q_n^p = 38 \div 38,6$ МДж/кг и содержанием серы $S^p = 2,08$ %.

Максимальная измеренная величина концентрации NO_x составила 250 мг/м³.

Нестехиометрическое сжигание осуществлялось в нескольких вариантах. При этом раздача топлива была равномерной на все горелки, а подача воздуха в горелки регулировалась с помощью индивидуальных шиберов таким образом, чтобы в одной группе горелочных устройств коэффициенты избытка воздуха составляли $\alpha_r = 0,85 \div 0,94$, а в другой группе – $\alpha_r = 1,3 \div 1,4$. Общий избыток воздуха в топочной камере на каждом режиме устанавливался таким образом, чтобы исключить или минимизировать химический недожог топлива. Регулирование температуры перегрева пара на всех исследованных режимах не вызывало каких-нибудь дополнительных трудностей.

Реализация нестехиометрического сжигания позволила снизить выход NO_x на 52–56 % практически без увеличения химического недожога топлива. Наиболее оптимальным является режим нестехиометрического сжигания «по горизонтали» с подачей избыточного воздуха через крайние горелки обоих ярусов, обеспечивающий также снижение температуры уходящих газов на 4 °С.

Одновременно было установлено, что при нестехиометрическом сжигании и снижении концентрации оксидов азота ухудшается экономичность топочного процесса. Сохранить удельный расход условного топлива можно и при ступенчатом сжигании, если увеличить общий избыток воздуха с $\alpha = 1,04 \div 1,06$ до $\alpha = 1,08 \div 1,10$.

Режим двухстадийного сжигания газа в мощном водогрейном котле КВГМ-180 предполагает подачу в горелки нижнего яруса 100 % газа и 67 % воздуха, необходимого для полного сгорания топлива, а остальные 33 % воздуха – в горелки верхнего яруса. Для этого необходима реконструкция горелочных устройств с увеличением мощности горелок нижнего яруса [1].

При переходе к двухстадийному сжиганию удается снизить выход NO_x на 40–46 % без снижения КПД котла (табл. 4.10).

Таблица 4.10

Результаты исследования выхода оксидов азота и КПД котла КВГМ-180 при двухстадийном сжигании газа

Показатель	Размерность	Одностадийное сжигание газа	Двухстадийное сжигание газа	Одностадийное сжигание газа	Двухстадийное сжигание газа
Теплопроизводительность	Гкал/ч	138,9	135,8	107,8	112,7
Давление газа перед нижними горелками	кг/см ²	0,36	0,75	0,27	0,57
Давление газа перед верхними горелками	кг/см ²	0,30	0	0,22	0
Температура уходящих газов	°С	138	136	115	117
Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах	–	1,30	1,31	1,22	1,23
Потери тепла с уходящими газами	%	6,53	6,32	5,13	5,17
Концентрации оксидов азота, приведенные к $\alpha = 1$	мг/м ³	285	170	220	120
Снижение NO_x	%	0	40	0	76
КПД котла, η_k (брутто)	%	93,47	93,68	94,87	94,83
Потери КПД котла из-за двухстадийного горения	%	0	+0,21	0	–0,04

6.5. Конструкции низкоэмиссионных горелок

Для уменьшения образования оксидов азота конструкция горелки должна обеспечить снижение максимальной температуры и замедленное смешение воздуха с топливом. При этом нельзя допускать химической неполноты сгорания. Указанные требования удалось выполнить с разной степенью успеха

как на отопительных, так и на крупных энергетических котлах, а также в камерах сгорания ГТУ.

На энергетических котлах Японии широко внедряются РМ (Pollution Minimum)-горелки, конструкция которых обеспечивает сжигание газа в двух зонах факела, в одной из которых, на начальном участке, создается недостаток воздуха, а во второй – избыток. На рис. 4.25 приведена схема вихревой РМ-горелки для природного газа.

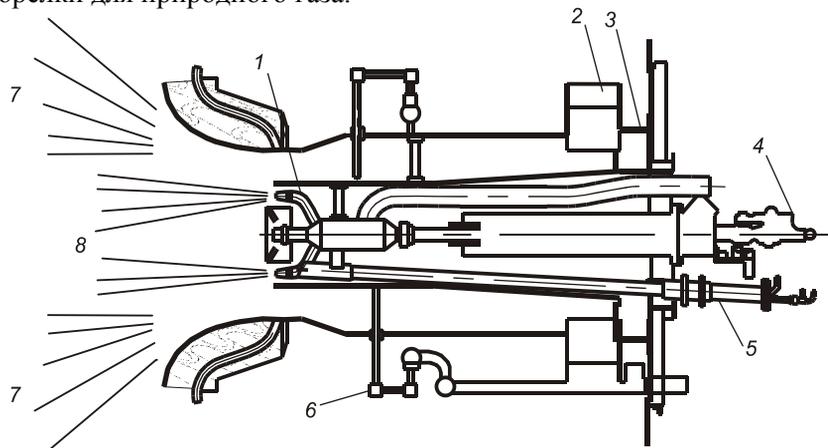


Рис. 4.25. Вихревая РМ-горелка для природного газа [3]:

1 – газовые сопла для обогащенной смеси; 2 – воздушный шибер для обедненной смеси; 3 – воздушный шибер для обогащенной смеси; 4 – мазутная форсунка, 5 – запальное устройство; 6 – газовые сопла для обедненной смеси; 7 – зона факела, обедненная топливом; 8 – зона факела, обогащенная топливом.

Такие горелки (18 штук, размещенные в три яруса по высоте на фронтальной стене) были установлены на котле блока мощностью 265 МВт. Котел оборудован топкой с двусветным экраном. Мощность каждой горелки равнялась 46,6 МВт. При сжигании сжиженного природного газа были проведены опыты с разными избытками воздуха и с разной степенью рециркуляции дымовых газов, которые смешивались с воздухом, поступающим к горелкам. При $R = 7\%$ и $\alpha = 1,08$ концентрация оксидов азота в дымовых газах составляла 250 мг/м^3 (в пересчете на NO_2 в пробе дымовых газов с $\text{O}_2 = 5\%$). Минимальная концентрация оксидов азота (80 мг/м^3) была получена при $R = 28\%$ и $\alpha = 1,05$.

На базе горелок РМ специалистами компании Mitsubishi Heavy Industries (МНИ) в последние годы разработан и проверен в промышленности комплекс мероприятий, получивший название «Малотоксичная система сжигания Мицубиси» (Mitsubishi Low NO_x System) – рис. 4.26.

Этот комплекс включает в себя ряд узлов котельной установки.

В частности, малотоксичная система сжигания Мицубиси предусматривает установку ротационных сепараторов Мицубиси MRS на среднеходных или шаровых барабанных мельницах. Как и при использовании обычных сепараторов грубая пыль из MRS возвращается на повторный размол, а мелкие частицы поступают к горелкам.

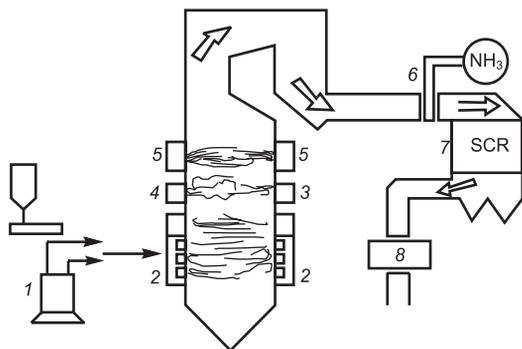
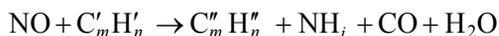
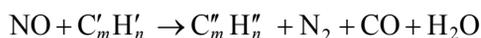


Рис. 4.26. Малоотоксичная система сжигания Мицубиси [3]:

1 – ротационный сепаратор Мицубиси; 2 – малоотоксичные горелки типа РМ; 3 – схема трехступенчатого сжигания МАСТ; 4 – горелки для создания восстановительной зоны; 5 – третичный воздух; 6 – ввод аммиака NH_3 ; 7 – реактор селективного каталитического восстановления SCR; 8 – воздухоподогреватель.

ется получить достаточно низкие концентрации оксидов азота, мг/м^3 : 40–80 при сжигании газа; 150–200 при сжигании мазута; 200–400 при сжигании высококачественных углей.

Следующим элементом малоотоксичной системы сжигания Мицубиси является схема трехступенчатого сжигания с частичным восстановлением оксидов азота в топке (МАСТ-метод). Эта схема хорошо известна энергетикам. По ней подача небольшой части топлива в среднюю часть топки осуществляется через верхние горелки (рис. 4.26), причем оно подается обычно не с воздухом, а с газами рециркуляции, в результате чего создается восстановительная зона. Считается, что в этой зоне происходят химические реакции с образованием радикалов



Выше восстановительной зоны в топку подается третичный (дополнительный) воздух, который обеспечивает дожигание продуктов неполного сгорания до выхода газов из топки.

Применение МАСТ-метода в сочетании с РМ-горелками позволило специалистам МНИ получить еще более низкие концентрации NO_x в дымовых газах: 20–40 мг/м^3 при сжигании газа, 90–120 мг/м^3 при сжигании мазута и 120–300 мг/м^3 при сжигании твердого топлива.

При одновременном использовании трех технологий – РМ-горелки, МАСТ-метод, описанных выше, а также сепараторов MRS удалось снизить

Важным элементом малоотоксичной системы сжигания Мицубиси являются горелки типа РМ. Как уже отмечалось, особенностью этих горелок является разделение потока аэро-смеси на два с разной концентрацией топлива (угольной пыли). В результате этого образуются факелы обогащенные и обедненные топливом, что и приводит к снижению образования NO_x .

Малоотоксичные горелки типа РМ устанавливаются не только на пылеугольных, но и на газомазутных котлах.

Многолетний опыт применения РМ-горелок как на новых, так и на действующих котлах показал, что только в результате использования этих горелок уда-

концентрацию NO_x до 120–200 мг/м³ (6 % O₂) даже при сжигании высокореакционных каменных углей.

В большинстве случаев МНІ при разработке новых котлов или модернизации действующего оборудования ограничивается применением РМ-горелок в сочетании с МАСТ-методом (т. е. методом трехступенчатого сжигания). Однако, на пылеугольных котлах устанавливают также сепараторы MRS, чтобы избежать увеличения горючих в уносе.

В Институте газа НАН Украины [16] разработан способ организации режима сжигания газа непосредственно в горелках двухстадийного сжигания (ГДС) за счет перераспределения потоков воздуха (рис. 4.27).

В горелочное устройство воздух поступает двумя потоками: закрученным периферийным и прямоточным осевым. При этом дальнобойность струй горючего выбирают с таким расчетом, чтобы в осевой поток горючее не попадало и смешивалось только с периферийным закрученным потоком, составляющим 60–80 % общего количества воздуха, необходимого для полного сгорания топлива. Таким образом, формируется первичная зона горения, продукты которой затем инжектируются центральным осевым потоком воздуха, где образуется зона догорания топлива.

Эффективность снижения образования оксидов азота при двухстадийном сжигании тем выше, чем ниже отношение долей первичного и вторичного воздуха, которое определяется конструктивными размерами горелочного устройства, а также коэффициентами аэродинамического сопротивления каналов для прохода первичного и вторичного воздуха.

Поскольку целью организации режима двухстадийного сжигания газа является снижение температуры в первичной зоне горения, уменьшается и количество тепла, отводимое от этой зоны к поверхности нагрева. Данное уменьшение теплоотвода компенсируется увеличением длины факела и повышением теплообмена в конвективной части котла. Обычно переход на режим двухстадийного горения не вызывает заметного увеличения температуры уходящих газов. При сравнительном исследовании, проведенном на котле ПТВМ-50, температура уходящих газов не зависела от способа сжигания топлива. Исследование показало также, что содержание оксидов азота в топке котла при двухстадийном сжигании газа, осуществляемом при помощи горелок двухстадийного сжигания, на 40–50 % ниже, чем при сжига-

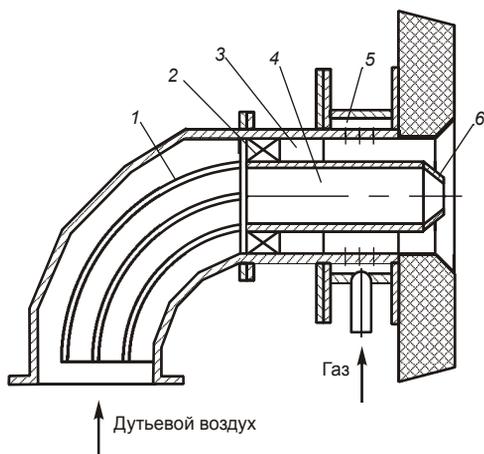


Рис. 4.27. Горелка для двухстадийного сжигания природного газа в котле ПТВМ-50 [16]:

1 – направляющие пластины; 2 – аксиальный лопаточный завихритель; 3 – цилиндрический канал горелки; 4 – осевая труба; 5 – периферийная газовая камера; 6 – конфузорный насадок.

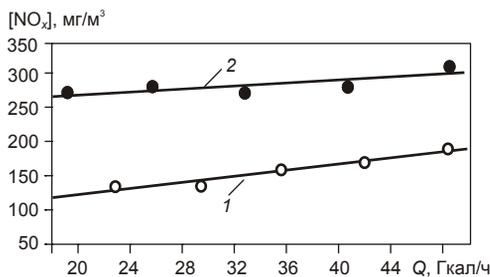


Рис. 4.28. Зависимость КПД котла ПТВМ-50 и выхода оксидов азота при сжигании газа: 1 – в горелках двухстадийного сжигания; 2 – в горелках с одностадийным сжиганием [16].

распределены таким образом, что количество первичного воздуха составляет 75 % от стехиометрического. Равновесная концентрация оксида азота при горении смеси с таким содержанием окислителя, рассчитанная по адиабатической температуре, на 44 % ниже равновесной концентрации NO_x при горении стехиометрической топливоздушной смеси. Как видим, на рис. 4.28 снижение выхода оксидов азота в топке котла ПТВМ-50 (точки – эксперимент) при двухстадийном сжигании газа, осуществляемом при помощи горелок ГДС, совпадает с расчетным снижением выхода NO_x.

Горелки ГДС практически полностью используют воздух, поступающий в топку котла через неработающие горелки в зону обедненной смеси, в то время как при одностадийном сжигании газа в процесс горения вовлекается не более 25 % воздуха неработающих горелок.

За счет лучшего использования воздуха, поступающего через неработающие горелки, КПД котла ПТВМ-50 при работе с горелками ГДС в среднем на 0,4 % выше, чем при работе с горелками одностадийного сжигания газа.

В последнее время появилась информация о достижениях американских специалистов, которым удалось при сжигании газа на промышленно-отопительных котлах получать концентрации NO_x менее 17 мг/м³ (в пересчете на NO₂ при 6 % O₂). Такие результаты были получены благодаря использованию горелок фирмы Radian (США), которые получили торговую марку R-RMB™ (Radian Rapid Mix Burner).

Для подавления «термических» NO_x в этих горелках применяется рециркуляция дымовых газов ($R = 25 \div 30 \%$), а для подавления «быстрых» NO_x – интенсивное смешение воздуха с топливом и газами рециркуляции. Благодаря этому к моменту воспламенения во фронте факела обеспечивается $\alpha \geq 1,0$, что и снижает содержание «быстрых» NO_x.

Горелка R-RMB™ была внедрена на нескольких отопительных и водогрейных котлах США тепловой мощностью от 1,48 до 38 МВт. Во всех случаях при сжигании газа удалось получить концентрации NO_x менее 17 мг/м³ (6 % O₂) при весьма низком содержании СО (табл. 4.11).

Результаты опытов на водотрубном котле паропроизводительностью 45,4 т/ч показали, что при $R = 23 \div 28 \%$ в диапазоне нагрузок от 6 до 38 МВт

нии газа в одну стадию (рис. 4.28). Снижение выхода NO_x при двухстадийном сжигании происходит вследствие того, что температура горения богатой топливоздушной смеси (образование оксидов азота происходит только в первой стадии) ниже температуры горения стехиометрической смеси или смеси с небольшим избытком воздуха. При этом, чем выше степень обогащения топливоздушной смеси, тем ниже температура ее горения. В горелках ГДС потоки первичного и вторичного воздуха

концентрация оксидов азота составляла 14–15 мг/м³ (6 % O₂). Содержание CO при этом не превышало 1 мг/м³.

Таблица 4.11

Результаты испытаний котлов до и после установки горелок R-RMB™

Показатель	Жаротрубный котел	Водотрубные котлы с экономайзером	
	Cleaver Brooks	Модель NS-B-35	Nebraska
Паропроизводительность котла, т/ч	1,5	9,75	45,4
Тепловая мощность горелки, МВт	1,48	7,6	38,1
Тепловое напряжение топочного объема, q _v , кВт/м ³	2000	700	900
Концентрация вредных выбросов до реконструкции (6 % O ₂), мг/м ³ :			
NO ₂	205	51	51
CO	21	417	417
Состав газов в контрольных опытах после реконструкции при номинальной нагрузке:			
O ₂ , %	2,9	2,7	3,2
NO ₂ , мг/м ³ (6% O ₂)	14	12	15
CO, мг/м ³ (6 % O ₂)	2	1	1

Таким образом, результаты испытаний новой горелки с рециркуляцией дымовых газов показали, что при сжигании природного газа на отопительных и промышленных котлах малой мощности можно без ущерба для эффективности топочного процесса снизить концентрацию оксидов азота до 15–20 мг/м³, т. е. до такого уровня, который ранее считался достижимым только при установке за котлом аппаратов селективного каталитического восстановления (SCR).

Малотоксичные сухие двухконтурные горелки ABB

Большинство производителей ГТУ, включая концерн ABB, стремятся достичь уровня выбросов NO_x в сухих камерах сгорания 25 ppm. До внедрения сухих низкоэмиссионных КС фирма применяла для снижения NO_x впрыск пара в ГТУ парогазового цикла и ввод воды в ГТУ для пиковых электростанций.

Задача достижения эмиссии NO_x 25 ppm была решена с помощью двухтопливных конических горелок с предварительным смешением [17]. На рубеже 90-х годов двухконусные горелки уже устанавливались на ГТУ типа GT11N, а также типа GT8. Камеры сгорания с двухтопливными коническими горелками показали большую стабильность и прекрасную поперечную воспламеняемость между горелками. Схематично EV-горелка представлена на рис. 4.29, 4.30. Концепция этих горелок построена на результатах исследований вихревых потоков, включая отрывные циркуляционные зоны (за плохо

обтекаемым телом), и стабильных характеристик пламени на предварительно перемешанных потоках топлива и воздуха (PREMIX-горелки).

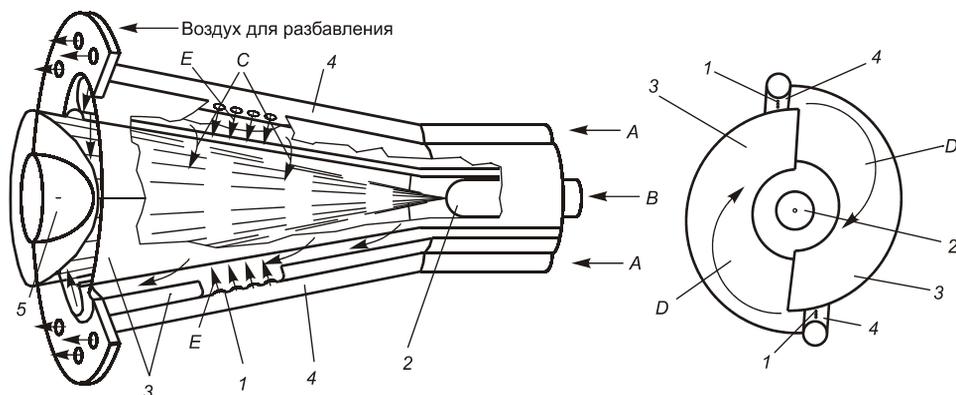


Рис. 4.29. Двухтопливная коническая EV-горелка АВВ с предварительным смешением [17]:

A – газ; *B* – жидкое топливо; *C* – воздух для горения; *D* – смесь воздуха и газа при работе на газе. *1* – отверстия для выхода топливного газа; *2* – распылитель для жидкого топлива; *3* – коническая щель; *4* – газовый канал; *5* – завихритель.

Горелка содержит конический щелевой канал, разделенный в вертикальном сечении на две части так, что в образовавшийся зазор проходит смесь воздуха и газа (траектория *D* на рис. 4.29). Топливный газ *A* подается через два топливных канала *4* и в виде однорядной системы струй *E* вытекает перпендикулярно входящему в щель потоку воздуха. При работе на жидком топливе последнее распыливается форсункой *2*, встроенной в устье горелки. Геометрия горелки подобрана таким образом, чтобы интенсивно закрутить поток смеси с образованием возвратных зон течения, стабильно расположенных внутри зоны горения. В зонах обратного тока скорость потока низкая, что делает возможным воспламенение топливовоздушной полностью гомогенизированной (перемешанной) смеси. Указанная структура течения и обедненная смесь способствуют получению низкой температуры пламени, и как следствие, низкий уровень эмиссии NO_x .

Стабилизатором пламени является отрывная вихревая (циркуляционная) зона непосредственно за горелкой, возникающая в потоке в результате внезапного расширения, генерируемая завихрителем *5* чрезвычайно простой конструкции. В этом случае отсутствует труба для предварительного смешения, известная из конструкции традиционных КС и процесс смешения происходит в свободном пространстве. Газообразные топлива смешиваются с воздухом для сгорания (первичным) вблизи входной части завихрителя. Жидкие топлива инжектируются в горелку через форсунки. Перемешивание капель топлива с воздухом и их испарение происходит вниз по потоку от завихрителя до зоны рециркуляции, где топливная смесь воспламеняется. Для предотвращения воспламенения жидкого топлива до полного испарения капель в зону вблизи впрыска топлива инжектируется вода.

Работу горелки можно пояснить на элементарных фазах развития процесса (рис. 4.30). Каждая горелка в основании конуса имеет диаметр 150 мм при длине около 400 мм с двумя диаметрально расположенными осевыми прорезями для входа воздуха.

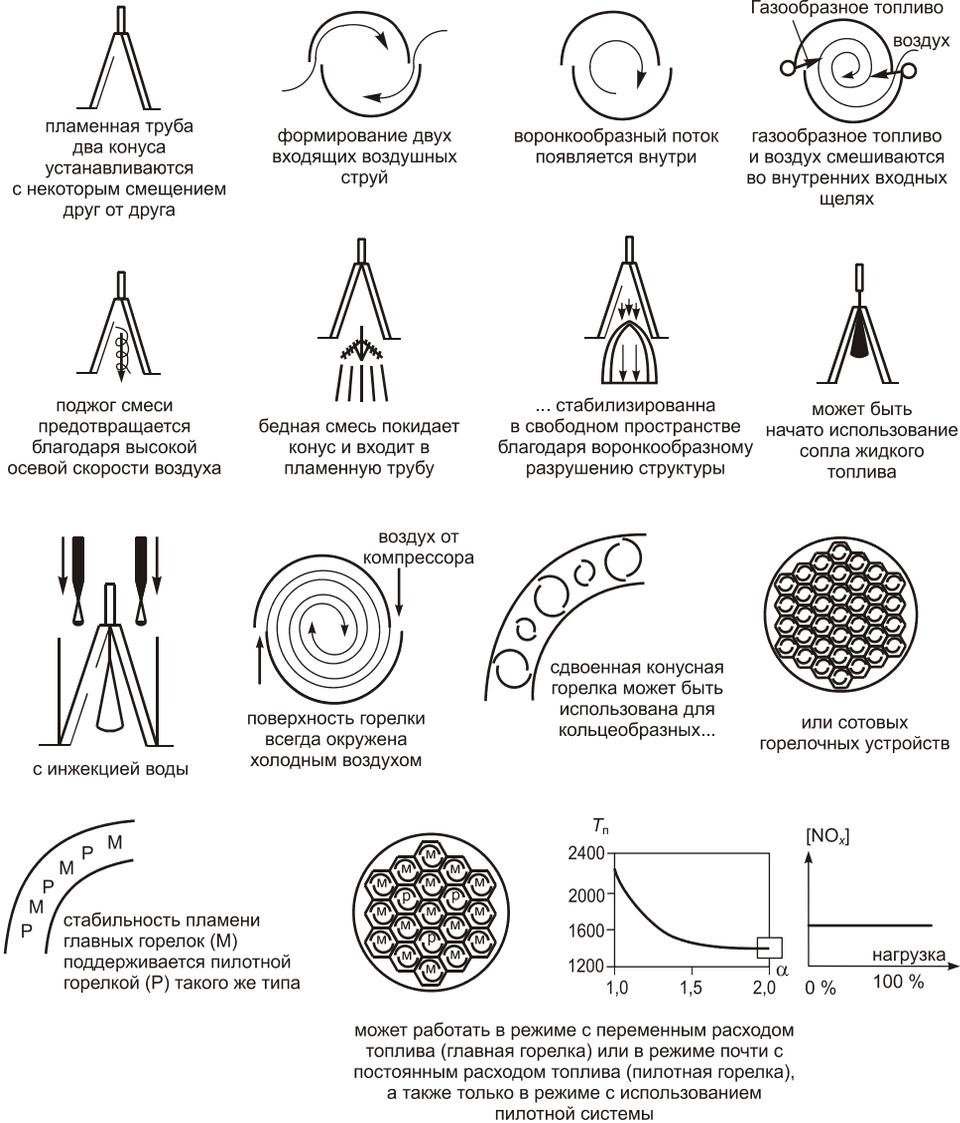


Рис. 4.30. Графическое пояснение принципа работы сухой сдвоенной конической горелки с низкой эмиссией NO_x (T_n – температура пламени) [17].

Форсунка для жидкого топлива закреплена на вершине конуса. Газообразные топлива впрыскиваются в закрученный воздушный поток через систему

отверстий в трубчатых топливных коллекторах, расположенных вдоль кромок прорезей конуса для входа воздуха. В вихревом потоке обедненная топливоздушная смесь очень быстро становится вполне гомогенной (однородно перемешанной) с высокой приблизительно равномерной скоростью выхода смеси из кольцевой щели между конусами. Именно благодаря большой осевой скорости потока не происходит воспламенение топливной смеси, пока не будет достигнута зона рециркуляции в устье горелки.

Зона рециркуляции потока после внезапного расширения обеспечивает стабилизацию фронта пламени в широком диапазоне нагрузок. Пламя не контактирует с какой-либо металлической поверхностью, а зона рециркуляции всегда окружена холодным воздухом, что требует небольшого обслуживания в процессе работы горелки этого типа.

При запуске, малых нагрузках или снятии нагрузки основной факел, имеющий тенденцию к вращению в кольцевом канале за горелками, поддерживается пилотными форсунками, размещенными между основными горелками. Эти пилотные (дежурные) горелки представляют собой уменьшенные версии основных горелок со стабильной устойчивой работой во всем диапазоне нагрузок турбины.

Регулирование нагрузок осуществляется, в основном, за счет изменения расхода топлива через основные горелки КС. При отключении основных горелок дежурные продолжают работать и обеспечивают повторное зажигание основных горелок при увеличении нагрузки ГТУ. Для стабильной работы пилотных горелок на них поступают постоянно примерно $\frac{1}{4}$ часть топлива, расходуемого при полной нагрузке турбины.

Обедненная смесь снижает температуру пламени до $1800\text{ }^{\circ}\text{C}$ и подача топлива при низкой нагрузке (1-я ступень) производится через центр двухконусной горелки. При увеличении нагрузки инжектор вокруг конуса существенно увеличивает подачу топлива до величины, соответствующей полной нагрузке (2-я ступень) и при этом топливо через центр не подается.

Компания ABB STAL (Fingspong), Швеция производит газотурбинную установку GT10 для когенерационных станций. ГТУ оснащена сухими, низкоэмиссионными по NO_x горелками типа EV. На ТЭЦ г. Ангелхольм на основе этой ГТУ построена парогазовая установка типа KA10-DH ABB (ГТУ GT-10 использовалась также для надстройки отопительной котельной в г. Лунд (1991 г.)).

В этой ГТУ выбросы NO_x составляют 50 мг/МДж топлива (или 25 ppm по ISO). Камера сгорания GT10 имеет кольцевую форму с 18 горелками типа EV. Для получения указанных характеристик камеры по выбросам NO_x для турбин мощностью $20\text{--}30\text{ МВт}$ доведенные камеры EV больших ГТУ были адаптированы для меньших расходов топлива.

7. ПОДАВЛЕНИЕ ЭМИССИИ NO_x В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ ГТУ

Отличия газотурбинной камеры сгорания от других топочных устройств (в частности, от котельной топки) следующие:

1. Высокие удельные объемные тепловыделения (в 10–25 раз больше, чем в топках парогенераторов), обусловленные стремлением сократить размеры камеры.

2. Большие удельные расходы воздуха через камеру, превышающие количество воздуха, необходимого для сжигания топлива в 3,5–6 раз (в котельных топках на полных нагрузках это соотношение равно 1,1–1,2).

3. Высокие скорости движения потока в камере, являющиеся следствием ограниченных размеров последней и больших расходов воздуха. Скорость движения газового потока в камерах составляет десятки метров в секунду, что соответствует времени пребывания топлива в ней порядка 0,01 с.

4. Повышенное давление в камере, достигающее в некоторых случаях 2 МПа и более.

5. Высокая поверхностная плотность теплового потока, воспринимаемого стенкой камеры вследствие лучистого и конвективного теплообмена с факелом. Величина удельного теплового потока может достигать 200 кВт/м².

Камеры сгорания ГТУ – это устройства для смешения достаточно больших количеств топлива и воздуха и сжигания этой смеси. Имеется три основных фактора, усложняющих камеру сгорания. Первый – обеспечение соотношения эквивалентности (величины, обратной коэффициенту избытка воздуха), обеспечивающего горение топлива и заданный уровень температуры продуктов сгорания. Известно, что топливо горит там, где имеется достаточное количество кислорода для реакции. Эта смесь является стехиометрической, т. е. состоящая из топлива и количества воздуха, теоретически необходимого для его сжигания. При этом температура пламени – наивысшая, а скорость химической реакции – максимальная. Однако, в современных ГТУ температура продуктов сгорания в камере сгорания должна быть существенно ниже стехиометрической по условиям прочности деталей турбины. Это означает, что соотношение эквивалентности должно составлять всего 0,4–0,5, т. е. 40–50 % от стехиометрического расхода топлива. Другими словами, в современных ГТУ гомогенная топливовоздушная смесь должна быть слишком обедненной для стабильного и эффективного горения. Поэтому в реальных условиях в зону реакции подается только часть воздуха для смешения с топливом, остальной воздух подмешивается на выходе из КС для снижения температуры продуктов сгорания, охлаждая попутно стенки КС.

Второй фактор – даже та часть воздуха, которая идет в зону реакции, имеет скорость, намного большую, чем скорость распространения турбулентного пламени в смеси. Поэтому требуются специальные механические или аэродинамические устройства для стабилизации пламени и создания низкоскоростной области потока. Это устройства, создающие завихрение, либо аэродинамический отрыв потока.

Третий фактор – камера сгорания должна обеспечить зажигание смеси и устойчивое горение при ускорении ротора газовой турбины, т. е. при изме-

нении расхода воздуха и топлива, а также работу в предписанном диапазоне нагрузок ГТУ.

Для генераторных одновалвных ГТУ частота вращения вала постоянна и следовательно расход воздуха также постоянный, поэтому в рабочем диапазоне нагрузок соотношение расходов топлива и воздуха может изменяться в 5–6 раз. В зоне горения, где на режиме номинальной мощности выдерживается оптимальное соотношение топливо/воздух, качество смеси будет очень обедняться на частичных нагрузках. Однако и в этих условиях пламя должно быть стабильным, а сгорание высокоэффективным. Конструктивное исполнение кольцевой трубчатой камеры сгорания энергетической ГТУ типа MS7001E фирмы GE показано на рис. 4.31. КС имеет несколько пламенных труб, систему впрыска топлива и переходную зону для формирования потока горячих газов перед входом в газовую турбину.

Вредными продуктами сгорания в выбросах газовых турбин являются NO и NO_2 , коллективно обозначаемые как NO_x , окись углерода CO , несгоревшие углеводороды (УНС), выражаемые обычно через эквивалент метана CH_4 , частицы и продукты неполного сгорания серы – SO_2 и SO_3 . При использовании в качестве топлива природного газа последние два продукта не рассматриваются.

Большая часть NO_x генерируется путем окисления атмосферного азота в пламени (термические NO_x). Оксиды азота также образуются за счет конверсии (преобразования) азота, входящего в состав топлива. Чем ниже качество дистиллятов и теплотворная способность газов, например, полученных с помощью газификации угля, тем большее количество топливного азота в нем содержится.

Выше указывалось, что температура и время пребывания в зоне горения определяют уровень эмиссии NO_x и являются главными параметрами, которыми следует пользоваться с целью управления выбросами NO_x .

Для данного вида топлива температура пламени является однозначной функцией коэффициента избытка воздуха α , следовательно, и образование NO_x может выражаться как функция этого коэффициента. Это показано на рис. 4.32, на котором максимум скорости генерирования NO_x соответствует коэффициенту избытка воздуха, при котором температура равна адиабатической температуре пламени для стехиометрической смеси ($\alpha = 1$) и является

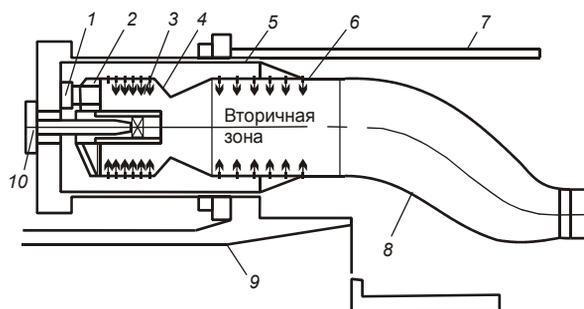


Рис. 4.31. Горелочное устройство сухого типа с низкой эмиссией NO_x ГТУ типа MS7001E:

1 – сопло первичного топлива с фронтальным покрытием; 2 – крышка с пережимом; 3 – камера смешения; 4 – труба Вентури; 5 – обечайка КС; 6 – пламенная труба; 7 – кожух; 8 – переходной участок; 9 – кожух компрессора со стороны выпуска воздуха; 10 – сопло вторичного топлива.

КОГЕНЕРАЦИОННАЯ СТАНЦИЯ С ГТУ И КОТЛАМИ-УТИЛИЗАТОРАМИ

Горячие выхлопные газы ГТУ могут использоваться как для отопления жилья, так и для производства пара для заводов с непрерывным технологическим процессом. С целью увеличения выработки горячей воды и пара утилизационная установка может снабжаться дополнительным дожиганием топлива. Такая когенерационная установка обладает очень высоким коэффициентом использования топлива (Кит > 90 %) при низких первоначальных затратах.

1. С конца 80-х годов в Дании началась реализация программы широкого внедрения децентрализованных станций комбинированной выработки электроэнергии и теплоты в системе теплоснабжения.

В г. Хиртсхолз существующие мазутные котлы были переведены в резерв, а система теплоснабжения начала работать от когенерационной станции. Основной станцией является ГТУ модели MARS-DH компании ABB STAL электрической мощностью 9 МВт; КПД по выработке электроэнергии составляет 30 %. В качестве топлива используется природный газ датской добычи. Водогрейный котел-утилизатор, установленный на выхлопе ГТУ, вырабатывает тепловую энергию для местной теплотрассы, работающей по температурному графику 90 °С/50 °С. Тепловая мощность КУ на номинальном режиме составляет 17 МВт. Кит установки достигает 92 %. Станция удовлетворяет кругло-

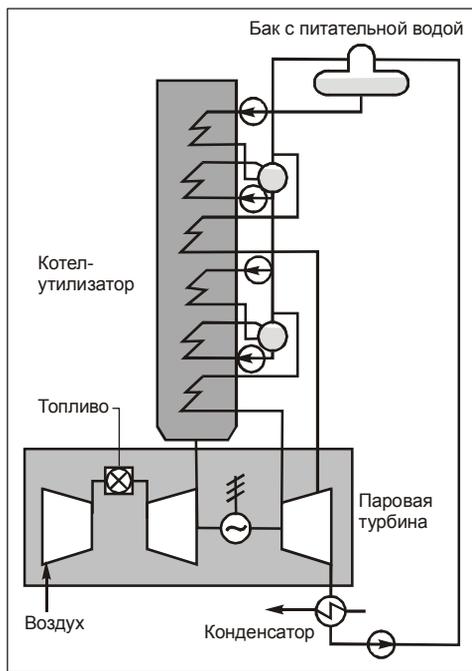
годичные потребности города в тепловой энергии. Техничко-экономические показатели станции оптимизируются благодаря установке буферного бака-аккумулятора емкостью 4800 м³ (показан на снимке). Отдельный газообогреваемый котел интегрирован в тепловую схему станции и обеспечивает горячее во-



доснабжение/отопление при остановленной ГТУ.

Более мощная когенерационная станция с ГТУ для системы теплоснабжения была сооружена в г. Фредриксхафен. Она работает параллельно с мусоросжигательным котлом. ГТУ модели GT 35-DH фирмы ABB поставлена на станцию в виде пэкеджа заводской сборки. Выхлопные газы ГТУ поступают в водогрейный КУ с закрытой циркуляционной системой и встроенным теплообменником для подогрева сетевой воды местной теплотрассы. Электрическая мощность ГТУ – 17 МВт, тепловая мощность – 29 МВт, КПД по выработке электроэнергии – 31 %, Кит – 85 %, температурный график теплотрассы – 90 °С/60 °С. Буферный бак-аккумулятор имеет емкость 8000 м³.

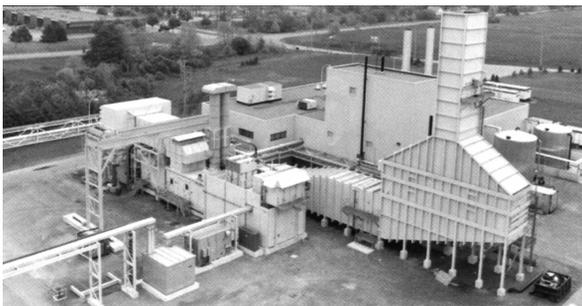
2. Для создания высокоэффективных ПГУ сравнительно небольшой мощности турбостроительные фирмы специально выпускают ГТУ, имеющие весьма высокую (более 510 °С) температуру выхлопных газов. Например, в ГТУ модели GT10 компании ABB, эта температура достигает 542 °С, что по-



звояет получить в парогазовой установке КПД 48 %, обеспечивая наряду с невысокими капиталовложениями экономичный способ производства электроэнергии. Тепловая схема такой ПГУ приведена на рисунке. Мощность газовой турбины GT10 составляет 22 МВт, расход выхлопных газов – 78,3 кг/с. КПД ГТУ составляет 32,1 %. Эта установка оборудована котлом-утилизатором двух давлений пара и паровой турбиной конденсационного типа мощностью 12 МВт с электрогенератором. Температура пара высокого давления составляет 510 °С, давление – 6 МПа; в контуре низкого давления температура пара 210 °С, давление – 0,55 МПа. Температура охлаждающей воды в конденсаторе – 15 °С. Указанные параметры в ПГУ соответствуют температуре окружающей среды 15 °С и давлению

101,3 кПа. Температура дымовых газов на выходе из котла-утилизатора равна 107 °С. Концентрация NO_x в выхлопных газах $\approx 50 \text{ мг/нм}^3$. Потери давления во входном тракте ГТУ – 1 кПа; в выходном (включая КУ, систему шумоглушения и дымовую трубу) – 3 кПа. ПГУ могут также выполнять функции теплофикационных, вырабатывая пар для теплоснабжения или технологических целей производства.

3. Когенерационная установка для промышленного предприятия. Компания Westcoast Power Inc. эксплуатирует когенерационную установку мощностью 50 МВт, в составе которой имеется пакетированная ГТУ типа Rolls-Royce Trent с прямоточным котлом-утилизатором одного давления, которая питает технологическим паром бумажную фабрику. Котел-утилизатор имеет горелки для дополнительного сжигания топлива, поднимающих температуру газов до 760 °С. Котел в состоянии производить 83 т пара в час при давлении 1,47 МПа и температуре 204 °С.



Когенерационная станция с ГТУ Trent компании Rolls-Royce мощностью 50 МВт и паровым котлом-утилизатором горизонтальной компоновки в г. Вайтби (Канада).

максимальной (обращаем внимание, что на рис. 4.32 по оси абсцисс отложена величина коэффициента эквивалентности $a = 1/\alpha$). Слева от точки максимальной температуры имеется больше кислорода, чем теоретически необходимое для сгорания топлива (бедная смесь), поэтому температура пламени ниже. В зоне богатых смесей (справа от максимума) происходит неполное сгорание топлива, поэтому температура пламени здесь также ниже максимальной. Как видно из рис. 4.32, образование NO_x резко снижается с уменьшением температуры. Сильное обеднение топливовоздушной смеси может быть использовано для управления уровнем выбросов NO_x.

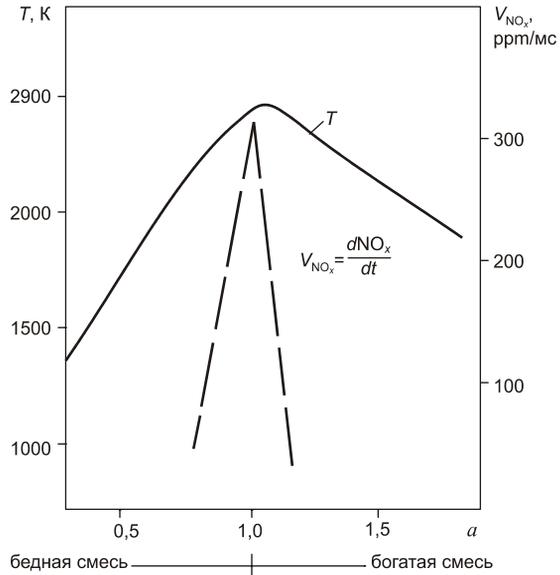


Рис. 4.32. Изменение температуры пламени скорости образования NO_x в зависимости от коэффициента эквивалентности; воздух предварительно подогрет до 500 К.

Мероприятия по снижению NO_x в камерах сгорания ГТУ

Впервые нормы выбросов NO_x для ГТУ были введены в начале 70-х годов в США региональными актами контроля над загрязнениями воздуха, которые предписывали понижение эмиссии NO_x путем впрыска воды или пара в зону горения для уменьшения температуры пламени. Этот способ позволяет снизить выбросы NO_x до 75 ppm и ниже при работе на дизельном топливе. Следует, однако, иметь в виду, что для ГТУ простого цикла, работающих на дизельном топливе, для достижения уровня выбросов NO_x, например 42 ppm, требуется впрыск воды в зону горения в таком количестве, что это приведет к снижению КПД цикла на 1,8 % при увеличении мощности ГТУ на 3 %.

Начиная с 70-х годов требования законодательств разных штатов непрерывно ужесточались (до уровня в Калифорнии – 42 ppm). В ответ на ужесточение норм совершенствовались камеры сгорания ГТУ. В 1987 г. компания GE разработала КС с эмиссией NO_x менее 25 ppm (при 15 % O₂), но также с использованием впрыска воды или пара в зону горения. Другие примеры эффективности применения данного метода приводились в предыдущем разделе.

В последние годы для выполнения природоохранных требований на ГТУ разработаны сухие малотоксичные камеры сгорания, а также используются системы разложения NO_x в тракте отработавших газов.

Как уже отмечалось выше, радикальным и эффективным способом уменьшения образования NO_x является организация сжигания предварительно под-

готовленной гомогенной топливовоздушной смеси с повышенными избытками воздуха путем соответствующего конструирования камер сгорания. Так, например, для обеспечения в рабочем диапазоне режимов экономичности и предотвращения выбросов токсичных продуктов неполного сгорания, в камере сгорания ГТУ MW701 фирмы Mitsubishi использованы заслонки. Через них воздух перепускается на выход из пламенной трубы мимо горелок, в которых при нагрузках ГТУ от 30 до 100 % поддерживается $\alpha \approx 1,4 \approx \text{const}$. В этой ГТУ на выходе из камеры сгорания достигнуты концентрации $\text{NO}_x \leq 67\text{--}69 \text{ ppm}$.

В выносных камерах сгорания фирмы АBB для аналогичных целей использовано большое количество независимых горелок, последовательно включаемых или выключаемых при изменениях нагрузки. Концентрация NO_x после таких камер сгорания находится на уровне 30–70 ppm.

Следует отметить, что конструкции современных малотоксичных камер сгорания достаточно сложны, а организация режимов их работы требует специального автоматического управления. Они практически освоены пока для сжигания природного газа.

Сегодня для снижения уровня NO_x в выхлопных газах ГТУ используются следующие пути [18, 19]:

- подготовка для сжигания в КС предварительно перемешанной смеси топлива с воздухом;
- организация многостадийного сжигания топлива;
- варьирование геометрическими размерами КС.

Перечисленные решения требуют изменения конструкции КС, изменения топливной системы и конструкции управляющих клапанов, а иногда и системы управления двигателем.

Пример модификации КС газовой турбины MS 3002 производства компании General Electric (известной под названием Frame 3) показан на рис. 4.33. Около 1000 таких ГТУ эксплуатируется в мире. Время наработки таких установок превысило 100 тысяч часов.

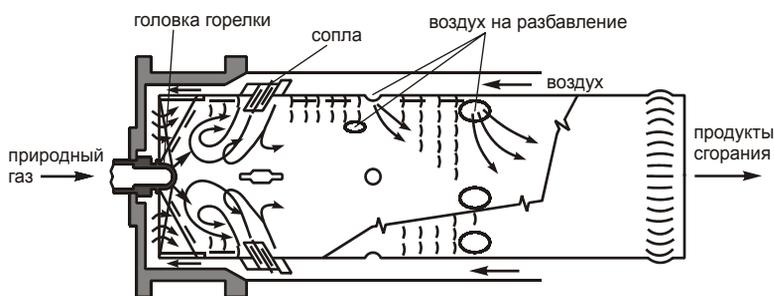


Рис. 4.33. Схема течения воздуха в КС ГТУ MS 3002.

MS 3002 имеет 6 камер сгорания, расположенных в двух группах. Топливо подается через горелку, расположенную на оси камеры сгорания. Обычно воздух подают в пламенную трубу через отверстия; в результате происходит горение предварительно перемешанной смеси топлива и воздуха. В таких конструкциях сгорание определяется не скоростью химической реакции, а ско-

ростью смешения потоков топлива и воздуха. В таких условиях в первичной зоне смешения смесь имеет состав, близкий к стехиометрическому и в результате создается высокая средняя температура пламени. Эти высокотемпературные зоны окружены большим объемом, для которого характерны низкие скорости потока. Поэтому горячие газы остаются достаточно длительное время в этой зоне, вследствие чего происходит интенсивная генерация NO_x.

Для уменьшения эмиссии NO_x увеличивают количество воздуха в первичной зоне посредством точного дозирования расхода и направления воздуха локально в горячие зоны. Это достигается с помощью системы сопел, приваренных к пламенной трубе. Таким образом изменяется распределение воздуха по различным зонам и траектории потоков топлива из горелки. В результате образования рециркуляционных зон в первичной зоне горения:

- ускоряется смешение топлива с воздухом;
- снижается средняя температура пламени;
- увеличивается скорость газа в рециркуляционной зоне и сокращается время пребывания газов под действием высокой температуры;
- интенсифицируется процесс сжигания топлива.

Рассмотренным способом обеспечиваются уровни выбросов: NO_x < 150 мг/нм³; CO < 50 мг/нм³.

При ужесточении экологических норм требуется более сложные методы снижения эмиссии NO_x в газотурбинных установках. Так, для случая обедненных топливных смесей разработаны стадийные КС, когда только часть воздуха при снижении нагрузки ГТУ проходит через зону горения. Такие КС бывают двух типов: стадийные по топливу или стадийные по воздуху [18] – рис. 4.34, 4.35.



Рис. 4.34. КС по стадиям сжигания топлива.

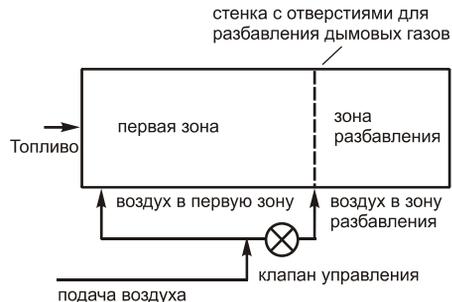


Рис. 4.35. КС по стадиям подачи воздуха.

Схематично, стадийная по топливу КС имеет две зоны горения, каждая из которых получает постоянную долю расхода воздуха. Расход топлива делится между двумя зонами таким образом, чтобы количество подаваемого топлива соответствовало имеющемуся расходу воздуха. Стадийные по воздуху КС имеют механизм для изменения пропорции между воздушными потоками, проходящими из зоны горения в зону разбавления при частичных нагрузках турбины. Оба эти способа могут комбинироваться.

В 90-х годах компания GE Power Generation разрабатывала малотоксичные по NO_x сухие камеры сгорания, которые способны обеспечить уровни эмиссии NO_x 25 ppm при 15 % O₂ для мощных ГТУ типа MS 6000B, 7000EA, 9000F [20].

На более дальнюю перспективу исследовались возможности создания КС с уровнем NO_x в выхлопных газах 9 ppm при 15 % O_2 . Сухие малотоксичные по NO_x камеры сгорания (сокращенно DLN) представляют комплексную систему, включающую не только собственно КС, но и управление стадийностью сгорания, камеру предварительного смешения и горения, датчики нагрузки и оборотов ГТУ, топливную и вспомогательную системы. Имеются два основных показателя. Первый – эмиссия NO_x и CO на базовой нагрузке и изменение выбросов на частичных нагрузках во всем рабочем диапазоне ГТУ. Другой показатель – управляемость с упором на устойчивость и надежность работы КС при изменении режимов ее работы, возможности переключения с одного вида топлива на другой и обратно; возможности наброса и сброса нагрузки без ограничения. В 1991 г. прототип DLN камеры сгорания испытывался на машине MS 9000E в эксплуатационных условиях на нескольких электростанциях. Достигнутые уровни эмиссии NO_x составляли 32 ppm (при 15 % O_2). Вторая доработанная DLN-система обеспечивала уровни выбросов менее 25 ppm.

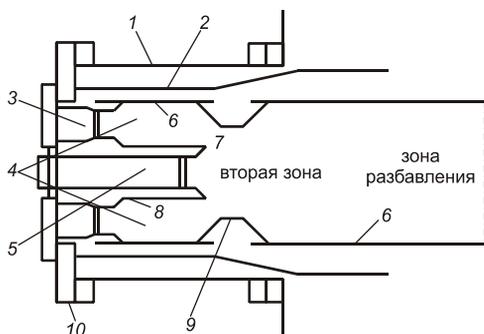


Рис. 4.36. Схема устройства сухой малотоксичной КС DLN [20]:

1 – внешний кожух; 2 – направляющая потока воздуха; 3 – первичные топливные сопла; 4 – зона бедного смесеобразования и предварительного перемешивания; 5 – вторичные топливные сопла; 6 – обечайка; 7 – пережим; 8 – чашка с центральным телом; 9 – труба Вентури; 10 – фронт горелки.

для получения однородной, бедной смеси топлива с воздухом и представляет зону горения на режимах зажигания и частичных нагрузок (до 40 %). Поскольку зажигание смеси происходит в этой зоне, то здесь же устанавливаются патрубки для поперечного переноса пламени и для выравнивания давления между соседними камерами. При работе на частичных нагрузках – от 20 % до 40 % – часть топлива будет инжектироваться через вторичное топливное сопло, а сжигание топлива обедненной смеси производится как в первой, так и во второй зоне. При дальнейшем повышении нагрузки сжигание всего топлива будет производиться во второй зоне. Работа DLN при четырех режимах нагрузки представлена в табл. 4.12.

В системах DLN можно выделить три основных элемента: камера сгорания, топливная система и система управления. Камера сгорания, показанная на рис. 4.36, двухстадийная с предварительным смешением, спроектирована для газообразного топлива (природный газ) с возможностью работы на жидком топливе. Камера содержит 4 основных компонента: систему впрыска топлива, обечайку (жаровую трубу), сопло Вентури и чашку с центральным телом.

Конструктивно камера сгорания имеет две зоны горения топлива. Первая зона топливовоздушного смесителя ограничивается жаровой трубой (обечайкой) первой ступени камеры сгорания, чашкой центрального тела и входом трубки Вентури. Она служит

Таблица 4.12

Режимы работы DLN

Режим	Рабочий диапазон
1. Начальный	Зажигание, разгон и работа при нагрузке меньше 20 % от номинальной (топливо подается только в 1-ю ступень).
2. Режим сжигания обедненной смеси	В диапазоне от 20 до 40 % от номинальной мощности. Топливо подается на обе ступени; пламя горит на обеих ступенях.
3. Вторичный	Работа на 40 % нагрузки; топливо подается только на вторую ступень.
4. С предварительным смещением	Работа в диапазоне 40–100 % от номинальной мощности; топливо подается на обе ступени, но горит только на второй ступени.

Работа камеры сгорания при указанных режимах иллюстрируется на рис. 4.37. В режиме предварительного смещения (4-й – режим работы КС) первая ступень служит для грубого перемешивания топлива и воздуха и подачи однородной обедненной невоспламененной смеси во вторую ступень КС.

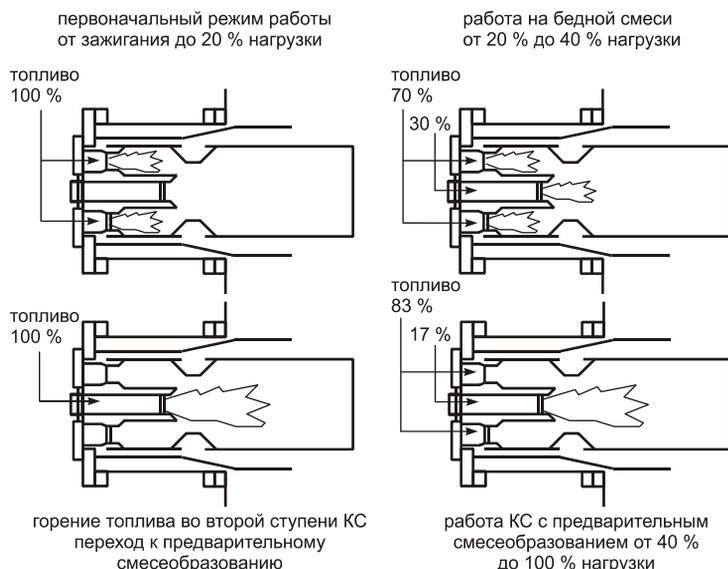


Рис. 4.37. Рабочие режимы топливно-секционированной сухой малотоксичной КС компании GE [20].

При необходимости обе секции КС могут работать на разных видах топлива и автоматически переключаться с одного вида топлива на другой, причем под нагрузкой. Свечи зажигания и детекторы пламени в КС DLN отличаются от таких же устройств в обычной камере сгорания. Во время работы свечи не убираются (не втягиваются), т. к. необходимо повторное зажигание

смеси в первой ступени при переходе к частичной нагрузке ГТУ. Детектор пламени зондирует первичную секцию выбранной жаровой трубы (как и в обычных КС), а вторичные детекторы пламени «смотрят» через центральное тело во вторичную секцию КС.

Жаровые турбины обеих секций имеют пленочное охлаждение, как у обычных КС.

Система впрыска топлива в первичной зоне используется при зажигании КС и работе на частичных нагрузках, а также при впрыскивании дополнительного количества топлива на режиме предварительного смешения (4 режим) с целью стабилизации пламени, поэтому инжектор первой ступени DLN КС подобен многосопловой камере сгорания с завихрителями-стабилизаторами пламени на каждом топливном инжекторе (по 5–6 штук). Это обеспечивает хорошо стабилизированное диффузионное пламя с эффективным горением вблизи места впрыска и при работе на частичных нагрузках. Кроме того, многосопловые топливные инжекторные системы обеспечивают удовлетворительный профиль распределения топлива, входящего в первую зону смесителя.

В целом работа рассматриваемой двухсекционной КС характеризуется как сжигание обедненной смеси, так как коэффициент избытка воздуха у них больше единицы. При нагрузке более 40 % рабочий процесс идет с предварительным смешением топлива и воздуха. Для достижения хороших показателей по выбросам NO_x на режимах предсмешения коэффициент избытка воздуха смеси, входящей в первую секцию смесителя, должен соответствовать очень бедной смеси. Эффективность и стабилизация горения во второй секции КС достигается путем наличия непрерывных зажигающих источников, как на внутренней, так и на внешней поверхности этого потока, поступающего из первой секции. Вторая секция имеет три элемента: пилотную горелку с аэродинамическими устройствами для усиления взаимодействия между пилотным пламенем и внутренней поверхностью основного потока в этой секции и аэродинамическое устройство для создания зоны стабильного пламени на наружной поверхности этого потока на выходе из первой секции.

Пилотное пламя генерируется вторичным топливным потоком с предсмешением части топлива и воздуха (17 % от расхода топлива при полной нагрузке) и инжектированием его через завихритель в чашку, где оно сжигается. Пламя стабилизируется даже при сжигании малых количеств топлива (до 2 % от всего расхода топлива). Вторичное сопло, которое крепится в центральном теле чашки, очень простое и эффективное в создании стабильного пламени. Завихритель крепится на конце центрального тела чашки, окружающей вторичное сопло. Это создает закрученный поток, который турбулизует промежуточную область между пилотным пламенем и основным потоком, и этим обеспечивается непрерывное распространение пилотного пламени к внутренней поверхности топливоздушного потока, выходящего из первой секции КС. Внезапное расширение прохода в трубе Вентури создает торроидальную зону рециркуляции на конической поверхности трубки Вентури, лежащей вниз по потоку. Эта зона, в которую входит часть охлаждающего трубку Вентури воздуха, является зоной стабилизации, которая действует как источник воспламенения для топливоздушной смеси основной секции на наружной поверхности. Угол конусности

и расположение места ввода охлаждающего трубку Вентури воздуха оказывают существенное влияние на эффективность этого источника воспламенения.

И, наконец, зона разбавления создает область для выгорания CO и формирования требуемого профиля температур газов перед турбиной.

Изменение эмиссии NO_x в секционной КС связано с выбранным режимом работы КС при различных нагрузках ГТУ. На рис. 4.38 показаны характеристики по выбросам NO_x и CO DLN-камеры сгорания газовой турбины MS 6001B, работающей на природном газе. На рис. 4.39 та же ГТУ работает на жидком топливе с инъекцией воды в КС.

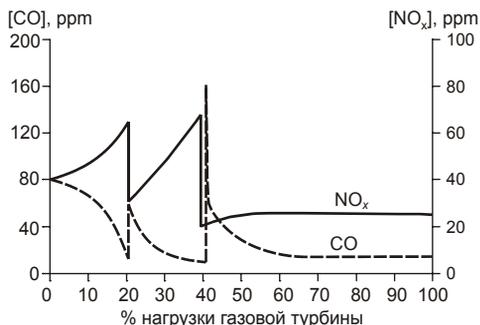


Рис. 4.38. Зависимость эмиссии NO_x и CO от нагрузки газовой турбины MS 6001B, оборудованной сухой малотоксичной камерой сгорания фирмы GE (на природном газе) [20].

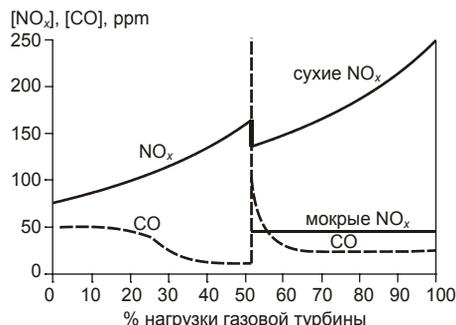


Рис. 4.39. Эмиссионные характеристики секционной камеры сгорания типа DLN при работе ГТУ MS 6001B на жидком топливе (дистиллате) с впрыскиванием воды [20].

Видно, что эмиссии NO_x и CO при нагрузке менее 20 % номинальной аналогичны тем, что имеют место в ГТУ с традиционными КС, то есть обе системы сгорания являются камерами сгорания с диффузионным пламенем. В диапазоне 20–40 % нагрузки система DLN работает как КС с обедненной топливной смесью и разбивкой топлива между форсункой основной секции и пилотными форсунками в соотношении, необходимом для обеспечения минимальной эмиссии NO_x. В диапазоне от 50 % до 100 % нагрузки система DLN работает как камера сгорания с предварительным перемешиванием топлива с воздухом. Из рис. 4.38 и рис. 4.39 следует также, что достигается существенное снижение эмиссии NO_x, в то время как эмиссия CO сопоставима с выбросами CO в стандартных условиях.

Пример ГТУ с сухой низкоэмиссионной КС для когенерационных станций

Когенерационная станция Helmond (Голландия) состоит из нескольких блоков и снабжает электричеством и теплом прилегающие жилые районы. Блок № 2 – установка комбинированного (парогазового) цикла на базе ГТУ типа LM 2500PT компании GE. Эта машина в течение 10 лет эксплуатации отработала 50 тыс. часов и требовала капитального ремонта. В то время, когда эта ГТУ была выпущена, выбросы NO_x находились на уровне 180 ppm. В этой связи владельцы

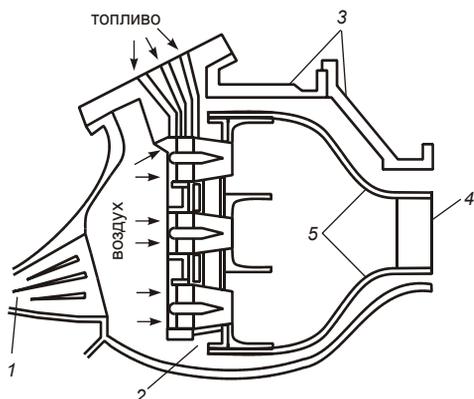


Рис. 4.40. Схема первичных потоков воздуха и топлива в DLE-камере сгорания LM 2500:

1 – выходной диффузор компрессора; 2 – предварительное смешение; 3 – наружный кожух; 4 – сопла турбины высокого давления; 5 – жаровая труба.

В камере сгорания используется усовершенствованная противоточная система охлаждения, позволяющая большей части воздуха для горения пройти через устройство предварительного перемешивания. В результате обедненная смесь топлива с воздухом будет сгорать с температурой пламени менее $1100\text{ }^{\circ}\text{C}$, гарантируя низкие уровни эмиссии NO_x .

На замену ГТУ в условиях ТЭЦ был отведен месяц (август 1999 г.), учитывая, что новая установка поставлялась в виде пэкеджа с полной заводской проверкой. Приемо-сдаточные испытания новой машины LM 2500 DLE состоялись в октябре 1999 г., причем уровни эмиссий замерялись во всем рабочем диапазоне нагрузок от 4,5 до 21,8 МВт. Данные испытаний приведены в табл. 4.13.

Таблица 4.13

Уровни эмиссии NO_x , CO и несгоревших углеводородов в выхлопных газах ГТУ фирмы GE типа LM 2500

Мощность, МВт	NO_x , ppm	CO, ppm	CH_4 , ppm	O_2 , об. %
4,50	18,4	15,6	3,4	16,3
8,90	21,0	14,9	1,0	16,1
12,13	21,2	15,7	1,0	15,7
14,27	18,2	14,2	0,7	15,6
18,00	16,3	6,9	1,0	15,0
20,70	11,0	5,4	0,9	15,0
21,83	21,0	4,2	0,6	14,7

ТЭЦ решили одновременно с ремонтом улучшить экологические показатели ГТУ за счет использования сухой низкоэмиссионной камеры сгорания (DLE). Первая, внедренная в 1994 г. система DLE снизила выбросы NO_x почти на 90 % относительно уровня, имевшего место в авиационных двигателях модели LM 2500, при этом обеспечивались низкие эмиссии CO и несгоревших углеводородов.

Конструкция камеры сгорания с предварительным перемешиванием топлива и воздуха включает кольцевую камеру, объем которой в 2 раза больше, чем традиционной КС авиадвигателя (рис. 4.40). Увеличенный объем обеспечивает необходимое время пребывания продуктов сгорания для обеспечения полного догорания CO и несгоревших углеводородов.

На всех режимах выбросы оказались ниже гарантированных в контракте значений. Такие же результаты были получены и в испытаниях по выбросам, проведенным независимой организацией спустя месяц эксплуатации ГТУ при выдаче машине соответствующего экологического сертификата. При максимальной мощности 21,8 МВт ГТУ имела удельный расход теплоты 10 263 кДж/кВт·ч при работе на природном газе с $Q_H^p = 31,65$ МДж/нм³ ($\pm 1,5$ %). Уровни эмиссии NO_x были менее 25 ppm.

8. УПРАВЛЕНИЕ ЭМИССИЕЙ NO_x В ВЫХЛОПНЫХ ГАЗАХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Выбросы выхлопных газов ДВС представляют собой продукты сгорания жидкого или газообразного топлива: окись и двуокись углерода CO и CO₂, несгоревшие углеводороды HC, неметановые углеводороды NMHC, соединения кислорода и азота из воздуха в виде оксидов азота NO и NO₂ (обозначаемых в совокупности как NO_x), водяные пары, формальдегиды CH₂O, относящиеся к компонентам со сложными цепными связями и др. Любые вредные компоненты, содержащиеся в газообразном топливе (такие, как сера S, хлор Cl, фтор F), выделяются вместе с выхлопными газами непосредственно, либо в виде соединений. CO₂, H₂O, N₂, O₂ не принадлежат к числу вредных (токсичных) веществ, однако выбросы CO₂ относятся к так называемым парниковым газам, и представляют угрозу окружающей среде, создавая парниковый эффект. Их количество может быть снижено за счет применения эффективных технологий, таких как когенерация, позволяющих снизить расход сжигаемого органического топлива.

Основными параметрами, которые, главным образом, определяют уровень образования NO_x в дизеле или газовом двигателе, являются:

- температура горения топлива в первой зоне камеры сгорания;
- время нахождения продуктов сгорания в первой зоне камеры сгорания;
- давление, при котором сгорает топливо;
- норма смешения воздуха с топливом, характеризующая коэффициентом избытка воздуха.

Коэффициент избытка воздуха прямо или косвенно воздействует на вышеупомянутые параметры, и, следовательно, на эмиссию NO_x. Этот показатель воздействует также и на выбросы CO и HC, на КПД и на мощность двигателя. Пример такого воздействия представлен на рис. 4.41. Как и в камере сгорания ГТУ, снижение эмиссии NO_x в дизельных или газовых двигателях достигается как за счет соответствующих изменений конструкции двигателя, так и за счет управления процессом сгорания топлива в цилиндрах двигателя с учетом изменения режимов его работы.

Основными методами, используемыми с целью уменьшения температуры горения топлива и обеспечения полноты его сгорания, являются:

- *Задержка момента воспламенения.* Это уменьшает температуру в цилиндре, однако такое нововведение имеет неблагоприятные результаты применительно к мощности и КПД двигателя; ограничивается также период времени воспламенения.

• *Изменение отношения воздух/топливо.* Как видно из рис. 4.41, эмиссия NO_x максимальна при $\alpha = 1,1$ (для конкретного двигателя). Она может быть уменьшена путем использования богатой рабочей смеси ($\alpha < 1$) или путем работы на бедной смеси ($\alpha > 1,1$). Значения $\alpha < 0,9$ неприемлемы, потому что это ведет к чрезмерному образованию CO и HC (неполное окисление топлива). Значение коэффициента избытка воздуха выбирается как результат оптимизации процесса по α с целью получения низких значений выбросов вредных веществ и высокой мощности и КПД двигателя.

При работе на частичных нагрузках расходы воздуха и топлива должны устанавливаться таким образом, чтобы мощность двигателя была оптимальная, а выбросы вредных веществ – минимальные. Значения выбросов вредных веществ на частичных нагрузках будут отличаться от таковых на номинальной мощности.

• *Рециркуляция отработанных газов.* Часть отработанных газов (вплоть до 40 %) подмешивается к воздуху и топливу, поступающим в цилиндры. Смесь имеет более низкую удельную теплоту сгорания и, как следствие, более низкую температуру в зоне горения, что приводит к уменьшению образования NO_x . Однако данный способ снижения выбросов может привести к усиленной коррозии стенок цилиндров двигателя, а также к снижению его мощности и КПД.

Каждый из указанных методов требует для своего воплощения как вмешательства в конструкцию двигателя, прежде всего в топливовоздушную систему, так и создания специальных средств воздействия на потокораспределение топлива и воздуха (а также выхлопных газов) в зависимости от режима работы двигателя. Наиболее интересные решения в области управления процессом сгорания топлива в ГПД рассматриваются ниже.

Управление процессом сгорания при наличии форкамеры [21]

Газовые двигатели могут использовать различные технологии процесса сгорания, в том числе стехиометрической, с использованием бедной смеси и дизельный.

Стехиометрический процесс сгорания ($\alpha = 1$) используется, главным образом, в небольших двигателях, которые имеют относительно небольшой КПД и должны оснащаться устройством каталитической очистки.

Газовые двигатели, использующие бедную газозвудушную смесь ($\alpha = 2 \div 2,3$), работают в верхнем диапазоне процесса сгорания, что дает возможность получить более высокий КПД с меньшим уровнем выбросов и делает ненужной установку внешнего устройства каталитической очистки.

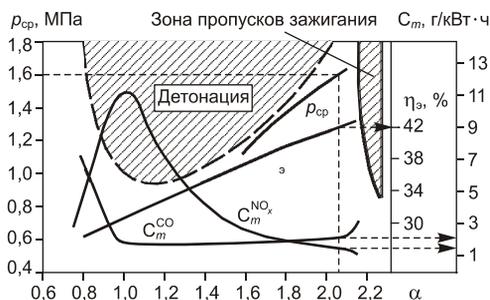


Рис. 4.41. Зависимость характеристик горения от коэффициента избытка воздуха [21].

ДАТЧИК СОДЕРЖАНИЯ КИСЛОРОДА В ВЫХЛОПНЫХ ГАЗАХ

Датчик кислорода предназначен для определения концентрации кислорода в отработавших газах, состав которых зависит от соотношения топлива и воздуха в смеси, подаваемой в цилиндры двигателя. Этот датчик выдает сигнал по напряжению, который используется системой управления смесеобразованием для управления дозирующим клапаном газового смесителя и обеспечения необходимого соотношения топливо/воздух.

Для оценки состава топливовоздушной смеси используют коэффициент избытка воздуха – отношение количества воздуха, поступившего в цилиндры, к количеству воздуха, теоретически необходимому для полного сгорания топлива. В мировой практике этот коэффициент называют λ (в отечественной литературе – α). Поэтому этот датчик также называют: регулятор «лямбда», лямбда-зонд, кислородный датчик, датчик концентрации кислорода в отработавших газах. При стехиометрической смеси $\lambda = 1$, если $\lambda < 1$ (недостаток воздуха), смесь называют богатой, при $\lambda > 1$ (избыток воздуха) смесь называют бедной. Двигатель управляется сигналом от датчика, т. к. нет прямого и достаточно точного промышленного метода измерения низких концентраций NO_x и CO в выхлопных газах. Кроме того, нет приборов, которые позволяли бы тестировать истинную каталитическую способность конверторов. Принципиальная схема датчика показана на рис. 1, а, а его конструктивное исполнение – на рис. 1, б.

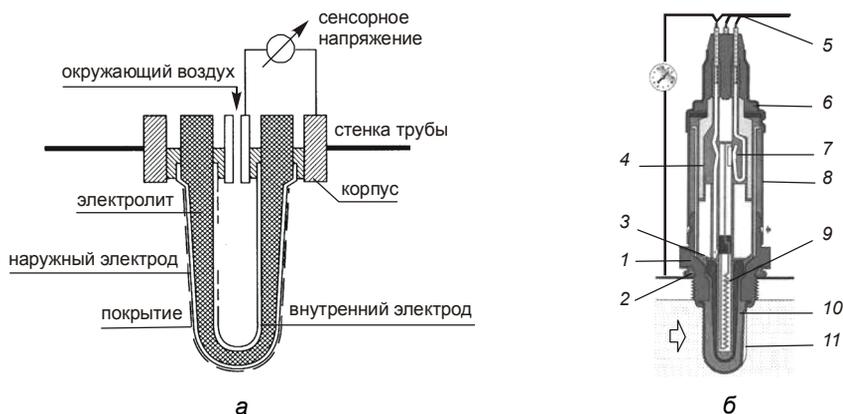


Рис. 1. Устройство датчика содержания кислорода в выхлопных газах:

а – принципиальная схема; б – конструкция: 1 – металлический корпус с резьбой; 2 – уплотнительное кольцо; 3 – токосъемник электрического сигнала; 4 – керамический изолятор; 5 – проводка; 6 – манжета проводов уплотнительная; 7 – токопроводящий контакт цепи подогрева; 8 – наружный защитный экран с отверстием для атмосферного воздуха; 9 – подогрев; 10 – наконечник из керамики; 11 – защитный экран с отверстием для отработавших газов.

Основная часть датчика – керамический наконечник, сделанный на основе диоксида циркония, на внутреннюю и наружную поверхности которого методом напыления наносится платина. Соединение наконечника и корпуса выполнено полностью герметичным во избежание попадания отработавших газов во внутреннюю полость датчика, сообщающуюся с атмосферой. Лямбда-зонд действует по

принципу гальванического элемента с твердым электролитом (ZrO_2). Керамика легирована оксидом иттрия, а поверх нее напылены токопроводящие пористые электроды из платины. Один из электродов обтекается выхлопными газами, а второй – воздухом из атмосферы. Платиново-циркониевый элемент находится в одном ряду с другими гальваническими элементами, вырабатывающими напряжение при разности освещенности, давления, температуры и т. п.

Эффективное измерение остаточного кислорода в отработавших газах лямбда-зонд обеспечивает после разогрева до температуры $300\text{--}400\text{ }^\circ\text{C}$, когда циркониевый электролит приобретает проводимость, а разница в количестве атмосферного кислорода и кислорода в выхлопной трубе ведет к появлению на электродах лямбда-зонда выходного напряжения.

Зависимость напряжения, вырабатываемого датчиком, от разности концентраций кислорода вблизи области стехиометрического сжигания приведена на рис. 2. Особенностью циркониевого лямбда-зонда является то, что при малых отклонениях состава смеси от идеального ($0,97 < \lambda < 1,03$) напряжение на его выходе изменяется скачком в интервале $0,1\text{--}0,9\text{ В}$.

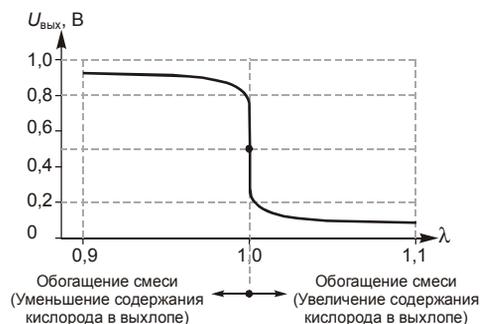


Рис. 2. Зависимость напряжений лямбда-зонда от коэффициента избытка воздуха (λ) при температуре датчика $500\text{--}800\text{ }^\circ\text{C}$.

котором происходит так называемое лямбда-регулирование количеством топлива, подаваемого в цилиндры. Например, если электронный блок считывания определяет топливную смесь как бедную (низкое выходное напряжение датчика), то он увеличивает время открывания форсунок и проверяет реакцию (т. е. вновь «считывает» напряжение датчика). В зависимости от результата продолжает увеличивать количество топлива или, если произошло перерегулирование, уменьшает время открывания форсунок.

В указанном режиме осуществляется регулирование состава топливовоздушной смеси в двигателях, имеющих на выхлопе каталитические конверторы, которые оптимально работают при условии $\lambda = 1$. В двигателях, работающих по технологии сжигания обедненной смеси, минимальный уровень выбросов NO_x без применения катализаторов имеет место при $\lambda = 2,1\div 2,2$ (так называемое рабочее окно по избытку воздуха). В этом случае используется не динамическая характеристика датчика, описанная выше, а статическая – линейную зависимость выходного напряжения от концентрации кислорода в выхлопных газах.

Для современных датчиков при значении $\lambda = 0,9$ напряжение на сигнальном проводе составляет не менее $0,65\text{ В}$; при $\lambda = 1,1$ – не более $0,25\text{ В}$. Время срабатывания при обедненной горючей смеси – не более 250 мс ; при обогащенной горючей смеси – не более 450 мс .

При исправной инжекторной системе выходное напряжение датчика постоянно реагирует на изменения в составе топливовоздушной смеси. Система находится в режиме замкнутой обратной связи, при

Использование форкамерного зажигания позволяет конструировать двигатели такого типа с более широким набором габаритов цилиндров.

Наиболее оптимальной технологией процесса сгорания для среднескоростных двигателей мощностью 1–6 МВт является прямая подача газа и индивидуальный контроль процесса по каждому цилиндру. Такой метод сжигания бедной газовой смеси сочетает высокий КПД, низкое соотношение масса/мощность и низкий уровень выбросов NO_x, СО и несгоревших углеводородов.

При $\alpha = 2,1$ и установленном объеме газа свеча зажигания, как правило, не обеспечивает надежного воспламенения обедненной газовой смеси. Для этого требуется более мощный источник энергии зажигания.

В газовых двигателях Wärtsilа зажигание обедненной топливовоздушной смеси осуществляется посредством форкамеры с расположенной в ней свечой зажигания, т. е. форкамера служит источником энергии зажигания основного топливного заряда и одним из важнейших компонентов газового двигателя (рис. 4.42). Топливный газ подается в форкамеру через топливный клапан, приводимый в движение от кулачков распределительного вала. Обедненная топливная смесь из цилиндра частично проталкивается в форкамеру при такте сжатия. В форкамере смесь обогащается и после воспламенения смеси в форкамере от свечи из нее в цилиндр впрыскивается мощный горящий факел, который быстро воспламеняет рабочую смесь и способствует полному выгоранию топлива. Форкамера сгорания должна быть, с одной стороны, небольших размеров, чтобы не создать большого количества NO_x, с другой – достаточно большой для обеспечения быстрого и надежного воспламенения основного заряда топлива. Оптимизацию формы и размеров форкамеры проводят опытно-расчетным путем.

Для достижения наибольшей экономичности и наименьших выбросов индивидуально в каждом цилиндре контролируется необходимое соотношение топливо/воздух и корректируются моменты зажигания. Стабильное и управляемое сгорание в цилиндрах способствует также снижению механических и тепловых нагрузок на компоненты двигателя. Контролирует процессы сгорания в каждом цилиндре специально разработанная система управления WECS, которая путем оптимизации экономичности и выбросов удерживает непрерывно параметры двигателя в так называемом рабочем окне по α при всех уровнях нагрузок.

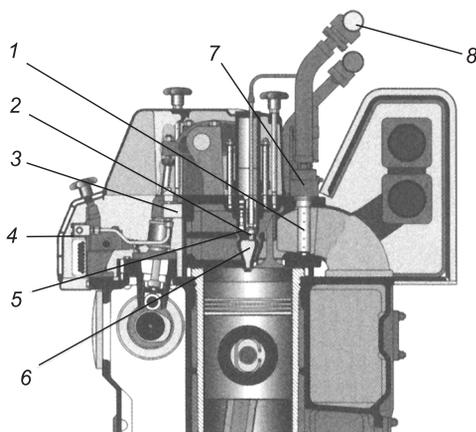


Рис. 4.42. Конструктивная схема топливopдачи и форкамерного зажигания двигателей Wärtsilа [21]:

1 – газосмешивающее устройство; 2 – свеча зажигания; 3 – контрольный клапан форкамеры; 4 – трубопровод форкамерного газа; 5 – обратный клапан; 6 – форкамера; 7 – клапан топливного газа; 8 – газораспределительный коллектор.

Схема подачи топливного газа в двигателе Wärtsila 220SG показана на рис. 4.43. Управление элементами осуществляет система управления двигателем. Катушка зажигания расположена на крышке цилиндра вблизи свечи для снижения числа соединений и увеличения надежности системы зажигания. Конструкция узла подачи топливного газа в цилиндр полностью исключает риск переброски пламени во впускной коллектор двигателя.

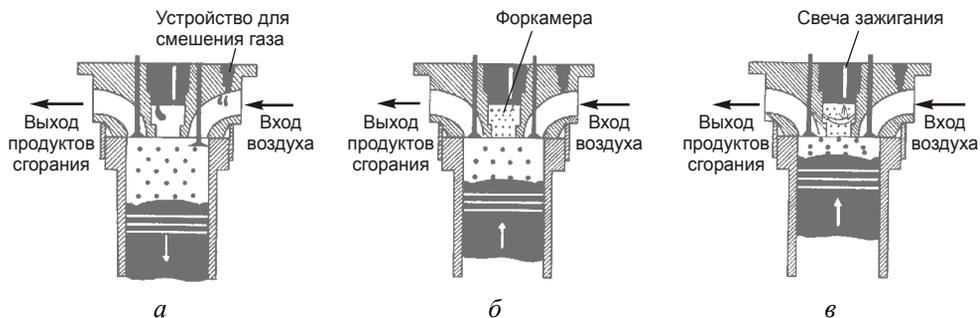


Рис. 4.43. Схема подачи топливного газа и работа форкамеры зажигания [21].

Зажигание контролируется индивидуально для каждого цилиндра и непрерывно регулируется в зависимости от требуемой мощности, значений температуры и выбросов. Система управления обеспечивает адаптацию двигателя к различным составам газа с поддержанием высокой эффективности работы двигателя и полного сгорания топлива без детонации или образования вредных выбросов.

Для обеспечения необходимых характеристик в двигателях Wärtsila (например, 20V34SG) используется клапан байпасирования турбоагнетателя по выхлопным газам, что позволяет регулировать отношение топливо/воздух в необходимом диапазоне при различных условиях эксплуатации и нагрузках двигателя.

Управление процессом сгорания неразделенной камеры сгорания [22]

Компания DEUTZ применяет технологию сжигания обедненной смеси в газопоршневых двигателях с одной неразделенной камерой сгорания. Увеличенный избыток воздуха снижает пик температуры сгорания, и соответственно, образование оксидов азота.

Высокий коэффициент избытка воздуха обуславливает меньшую энергию заряда топлива, и соответственно меньшую мощность двигателя, при меньшем эффективном давлении в цилиндре. По этой причине технология обедненного горения используется обычно в комбинации с технологией наддува, при которой применяется нагнетание в цилиндры двигателя топливоздуш-ной смеси, предварительно сжатой в нагнетателе, что дает оптимальную го-могенную смесь и необходимую степень сжатия. Однако, высокий избыток воздуха, необходимый для снижения выхода NO_x , снижает температуру горе-ния и КПД двигателя. При этом возрастают выбросы CO и несгоревших угле-водородов.

Управление сгоранием топливовоздушной смеси производится в рабочем диапазоне α , ограниченном с одной стороны возможным пределом сгорающих масс компонентов, и с другой – нормой NO_x (рабочее окно коэффициента избытка воздуха).

Изложенные взаимосвязи параметров процесса сгорания, включая эффективные давления в цилиндре, иллюстрируются рис. 4.44. Характеристики, приведенные на рисунке, типичны для двигателей DEUTZ. Видно, что изменение эмиссии NO_x в зависимости от α имеет характер, противоположный изменению эмиссии CO и HC.

Для обеспечения постоянной мощности необходимо, чтобы в двигатель подавалось требуемое количество энергии с топливом, смешанным с воздухом в соответствующей пропорции. Фирма DEUTZ разработала газозвушной мультисмеситель и систему регулирования температуры в камере сгорания для дозирования соотношения газ–воздух. Газовый смеситель получает соответствующие сигналы от электронного управляющего блока. Необходимый расход газа устанавливается измерительным устройством, управляемым сервоприводом.

В основу конструкции смесителя положена трубка Вентури. Воздух поступает вначале в конфузур, а затем протекает через диффузор, где скорость потока снижается с малыми потерями. В конфузуре создается разрежение, и в поток через отверстия (щель) поступает газообразное топливо (рис. 4.45).

Снижение скорости в диффузоре приводит к повышению давления в потоке вплоть до атмосферного, так что потери в процессе смешения газа с воздухом минимальные. Преимуществом данного способа смешения является то, что объемы воздуха и топлива (газа) выдерживаются в постоянном соотношении, даже в том случае, если расход воздуха в центральном канале изменяется, согласуясь с изменением мощности двигателя.

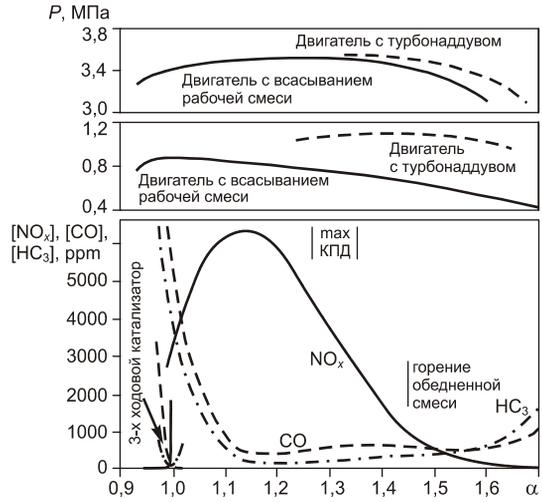


Рис. 4.44. Влияние коэффициента избытка воздуха в рабочей смеси ГПД на экологические показатели процесса сгорания в двигателях DEUTZ [22].

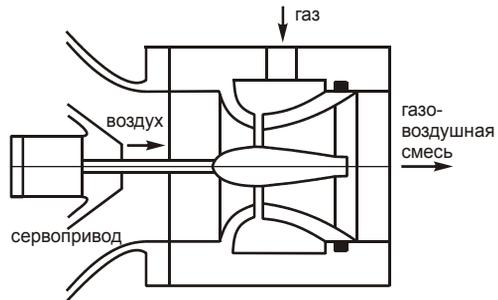


Рис. 4.45. Смесительное устройство фирмы DEUTZ [22].

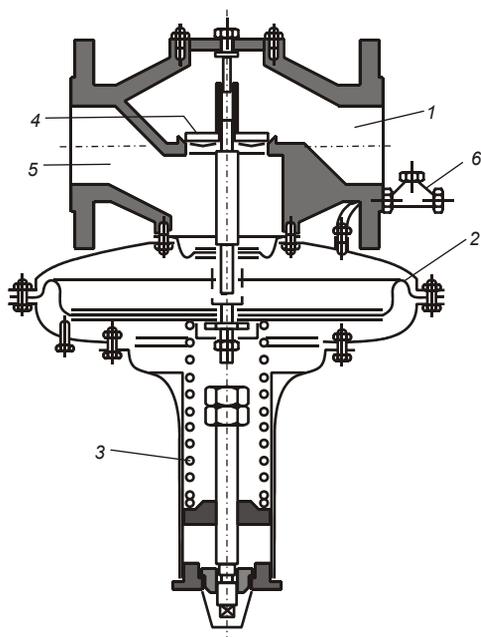


Рис. 4.46. Регулятор «нуль-давления»:
 1 – выходное давление; 2 – диафрагма; 3 – регулировочная пружина; 4 – привод; 5 – входное давление; 6 – давление в подводящей магистрали [22].

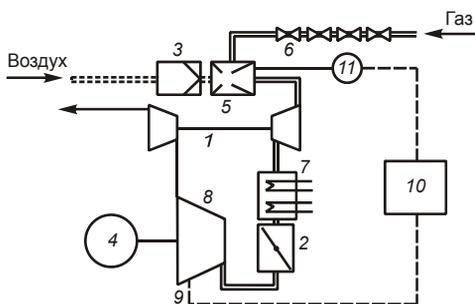


Рис. 4.47. Схема регулирования состава газовой смеси и подачи ее в двигатель [22]:
 1 – турбокомпрессор; 2 – дроссельная заслонка; 3 – воздушный фильтр; 4 – генератор; 5 – смеситель газ/воздух; 6 – участок газорегуляции; 7 – охладитель топливной смеси; 8 – газовый двигатель; 9 – датчик температуры в камере сгорания; 10 – система управления; 11 – сервопривод.

Регулирование требуемого коэффициента избытка воздуха производится посредством приводимого от двигателя клапана в системе подачи газа (лямбда-клапан). Постоянное отношение объемов топливо–воздух требует, чтобы давление газа перед отверстиями было равно давлению воздуха в потоке перед трубкой Вентури. Равные давления воздуха и газа устанавливаются регулятором нулевого давления диафрагменного типа в системе подачи топлива и безопасности, рис. 4.46.

В топливной системе предусмотрены блок понижения давления газа, если оно превышает 10 кПа, отсечной клапан безопасности и сбросной клапан избыточного давления, открывающийся в атмосферу. Смеситель рассчитан на работу с различными топливными газами – от свалочного (биогаза) или пропана до природного газа и поддерживает постоянную мощность двигателя в условиях меняющегося качества топливного газа.

Управляющие команды на образование смеси газ–воздух поступают из разработанной DEUTZ системы управления ТЕМ, рис. 4.47.

Система управления ТЕМ – это система общего электронного управления агрегата или установки. Ее назначением, кроме всего прочего, являются: оптимизация КПД двигателя, в том числе при неблагоприятных условиях работы; обеспечение вредных выбросов в выхлопе ниже допустимых норм; индивидуальный контроль каждого цилиндра; регулирование состава смеси газ–воздух и, следовательно, процесса сгорания.

Достижения в разработке камер сгорания для обедненных топливных смесей позволили расширить

рабочее окно коэффициента избытка воздуха. Системой управления удается обеспечивать уровни выбросов, удовлетворяющие требованиям норм, без каталитических конверторов. Эта технология может применяться в двигателях от наименьших до самых крупных размерностей и для всех видов газового топлива – природного газа, свалочного газа, газа из канализационных стоков, LP-газовых топлив, биогаза.

Для воспламенения обедненной смеси необходимы запальные свечи специальной конструкции. Управление номинальным содержанием кислорода в смеси осуществляется с помощью специального сигнала, задающего качество газового топлива (вид газа). Самая низкая концентрация выбросов в выхлопе, которая достигается без каталитических преобразователей, имеет такие значения:

NO_x < 250 мг/нм³ сухих газов при 5 % O₂;

CO < 650 мг/нм³ сухих газов при 5 % O₂;

NMHC < 150 мг/нм³.

Дополнительно можно снизить концентрацию CO и NMHC в сочетании рассмотренного метода с кислородным конвертором.

Работа на обогащенной топливовоздушной смеси с использованием каталитического конвертора на выхлопе

Для получения максимальной каталитической активности, выхлопные газы должны быть продуктом сгорания слегка обогащенной смеси. Коэффициент избытка воздуха поддерживается на уровне ±0,2 % по ширине рабочего окна α. Это реализуется с помощью датчика кислорода, устанавливаемого в потоке выхлопных газов, рис. 4.48.

Дроссель в линии подачи газообразного топлива управляется сигналом датчика кислорода, а содержание O₂ устанавливается таким, чтобы обеспечить необходимый коэффициент избытка воздуха при всех режимах работы двигателя, благодаря чему уровни эмиссии находятся в допустимых пределах. В качестве примера на рис. 4.49 показано изменение α и выбросов на частичных нагрузках газового двигателя ТВГ-604В (частота вращения 1500 об/мин, объем цилиндра 4,4 л). В этой системе управления применены нагретый датчик кислорода и программно заданная характеристика – кривая α. Это позволяет достигать выбросов NO_x < 250 мг/нм³ сухих выхлопных газов при 5 % O₂. В системе ТЕМ фирмы DEUTZ с помощью конт-

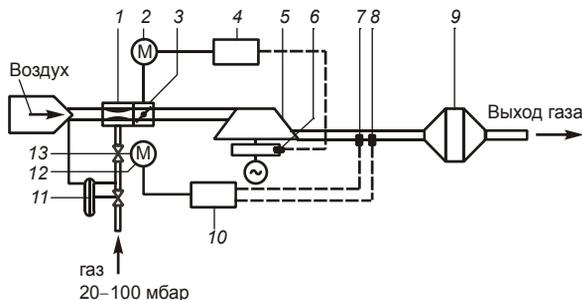


Рис. 4.48. Схема контроля смесеобразования и скорости вращения двигателя при технологии сгорания α = 1 [22]:

1 – смеситель; 2 – привод; 3 – дроссель; 4 – регулятор скорости; 5 – газовый двигатель; 6 – датчик оборотов; 7 – α-сенсор; 8 – термоэлемент; 9 – каталитический конвертор; 10 – модуль контроля α; 11 – регулятор давления газа; 12 – регулятор мотора; 13 – α-вентиль.

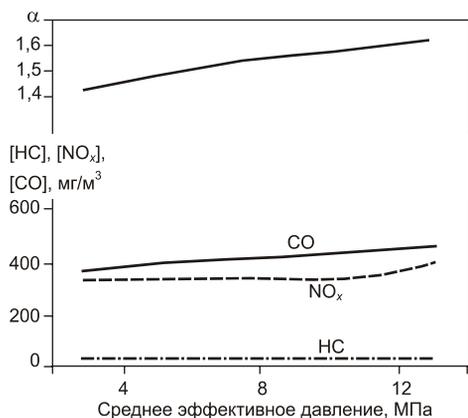


Рис. 4.49. Уровни выбросов на частичных нагрузках ГПД модели ТВG-604В [22].

роля температуры регулируется интенсивность процесса горения путем поддержания оптимальных коэффициентов избытка воздуха при смесеобразовании, обеспечивая в то же время максимальную эффективность работы двигателя. Измерение температуры выполняется с помощью термоэлементов.

При запуске двигателя из холодного состояния система контроля должна быть отключена до того момента, пока температура выхлопных газов перед каталитическим конвертором не достигнет определенного значения.

В эксплуатации, качество смеси контролируется датчиком кислорода и температурой выхлопных газов.

В ходе настройки система регулирования настраивается на определенную ширину окна избытка воздуха. Настройка системы сохраняется до тех пор, пока на характеристику датчика или каталитическую активность не окажет воздействие старение или внешнее воздействие. Двигатель использует сигнал от датчика O₂. При наличии систем мониторинга двигателей, возможно обеспечить оптимальные рабочие условия для каталитического преобразования.

Электронный клапан-регулятор расхода топлива с обратной связью [23]

С целью исполнения все возрастающих требований по снижению выбросов вредных веществ компанией Continental Controls Corp. (ССС) (США, штат Калифорния) была разработана система по контролю за выбросами вредных веществ применительно к газопоршневым двигателям, работающим на высококалорийном природном газе, мощностью около 3 МВт.

Низкие уровни выброса вредных веществ для газопоршневых двигателей, использующих природный газ, могут быть достигнуты с помощью системы контроля, датчика содержания кислорода в выхлопных газах двигателя, трехходового каталитического конвертора. В комплект системы управления входит клапан, контролирующий уровень выбросов вредных веществ, датчик содержания кислорода на базе окисла циркония, трехходовой каталитический конвертор, две термодары и компьютеризированная мониторинговая установка с дисплеем.

Контролирующий клапан типа ECV-5 производства компании СССР является компьютеризированным клапаном, разработанным для точного управления давлением всасывания газа в карбюраторе или же в смесительной камере. Клапан также работает как электронный регулятор нулевого уровня. ЧИП в самом клапане измеряет напряжение, снимаемое с датчика O₂, размещенного в выхлопном тракте двигателя, и подстраивает давление выпуска газа из газового клапана для установления надлежащего соотношения топливо/воздух.

Работа клапана с применением жесткой обратной связи позволяет управлять топливовоздушной смесью, которая оптимизирована для случая сжигания природного газа и присутствия каталитического конвертора. Полностью укомплектованный клапан включает в себя датчик по измерению очень малого перепада между давлением выпуска газа из клапана и давлением воздуха на входе в смесительную камеру. Диапазон перепада давлений в преобразователе давления от $-3,4$ кПа до $+10,3$ кПа.

Разность давлений снимается датчиком и сравнивается с затребованным сигналом внутреннего давления. Таким образом, клапан становится быстродействующим точным регулятором давления, который регулирует давление впуска газа в двигатель при изменениях частоты вращения вала и нагрузки. Давление впуска газа, которое требуется на входе в ECV-5 очень мало и оно зависит от требуемого расхода газа и давления воздуха на выходе из турбонагнетателя.

Датчик на основе окисла циркония обеспечивает измерение содержания кислорода в выхлопных газах двигателя с последующей передачей питающего напряжения на ЧИП клапана. Напряжение с датчика кислорода сравнивается с установленным значением напряжения и далее вырабатывается разница этих напряжений или сигнал ошибки. Сигнал ошибки поступает на интегральный контроллер в программном обеспечении клапана и он используется для отстройки установочной точки регулятора давления с целью управления содержанием кислорода в выхлопных газах двигателя.

В процессе эксплуатации, когда включено зажигание на двигателе, клапан типа ECV-5 открыт. Затем этот клапан регулирует давление впуска газа в двигатель по программе запуска и прогрева. Когда датчик кислорода прогревается, компьютер определяет, что датчик кислорода работает, и тогда давление впуска газа будет регулироваться таким образом, чтобы оптимизировать выбросы вредных веществ. Клапан переходит от открытого до закрытого положения менее чем 40 мс, что делает возможным менять давление впуска газа почти мгновенно, когда меняется сигнал нагрузки двигателя, и поэтому уровни выбросов вредных газов не повышаются в течение нагрузочного периода. При том, что здесь устранено запаздывание в работе впускного клапана, обратная связь здесь более глубокая, что делает контроль по кислороду значительно более оперативным и с большей точностью.

9. СНИЖЕНИЕ ВЫБРОСОВ ОКСИДОВ АЗОТА ПУТЕМ ОЧИСТКИ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ

В то время как активные методы борьбы с NO_x направлены на уменьшение их количества при сгорании топлива в самом двигателе, пассивные методы нацелены на уменьшение содержания NO_x в отработанных газах путем каталитического воздействия с тем, чтобы вместо NO_x получать в итоге азот и кислород.

При классификации различных методов очистки дымовых газов удобно разделить их на две группы: методы очистки только от NO_x и методы, позво-

ляющие одновременно снижать выбросы сернистого ангидрида SO_2 [5]. Те и другие методы можно осуществлять в сухих и мокрых системах, однако на практике обычно для очистки только от оксидов азота применяют сухие, а для совместной очистки от NO_x и SO_2 – мокрые системы.

На рис. 4.50 приведена классификация методов очистки дымовых газов, из которой видно, что сухие системы включают гомогенное (бескаталитическое), каталитическое восстановление, сорбцию на твердых телах (физическая или химическая абсорбция) и каталитическое разложение.

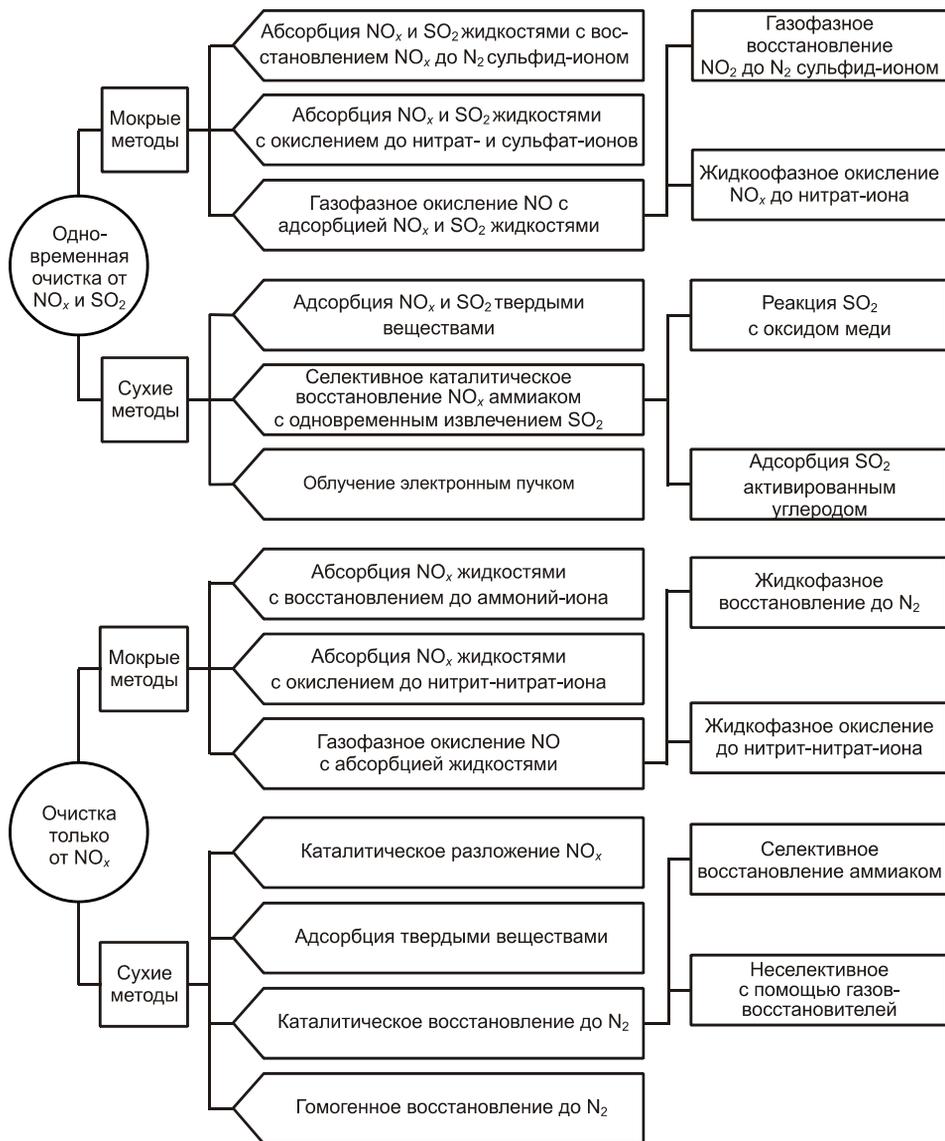


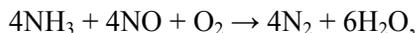
Рис. 4.50. Классификация методов очистки дымовых газов от оксидов азота [5].

Разрабатываются, в основном, три схемы:

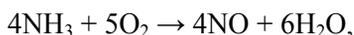
- 1) гомогенное (бескаталитическое) восстановление оксида азота аммиаком, называемое также высокотемпературным методом;
- 2) каталитическое селективное восстановление с использованием аммиака;
- 3) прямое поглощение оксида азота с одновременной абсорбцией SO₂.

9.1. Высокотемпературное бескаталитическое восстановление оксида азота

В качестве газа-восстановителя в этом процессе используется аммиак, который действует селективно, и поэтому количество его, необходимое для восстановления NO в дымовых газах, невелико. Процесс восстановления протекает при температуре около 950 °С, причем присутствие кислорода дает заметный положительный эффект. В температурном диапазоне 900–1000 °С преобладает реакция



в результате чего концентрация NO в дымовых газах существенно снижается. При более высоких температурах усиливается роль реакции



в результате которой ввод аммиака в дымовые газы приводит к увеличению концентрации оксидов азота. При значительном снижении температуры скорости реакций падают, и аммиак проходит в последующие газоходы котла.

Допустимым является просок аммиака в количестве не более 5 см³/м³. Вероятно, эту цифру удастся обеспечить при работе котла с постоянной нагрузкой. Однако неизбежные колебания нагрузки, изменение качества топлива, а также изменение режима работы топочной камеры (в результате, например, периодического вывода мельниц в ремонт) будут вызывать изменение концентрации оксидов азота в дымовых газах. Максимальная степень очистки газов, полученная при сжигании мазута, в котле БКЗ-160-100 ГМ составляла 73–78 %. При этом исходная концентрация оксидов азота (в пересчете на NO₂) составляла 460–610 мг/м³, а остаточная – после ввода аммиака в количестве, близком к стехиометрическому по отношению к NO – только 100–160 мг/м³.

9.2. Каталитическое восстановление с помощью аммиака

В зарубежной литературе этот метод часто обозначают аббревиатурой SCR – Selective Catalytic Reduction.

Этот процесс протекает в зоне температур 300–400 °С и в меньшей степени зависит от температуры. Кроме того, даже при существенном изменении нагрузки котла в газоходе перед экономайзером (где обычно размещают установки каталитического восстановления оксида азота) температура меняется незначительно. Вторым важным преимуществом этого метода является его высокая эффективность: концентрация оксидов азота может быть снижена на 90 %.

Под воздействием SO_3 происходит отравление катализатора. Японские исследователи нашли рецептуры катализаторов и освоили технологию изготовления их в виде сотовых структур, не снижающих своих физико-механических и каталитических свойств в присутствии SO_2 , а также имеющих малое гидродинамическое сопротивление и устойчиво работающих в пылевом потоке. Это позволило существенно расширить область применения катализаторов в Японии, ФРГ, Австрии, США, Дании, Швеции и других странах для очистки дымовых газов теплоэлектростанций, газотурбинных установок, металлургических, коксохимических, стекловаренных и других производств.

Аммиак вводится в дымовые газы, содержащие оксид азота, в газоходе за экономайзером. Затем газы проходят через решетку катализатора, где каталитический эффект проявляется при поперечной диффузии NO_x и NH_3 к поверхности катализатора. Система ввода аммиака в дымовые газы котла приведены на рис. 4.51. Подача аммиака должна быть строго дозирована и автоматически управляема.

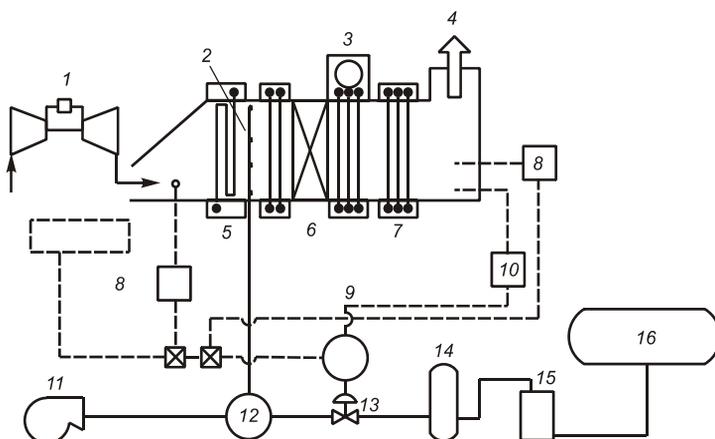


Рис. 4.51. Принципиальная схема системы впрыска аммиака в дымовые газы:

1 – ГТУ; 2 – модуль SCR; 3 – барабан котла; 4 – дымовая труба; 5 – пароперегреватель; 6 – испаритель; 7 – экономайзер; 8 – NO_x -мониторинг; 9 – сеть впрыска аммиака; 10 – мониторинг аммиака; 11 – вентилятор; 12 – смеситель аммиака с воздухом; 13 – регулирующий клапан; 14 – ресивер; 15 – испаритель; 16 – бак хранения аммиака.

В результате реакции оксидов азота с аммиаком образуются молекулярный азот и водяные пары. Проскок аммиака, как и в случае бескаталитического восстановления NO_x , создает проблему забивания воздухоподогревателя или решетки самого катализатора вследствие образования бисульфата аммония.

Большое значение имеет конструкция собственно решетки катализатора: она должна обеспечить свободный проход газа с малым сопротивлением, при этом не должны создаваться условия для отложения золы.

По результатам испытаний в реальных условиях ТЭС широкомасштабное внедрение получили оксидные титанванадийвольфрамовые катализаторы, химический состав которых обычно изменяется в следующих пределах: $\text{TiO}_2 > 90\%$ по массе, $\text{V}_2\text{O}_5 - 0,5-5\%$, $\text{WO}_3 - 5-10\%$. В качестве активирующих добавок могут присутствовать MoO_3 и другие оксиды. Выпускают катализаторы в двух вариантах: в виде параллелепипедов сечением 150×150 мм, длиной 300–1200 мм с продольными каналами квадратного сечения или в виде гофрированных листов шириной 464 мм при длине 450–650 мм, собранных в блок сечением 464×464 мм.

На рис. 4.52 приведены типичные данные по эффективности очистки для начальных концентраций NO_x , равных 1000 и 200 мг/м^3 для случаев с проскоком аммиака в количествах 2 и 5 ppm. Видно, что для получения заданной эффективности очистки от NO_x объемная скорость (т. е. отношение расхода дымовых газов к объему катализатора) тем выше, чем ниже содержание NO_x в очищаемом газе и чем выше допускаемый уровень проскока аммиака. Увеличение эффективности очистки от NO_x сопровождается во всех случаях снижением объемной скорости процесса (т. е. увеличением объема загружаемого катализатора).

Если в реактор загружается минимальное количество катализатора, соответствующее эффективности очистки 80 % при проскоке аммиака 5 ppm и начальной концентрации NO_x в интервале 500–1000 мг/м^3 , то уже по истечении 2200–1800 ч проскок аммиака возрастет до 6 ppm, что превысит допустимое значение.

Для того, чтобы увеличить интервалы дозагрузки и перегрузки катализатора, обычно загружают объем катализатора в 1,5–3 раза выше минимально рассчитанного, в результате чего объемная скорость процесса оказывается значительно более низкой. Расстояние между пластинами катализатора и скорость потока газа в нем определяются, главным образом, видом топлива, сжигаемого в котле (табл. 4.14). В котлах, работающих на угле, катализаторы можно располагать как в золовом, так и в обеспыленном потоке дымовых газов непосредственно после котлов.

Катализаторы, применяемые для различных видов топлив, отличаются также содержанием оксидов ванадия и вольфрама. Так, например, для очистки от NO_x дымовых газов угольных и мазутных котлов применяют высокотемпературные катализаторы (350–420 °С), содержащие значительные количества WO_3 и обладающие пониженной активностью при окислении SO_2 в SO_3 .

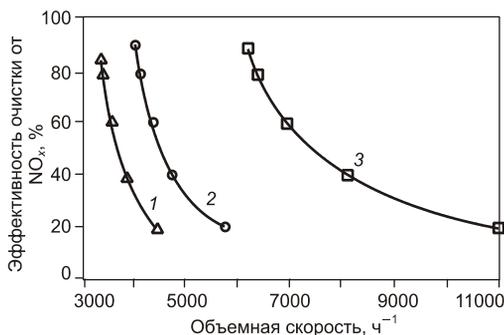


Рис. 4.52. Влияние объемной скорости на эффективность очистки от NO_x для различных исходных концентраций NO_x и проскока NH_3 :
 1 – $\text{NO}_x - 1000 \text{ мг/м}^3$, проскок $\text{NH}_3 - 2 \text{ ppm}$; 2 – $\text{NO}_x - 1000 \text{ мг/м}^3$, проскок $\text{NH}_3 - 5 \text{ ppm}$; 3 – $\text{NO}_x - 200 \text{ мг/м}^3$, $\text{NH}_3 - \text{проскок } 5 \text{ ppm}$.

Таблица 4.14

Параметры катализаторов, работающих с продуктами сгорания природного газа, мазута и угля

Топливо	Размер сот (расстояние между пластинами), мм	Линейная скорость, м/с
Газ	3,7–4,2	7,0–8,5
Мазут	5–6	6–8
Уголь:		
– катализатор в золовом потоке	6,7–7,5	6,0–7,5
– катализатор в обеспыленном потоке	3,7–4,2	7,0–8,5

Наиболее распространены катализаторы сотовой конструкции, позволяющие разместить большую поверхность в единице объема. Проверенные в промышленности катализаторы работают при температуре не выше 400 °С.

В котле-утилизаторе ПГУ с турбинами MW701 катализаторы установлены в рассечку КУ перед экономайзером. Система позволила снизить концентрацию NO_x в дымовых газах за КУ до уровня 8,5–11 ppm.

Первая промышленная установка селективного каталитического восстановления (SCR) для снижения выбросов оксидов азота при сжигании угля была разработана фирмой Mitsubishi Heavy Industries (MHI) и смонтирована весной 1980 г. на ТЭС Simonoseki мощностью 175 МВт. За котлом (перед SCR) концентрация оксидов азота составляет примерно 1000 мг/м³, а за установкой SCR – 500 мг/м³. Предполагается снизить концентрацию NO_x на выходе до 200 мг/м³.

Установка работает при молярном отношении аммиака к оксиду азота 0,6, что обеспечило умеренный просок аммиака (1 ppm). Однако при повышении эффективности SCR до 80 % просок аммиака возрастает до 5 ppm.

На одной из японских ТЭС катализаторы установки селективной очистки, размещенной между электрофильтром и системой сероулавливания, работают без значительной потери активности четыре года.

В азотоочистных установках, эксплуатировавшихся на ТЭС ФРГ с 1987 по 1993 г. с катализаторами, в основном, фирмы BASF, при начальной концентрации NO_x на уровне 650–1600 мг/м³ обеспечивается эффективность очистки 75–90 % при сжигании котлами угля, мазута и природного газа.

Метод каталитического восстановления оксидов азота был внедрен в металлургической промышленности для очистки дымовых газов за паровым котлом производительностью 20 т/ч, в котором сжигался коксовый газ. Эффективность очистки дымовых газов от NO_x достигала 95 % при концентрации оксидов азота на входе до 1000 мг/м³, запыленности – 100 мг/м³ и температуре газов 280–320 °С. Снижение температуры очищаемых газов до 250 °С уменьшало эффективность очистки от NO_x до 85 %.

В ГТУ способ SCR из-за требования поддержания температуры дымовых газов в узких пределах – 290–400 °С ограничивается его применением только в котлах-утилизаторах. Например, для ГТУ MS 7000 мощностью 83 МВт такой катализатор, снижающий содержание NO_x в выхлопных газах

на 90%, имеет объем 175 м^3 и весит приблизительно 110 т. Он содержит трубные сегменты, подобные хонейкомбам, с проходами, которые идут в направлении потока выхлопных газов. Катализатором служит пятиокись ванадия, нанесенная на поверхность этих хонейкомбов. Более 80 ГТУ фирмы GE типа MS 7000, MS 6000, LM 2500 и MS 5000 с SCR-катализатором имеют наработку более 200 тыс. часов.

Селективное каталитическое восстановление NO_x имеет один важный недостаток: реализация этого метода требует слишком высоких капитальных затрат. Поэтому в 70-е годы специалисты компании МНН разработали менее капиталоемкий метод очистки дымовых газов от оксидов азота: селективное бескаталитическое восстановление (SNCR). Этот метод был реализован на действующих мазутных энергоблоках ТЭС. Однако в настоящее время на большинстве котлов схемы SNCR не работают. Основными причинами отказа от внедрения этих схем являются:

- невысокая эффективность (снижение выбросов NO_x всего лишь на 30–50 % при сжигании мазута);
- повышенный расход реагента и транспортирующей среды (воздуха);
- повышенный просок аммиака, который не только загрязняет атмосферу, но при сжигании серосодержащего топлива еще и забивает воздухоподогреватель из-за образования бисульфата аммония.

Учитывая изложенное, специалисты МНН разработали гибридную схему, объединяющую SCR и SNCR. Экспериментальные исследования показали, что такое объединение позволяет сократить капитальные затраты, характерные для применения только SCR, и устранить основные недостатки, свойственные методу SNCR.

В гибридной системе компактный каталитический реактор размещается внутри газохода между экономайзером и воздухоподогревателем. Этот катализатор не только дополнительно восстанавливает оксиды азота, но и потребляет избыточный аммиак, который не успел прореагировать с NO и O_2 в высокотемпературной зоне котла. Регулируя расход дополнительной порции аммиака на входе в катализатор SCR, можно добиться высокой эффективности гибридной схемы во всем диапазоне нагрузок котла. Так, при мольном соотношении NH_3/NO_x , равном двум, включение только схемы SNCR снижало выбросы NO_x на 40–45 %. При включении только малогабаритной установки SCR выбросы оксидов азота уменьшались приблизительно на 15 %. А при работе гибридной схемы (SNCR + SCR) снижение выбросов NO_x превышало 50 %. Но главное достоинство новой схемы состояло в том, что просок аммиака при работе только SNCR был чрезмерно высоким: при NH_3/NO_x , равном двум, концентрация NH_3 за экономайзером достигала 20 ppm, а после катализатора SCR концентрация NH_3 снижалась до приемлемого значения (менее 5 ppm).

Все 227 котлов, на которых была внедрена (в различных сочетаниях) малотоксичная система сжигания МНН, работают надежно с низким избытком воздуха (α за топкой равно 1,15), в широком диапазоне нагрузок и с высоким КПД.

Применение катализаторов для очистки выхлопных газов поршневых двигателей [22]

Термин *общее каталитическое снижение выбросов вредных веществ (NSCR)* подразумевает уменьшение выбросов не только NO_x , но и CO , и углеводородов C_nH_m . Такие устройства еще называются трехходовыми каталитическими конверторами. В данном случае процесс снижения выбросов вредных веществ основан на свойстве родия временно связывать кислород в NO_x , поэтому на выходе из конвертора получается азот. Кислород далее реагирует с CO и углеводородами C_nH_m , в результате чего образуются CO_2 и H_2O .

Контроль над содержанием отдельных компонентов в отработанных газах имеет большое значение в плане работы конвертора, т. е. отработанные газы не должны содержать кислород. Для выполнения этого условия такой конвертор может работать только с двигателями с бедной рабочей смесью или с двигателями с рециркуляцией отработанных газов (EGR).

Количество вредных выбросов в процессах горения ограничивается нормами законодательства. Для Германии они представлены в табл. 4.15 [22].

Таблица 4.15

Стандарты Германии для выбросов газовых двигателей и способы управления выбросами (1992 г.).

Тип двигателя	Нормы TA-Luft	Технические средства для снижения выбросов
Газовые двигатели со свечным зажиганием (четырёхтактные)	$\text{NO}_x < 0,5 \text{ г/м}^3$ (5 % O_2) $\text{CO} < 0,65 \text{ г/м}^3$ (5 % O_2) $\text{NMHC} < 0,15 \text{ г/м}^3$ реальных	Управление работой по принципу $\alpha = 1$ и трехходовой каталитический конвертор или способ сжигания обедненной смеси и работа двигателя на заранее приготовленной газозоудушной смеси
(двухтактный цикл)	$\text{NO}_x < 0,8 \text{ г/м}^3$ (5 % O_2) $\text{CO} < 0,65 \text{ г/м}^3$ (5 % O_2) $\text{NMHC} < 0,15 \text{ г/м}^3$ реальных	Технология SCR в комбинации с каталитическим окислением
Двухтопливный двигатель (четырёхтактный цикл)	Новые компоненты: $\text{NO}_x < 0,5 \text{ г/м}^3$ (5 % O_2) $\text{CO} < 0,65 \text{ г/м}^3$ (5 % O_2) $\text{NMHC} < 0,15 \text{ г/м}^3$ реальных Новые компоненты: сажа $< 0,05 \text{ г/м}^3$ реальных	Технология SCR в комбинации с каталитическим окислением Фильтр для сажи, по необходимости

Нормы выбросов загрязняющих веществ в других странах приведены в табл. 4.16.

Для технологий сжигания обогащенной топливной смеси, двигателей двойного топлива и дизелей снижение выбросов NO_x в выхлопных газах возможно только при использовании катализаторов соответствующего типа.

Таблица 4.16

Нормы по выбросам в законодательстве некоторых стран (1992 г.)

Страна	Ограничения, условия
Дания	Нет конкретных руководств, ограничительные меры должны быть приняты вместе со стандартом TA-Luft
Великобритания	Нет официальных руководств, стандарты TA-Luft ожидаются к принятию как руководящие указания
Франция	Нет официальных руководств, будут приняты будущие директивы ЕЭС как руководящие указания, либо они будут адаптированы к местным условиям
Италия	NO _x < 0,50 г/нм ³ сухих газов при 5 % O ₂ CO < 0,65 г/нм ³ сухих газов при 5 % O ₂ Более жесткое законодательство находится на подходе
Япония	<i>Национальные нормы по выбросам в атмосферу</i> <i>Закон о контроле состояния окружающей среды</i> NO _x < 1000 ppm при 0 % O ₂ По условиям 1994 г. NO _x < 600 ppm при 0 % O ₂ Сажистые частицы и пыль < 0,05 г/м ³ при 0 % O ₂
Нидерланды	1992 г., на 01/1994 и задание по состоянию на 1995 г. NO _x < 270 г/ГДж, что соответствует 850 мг/нм ³ сухих газов при 5 % O ₂ NO _x < 140 г/ГДж, что соответствует 440 мг/нм ³ сухих газов при 5 % O ₂ NO _x < 80–100 г/ГДж, включая ограничения по CO и HC
Швейцария	NO _x < 400 мг/нм ³ при 5 % O ₂ сажа < 100 мг/нм ³ при 5 % O ₂ CO < 650 мг/нм ³ при 5 % O ₂ Немного более жесткие ограничения на региональном уровне
Испания	Нет никаких руководящих указаний, стандарты TA-Luft взяты как желаемая цель
США	NO _x < 0,49 г/нм ³ при α = 1 NO _x < 0,82 г/нм ³ при наклонном горении топлива CO < 6,67 г/нм ³ при α = 1

Управление процессом α = 1 с трехходовым каталитическим конвертором

Уменьшение выбросов в атмосферу от процессов сгорания обогащенной топливной смеси возможно на каталитических поверхностях, изготовленных из платины или родия, при взаимодействии с которым оксиды азота восстанавливаются до азота и кислорода. Кислород используется для окисления окиси углерода CO и продуктов неполного сгорания углеводородов HC. Схема работы каталитического конвертора показана на рис. 4.53. В трехходовом катализаторе происходят такие реакции:

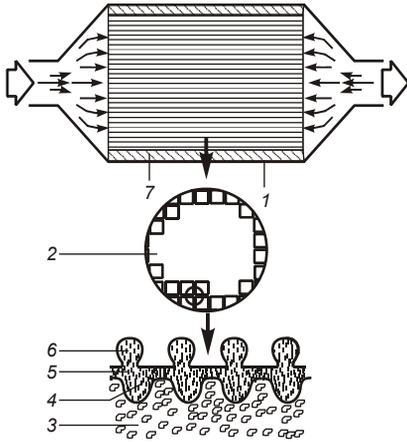


Рис. 4.53. Схема работы каталитического конвертора [22]:

1 – стальной корпус; 2 – каталитический конвертор; 3 – хонейкомб; 4 – активатор; 5 – омываемое покрытие; 6 – каталитически активная поверхность (платина/родий); 7 – металловолокнистая набивка.

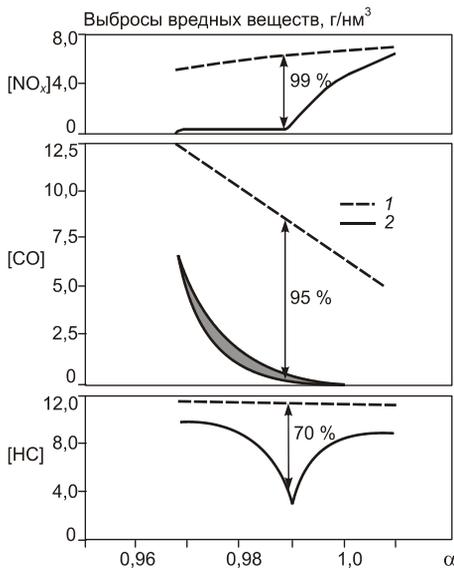
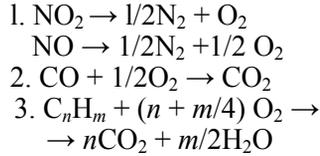


Рис. 4.54. Влияние коэффициента избытка воздуха на показатели процесса конверсии в трехходовом каталитическом конверторе [22]:

1 – катализатор с восходящим потоком; 2 – катализатор с нисходящим потоком газов
 $p_0 = 0,7 \text{ МПа}$, $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$



Когда действительное отношение воздух/топливо близко к стехиометрическому значению, техника управления эмиссией называется «методом контроля $\alpha = 1$ ». Процессы каталитической конверсии осуществляются при высокой скорости конверсии, что подтверждается измерениями (рис. 4.54). Для этого требуется поддержание изменения α в достаточно узких пределах вблизи 1. Трехходовой каталитический конвертор располагается в выхлопной системе как можно ближе к двигателю, поскольку для процесса конверсии необходима высокая температура. Температура более $600 \text{ }^\circ\text{C}$ и негоревшие компоненты газового топлива – нежелательны, т. к. они опасны для работоспособности конвертора. Каталитический конвертор состоит из многоканальных хонейкомбов, которые являются основой реализации катализа и выполнены из керамики или образованы спиральными металлическими листами (плоскими или гофрированными), сконструированного так, чтобы получить максимально возможную поверхность для каталитических участков, выполненных из платины или родия.

Применение метода $\alpha = 1$ и трехходового каталитического конвертора позволяет достигнуть весьма низких концентраций выбросов в выхлопных газах:

$\text{NO}_x < 150 \text{ мг/нм}^3$ сухих газов при $0 \text{ } \%$ O_2 ;

$\text{CO} < 250 \text{ мг/нм}^3$ сухих газов при $0 \text{ } \%$ O_2 ;

$\text{NMHC} < 90 \text{ мг/нм}^3$; (NMHC неметановые углеводороды).

В таких системах после 28 тыс. часов работы на газовом двигателе не было отмечено снижения каталитической активности конвертора. При эксплуатации двигателей важно, чтобы свечи зажигания были исправны и заменялись в случае появления пропусков зажигания.

Такие компоненты в топливном газе, как сера, цинк, мышьяк, хлор, фтор, для катализаторов являются «ядом», поэтому топливные газы не должны иметь таких компонентов, а конверторы необходимо проверять через 3–5 тыс. часов работы.

Трехходовые каталитические конверторы можно применять и в случае сжигания сжиженных газов (пропан, смеси пропана с природным газом), однако для этого следует выбирать конвертор большего размера, т. к. преобразование компонентов СН происходит с большей скоростью.

Рассмотренный способ управления выбросами является эффективным для двигателей малой и средней размерности, а именно при объемах цилиндра менее 5 л.

Использование технологии впрыска аммиака и каталитического преобразования

Для дизелей и двигателей двойного топлива применение рассмотренных выше способов подавления выбросов ($\alpha = 1$ и сжигание обедненной смеси) не являются оптимальным. Для этих двигателей применяется технология SCR для селективного снижения концентрации NO_x, образующегося в процессе высокоэффективного сжигания топлива с последующим подмешиванием амиака. В этой технологии амиак (NH₃) впрыскивается в поток выхлопных газов перед последними входами в каталитический конвертор газов (рис. 4.55).

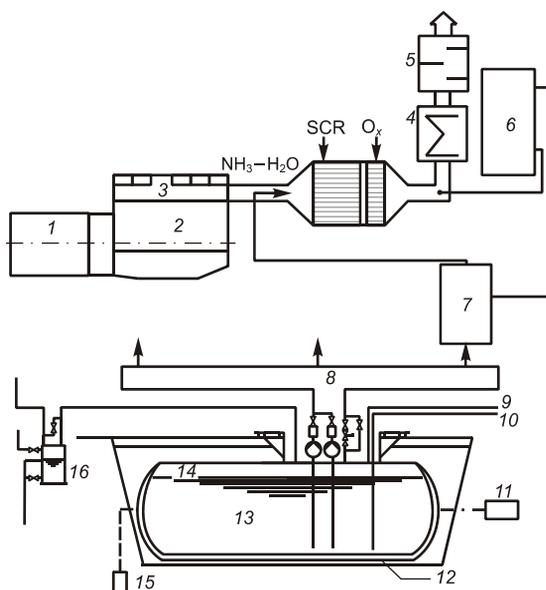


Рис. 4.55. Структурная схема аммиачной системы для каталитического конвертора [22]:

1 – генератор; 2 – двигатель; 3 – выхлопные газы; 4 – теплообменник на выхлопных газах; 5 – глушитель шума; 6 – измеритель NO (обслуживает до 3 каталитических систем); 7 – дозатор аммиака; 8 – кольцевая аммиачная гребенка для обслуживания нескольких двигателей; 9 – подводящая труба; 10 – фильтрующий элемент; 11 – индикатор утечек; 12 – обрешеченная емкость с двойным покрытием; 13 – емкость для аммиака 50 м³; 14 – буфер из N₂; 15 – заземление от молний и статического электричества; 16 – емкость с абсорбером.

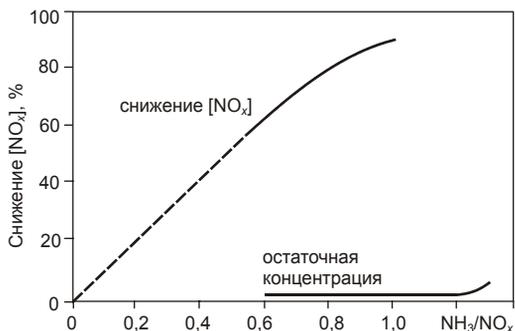


Рис. 4.56. Снижение выбросов NO_x в результате реакции оксидов азота с аммиаком NH_3 [22].

средством установки кислородных каталитических конвертеров непосредственно за аммиачными конвертерами, при этом обеспечивается полное отсутствие аммиака в выхлопных газах. Уровень выбросов в выхлопных газах дизелей и двигателей двойного топлива, оснащенных системой каталитических конвертеров, может быть ниже жестких нормативов, установленных в Германии для газовых двигателей с искровым зажиганием.

Сопоставление обобщенных показателей двигателей с разными системами управления выбросами в зависимости от мощности двигателя приведено на рис. 4.57.

Показательным примером возможностей снижения выбросов NO_x в выхлопных газах за счет использования технологии сжигания обедненной смеси и установки SCR может служить электростанция на базе двигателей Wärtsila 20V34SG, работающих на природном газе.

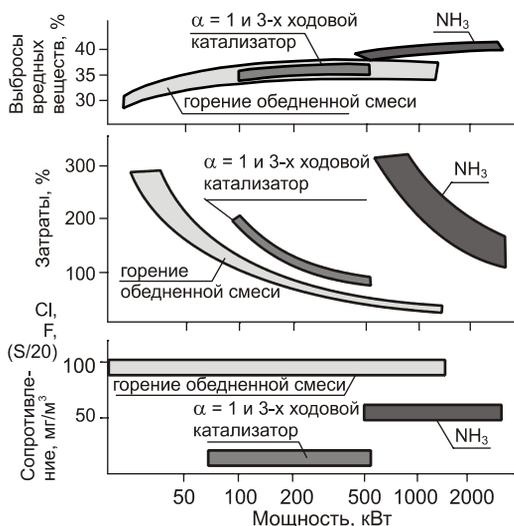


Рис. 4.57. Сравнение методов управления эмиссией в выхлопных газах двигателей [22].

В качестве вводимого в выхлопные газы агента может использоваться мочевины. Аммиачные каталитические конвертеры весьма устойчивы по отношению к «ядовитым» компонентам газобразного топлива, о которых упоминалось выше. Эффективность указанного способа очистки выхлопных газов ДВС может быть проиллюстрирована данными, приведенными на рис. 4.56.

Еще больше снизить концентрацию CO и NMHC можно

двигатель – четырехтактный, с искровым зажиганием, оборудован специальными форкамерами со свечой зажигания. Мощность двигателя 8440 кВт при 720 об/мин, диаметр цилиндра 340 мм, ход поршня 400 мм; среднее эффективное давление 2,0 МПа, средняя скорость поршня 10 м/с, КПД двигателя превышает 45 %.

По технологии сжигания обедненной смеси в цилиндр поступает больше воздуха, чем необходимо для полного сгорания топлива, снижается уровень температуры горения и уменьшается эмиссия NO_x . Тем не менее, на станции в Неваде двигатели оборудуются на выхлопе селективными конвертерами SCR и системой катали-

ческого окисления, способных еще на 90 % снизить выбросы NO_x и CO. Уровень выбросов NO_x составляет 5 ppm (для сухих выхлопных газов, содержащих 15 % кислорода – при таких условиях обычно указывается эмиссия NO_x в выхлопных газах ГТУ). Это отвечает самым жестким существующим нормам.

10. ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПРЕИМУЩЕСТВА КОГЕНЕРАЦИОННЫХ СИСТЕМ

В табл. 4.17, 4.18 приведены типичные уровни эмиссии вредных веществ при использовании топлива в различных технологиях производства энергии. Уровень эмиссии зависит от года выпуска оборудования, установленной мощности, длительности эксплуатации на частичных нагрузках, вида и качества используемого топлива, применения очистных устройств для выхлопных газов и т. п. Поэтому точные оценки выбросов системы следует производить по характеристикам оборудования, которые гарантируются производителями.

Таблица 4.17

Типичные уровни эмиссий для когенерационных систем

Система	Тип топлива	КПД электрический, %	Удельные выбросы, г/кВт·ч					
			CO ₂	CO	NO _x	УНС	SO _x	Твердые частицы
Дизель	Дизтопливо, 0,2 % S Двойное топливо ⁽¹⁾	35	738,15	4,08	15,56 ⁽²⁾	0,46	0,91	0,32
			593,35	3,81	11,30 ⁽³⁾	3,95	0,09	0,04
Газовый двигатель	Природный газ	35	577,26	2,80	1,90	1,00	0	0
Газовая турбина	Природный газ Дизтопливо, 0,2 % S	25	808,16	0,13	2,14	0,10	0	0,07
			1033,41	0,05	4,35	0,10	0,91	0,18
Газовая турбина (низкая эмиссия NO _x)	Природный газ	35	577,26	0,30	0,50	0,05	0	0,05
Паровая турбина (современная)	Уголь Мазут Природный газ	25	1406,40	0,26	4,53	0,07	7,75	0,65
			1100,00	0	1,94	0,07	5,18	0,65
			808,16	0	1,29	0,26	0,46	0,07
Топливные элементы с фосфорно-кислотным электролитом (PAFC)	Природный газ	40	505,10	0,03	0,03	0,05	0	0

⁽¹⁾ 90 % энергии заключено в природном газе и 10 % энергии – в дизтопливе.

⁽²⁾ Двигатели современного образца, выделяющие 11–12 г NO_x/кВт·ч.

⁽³⁾ Двигатели современного образца, выделяющие 7–8 г NO_x/кВт·ч.

Таблица 4.18

**Типичные уровни эмиссий для электростанций
и для водогрейных и паровых котлов**

Система	Тип топлива	КПД электрический, %	Удельные выбросы, г/кВт·ч *					
			CO ₂	CO	NO _x	HC	SO _x	Твердые частицы
<i>Для электростанций</i>								
Паровая турбина (старого образца)	Уголь, 3 % S	34	1034,12	0,18	3,13	0,05	19,87	1,41
	Мазут, 1 % S	31	887,06	0,18	3,18	0,05	4,76	0,23
	Природный газ	31	651,74	0,09	3,04	0,18	0	0,05
Паровая турбина (новая)	Уголь	31**	1134,20	0,18	2,50	0,05	6,0	0,14
	Малосернистый мазут	31	887,06	0,18	1,36	0,05	3,63	0,14
Газовая турбина	Дизтопливо Природный газ	34	759,86	0,55	2,40	0,18	0,14	0,18
		34	594,24	0,55	1,95	0	0	0,05
Газовая турбина (низкая эмиссия NO _x)	Природный газ	38	531,68	0,30	0,50	0	0	0,04
<i>Для водогрейных и паровых котлов</i>								
Водогрейный котел	Природный газ Дизтопливо, 0,2 % S	Принят КПД котла	252,55	0,03	0,19	0,02	0	0,02
			322,94	0,06	0,25	0,02	0,37	0,03
Паровой котел	Уголь Мазут Природный газ	равный 80 %	439,50	0,08	1,36	0,02	2,32	0,20
			343,73	0,06	0,57	0,02	1,55	0,20
			252,55	0,03	0,39	0	0	0,02

* отпущенная тепловая энергия для водогрейных и паровых котлов;

** более низкие значения КПД для новых паровых турбин объясняются наличием оборудования по снижению выбросов NO_x и SO_x.

Для расчета выбросов парниковых газов (CO₂) при сжигании различных топлив могут быть использованы данные, представленные в табл. 4.19.

Таблица 4.19

Типичные свойства топлив для расчета эмиссии CO₂

Вид топлива	Содержание углерода (с · 100), %	Выбросы CO ₂ , кг CO ₂ /кг топлива	Нижшая теплотворная способность топлива Q _н ^p , кДж/кг
Природный газ	75,0	2,75	49000
Дизельное топливо	83,0	3,05	42500
Мазут, 0,7 % S	86,5	3,17	41500
Мазут, 2 % S	85,0	3,12	41000
Торф*	58,0	2,13	7800
Лигнит*	64,0	2,35	24000
Уголь*	80,0	2,93	30000

* На сухую и обеззоленную массу топлива.

Эмиссия CO и HC

Несмотря на дополнительный воздух в определенных точках зоны горения условия могут быть такими, что молекулы угарного газа не окислятся до углекислоты, или молекулы углеводородов не выгорают до стадии углекислоты и образования воды. Концентрация CO в отработанных газах должна поддерживаться на минимуме, если же содержание CO получается достаточно существенным, то это указывает на низкую эффективность окисления горючего из-за ненадлежащего его перемешивания с воздухом или на дефицит окислителя.

Нет простого пути, чтобы вычислить концентрацию CO и HC в отработанных газах. Экспериментальные измерения, выполняемые производителями оборудования, используются, чтобы получить результаты, аналогичные представленным в табл. 4.16–4.18.

Соответствующая поддержка и корректировка оборудования для сжигания топлив абсолютно необходимы, чтобы удерживать эмиссии CO и HC в пределах норм. Если горелочные устройства не удовлетворяют нормативам или если требуется дальнейшее снижение эмиссий вредных веществ, то в таких случаях может устанавливаться каталитический конвертор, чтобы повысить степень окисления как CO, так и C_nH_m. При этом может потребоваться подача дополнительного воздуха, особенно в случаях, когда в базовой технологии применялось сжигание топлива с низким коэффициентом избытка воздуха.

Эмиссия NO_x

Окислы азота образуются в процессе горения благодаря наличию азота, как химически связанного в топливе, так и азота, присутствующего в воздухе. Они являются загрязняющими агентами, которые вызывают особо большую заботу и законодательное внимание; воздействие NO_x как яда происходит при концентрациях, которые на порядок меньше, чем уровни концентрации, при которых CO становится опасным для жизни.

Эмиссии NO_x от газовых турбин снижены приблизительно в 10 раз в течение последних лет. Паровые котлы и паровые энергетические установки также имеют относительно низкие эмиссии NO_x (табл. 4.17). Однако дизельные двигатели, а также газовые двигатели имеют намного большие уровни выбросов, которые объясняются высокой температурой и давлением при сгорании топлива. Большое внимание должно уделяться именно этим двигателям, потому что они по большей части используются для когенерации в зданиях, где проблема качества воздуха стоит намного жестче.

Экологичность ГТУ и когенерационных установок

Поскольку большинство когенерационных станций будет сооружаться в жилых массивах, а при сжигании природного газа существенным загрязнителем атмосферы являются оксиды азота, возникает потребность изучения и анализа динамики выхода NO_x в ГТУ и котлах-утилизаторах с дожиганием, а

также в когенерационных схемах, использующих существующие котлы, например, котлы типа ПТВМ и КВ-ГМ.

Ниже представлены результаты расчетов эмиссии оксидов азота в камере сгорания ГТУ и в котле-утилизаторе при реализации различных схем сжигания топлива [24]. В качестве ГТУ рассматривалась установка ГТГ-12. Использование тепла отработавших газов ГТУ для нужд теплофикации предусматривалось в водогрейном котле КВ-ГМ-209-150, топливо – природный газ. Тепловая схема установки показана на рис. 4.58.

Указанная ГТУ с использованием тепла отработанных газов в утилизационных водогрейных котлах может использоваться в пиковых или полупиковых режимах работы. Основные технические характеристики газотурбогенератора приведены в табл. 4.20. В состав газотурбогенератора ГТГ-12 входят газотурбинный двигатель ДО-14 и турбогенератор типа Т2 12-2БУ4. Газотурбинный двигатель включает 10 прямоточных камер сгорания (рис. 4.59) расположенных по кольцу в общем силовом корпусе ГТУ.

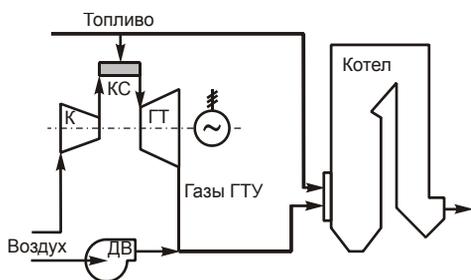


Рис. 4.58. Тепловая схема комбинированной энергетической установки [24].

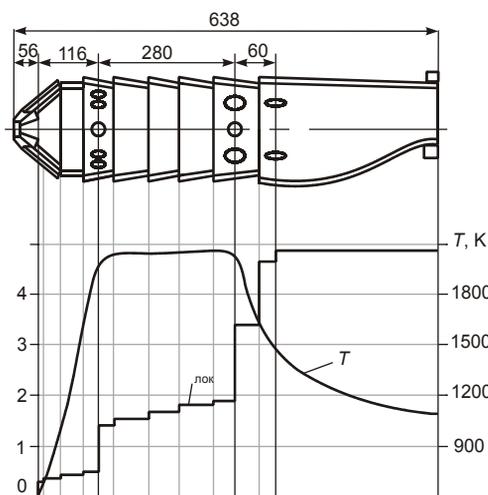


Рис. 4.59. Камера сгорания газотурбогенератора ГТГ-12 и распределение избытка воздуха и температуры газов по ее длине [24].

Таблица 4.20

**Технические данные характеристики газотурбогенератора
ГТГ-12 (при нормальных условиях)**

Показатель	Величина
Топливо	Природный газ
Теплота сгорания топлива, Q_n^p , МДж/м ³	36,1
Плотность топлива ρ_T , кг/м ³	0,764
Теоретическое количество воздуха: V^o , м ³ /м ³ L_o кг/кг	9,58 16,213
Теоретический объем продуктов сгорания V_r^o , м ³ /м ³	10,76
Мощность ГТУ $N_{ГТУ}$, МВт	12
Расход топлива в камере сгорания ГТУ G_T , кг/с	0,96
Общий коэффициент избытка воздуха в ГТУ $\alpha_{ГТУ}$	5,14
Доля и расход воздуха на охлаждение лопаток турбин: $G_{охл}^{ГТ}$, кг/с	0,06
Коэффициент избытка воздуха на выходе из камеры сгорания $\alpha_{к.с}$	4,83
Общий расход воздуха на выходе из компрессора $G_b^{ГТУ}$, кг/с	80,0
Суммарный расход воздуха в камере сгорания, включая охлаждение ее стенок, $G_b^{ГТУ}$, кг/с	75,2
Температуры, °С: – воздуха на входе в компрессор t'_k – воздуха на выходе из компрессора t''_k – продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания, перед газовой турбиной t_3 – продуктов сгорания на выходе из ГТУ t_4	15 334 828 385
Давление среды, МПа: – на входе в камеру сгорания $p'_{к.с}$ – на выходе из камеры сгорания $p''_{к.с}$ – на выходе из ГТУ $p''_{ГТУ}$	1,078 1,025 0,108

Водогрейный газомазутный котел КВ-ГМ-209-150 предназначен для получения горячей воды с температурой до 150 °С в системах отопления, вентиляции, горячего водоснабжения различных объектов и в качестве пиково-резервных источников тепла на ТЭЦ.

Котел выполнен водотрубным, прямоточным с T-образной сомкнутой компоновкой поверхностей нагрева (рис. 4.60). Топка котла, работающего в пиковом режиме, оборудована восемью вихревыми газомазутными горелками, расположенными встречно на боковых стенах. Пакеты конвективных

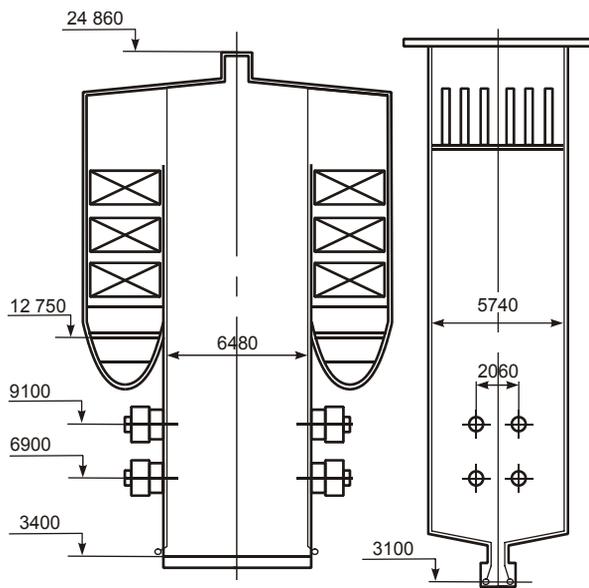


Рис. 4.60. Водогрейный котел КВ-ГМ-209-150 [24].

поверхностей нагрева размещены в двух опускающих вертикальных экранированных газоходах. Котел работает с уравновешенной тягой. Основные технические характеристики котла, используемого в качестве утилизатора отработавших в ГТУ газов, приведены в табл. 4.21. Сжигание природного газа в ГТУ осуществляется с большими избытками воздуха ($\alpha = 5,14$). Отработавшие газы после ГТУ содержат значительное количество свободного кислорода и потому могут быть использованы в качестве окислителя при сжигании природного газа в котле-утилизаторе. Согласно расчетам, используя продукты сгорания ГТУ в качестве окислителя в котле-утилизаторе, можно сжечь $4,85 \text{ м}^3/\text{с}$ природного газа ($Q_{\text{H}}^{\text{p}} = 36,1 \text{ МДж}/\text{нм}^3$) с избытком воздуха в горелках $\alpha_{\text{r}} = 1,05$. Однако этого количества топлива недостаточно для обеспечения номинальной мощности котла. Для достижения номинальной теплопроизводительности котла в его топке необходимо дополнительно сжечь топливо в количестве $0,60 \text{ м}^3/\text{с}$ и соответственно дополнительно подать для этого в топку атмосферный воздух в количестве $6,04 \text{ м}^3/\text{с}$.

При совместной работе ГТУ с котлом-утилизатором можно реализовать разные схемы сжигания топлива в котле, которые будут отличаться способами подачи в топку выхлопных газов турбины, топлива и воздуха. Очевидно, что содержание оксидов азота в продуктах сгорания за котлом-утилизатором в зависимости от выбранной схемы может существенно изменяться, поэтому обоснованный выбор оптимальной схемы сжигания топлива в котле-утилизаторе, обеспечивающей минимальный конечный выброс оксидов азота в атмосферу, является важной задачей.

Попутно исследовалась возможность снижения эмиссии NO_x в камере сгорания турбогенератора ГТГ-12. Для этого были выполнены расчеты динамики образования оксидов азота вдоль газового тракта газотурбогенератора и котла-утилизатора КВ-ГМ-209-150.

Газовые выбросы ГТУ отличаются от дымовых газов котлов тем, что в них продукты сгорания сильно разбавлены избыточным воздухом. Поскольку гомогенная горючая смесь углеводородных топлив не горит при $\alpha \geq 1,7$, то воздух, поступающий в газотурбинные камеры сгорания, разделяют на два потока: первичный ($\alpha_1 = 1,0 \div 1,3$) и вторичный. При этом первичный воздух

вводится через винтовое устройство и систему отверстий в стенах пламенной трубы. Вторичный поток служит для разбавления продуктов сгорания до требуемой температуры после завершения горения. Он также используется для охлаждения пламенной трубы.

Таблица 4.21

Технические характеристики котла КВ-ГМ-209-150

Показатель	Величина
Теплопроизводительность котла $N_{вк}$, МВт	209
Коэффициент полезного действия водогрейного котла (гарантийный) η , %	91
Коэффициент избытка воздуха в горелках α_T	1,05
Присосы воздуха в топочную камеру $\Delta\alpha_T$	0,05
Коэффициент избытка воздуха на выходе из котла $\alpha_{ух}$	1,2
Температура воздуха, подаваемого в газовые горелки котла, $t_{в}$, °С	30 (с калорифером)
Температура газов на входе в водогрейный котел (после ГТУ) $t_{вк}$, °С	385
Давление газов в водогрейном котле $p_{вк}$, МПа	0,1
Габаритные размеры топки, мм: глубина a_T ширина b_T высота (от пода до потолка) h_T	6480 5740 19 600
Топливо	Природный газ (см. табл. 4.20)
Общий расход топлива на котел B_T , м ³ /с	5,45

Поскольку в данном случае в камере сгорания ГТГ-12 сжигается природный газ, то содержание вредных выбросов в продуктах сгорания будет полностью определяться эмиссией термических и быстрых оксидов азота. В свою очередь их выход зависит от совокупности концентрационных и температурных полей.

Распределение избытков воздуха по длине пламенной трубы камеры сгорания определялось на основании гидравлического расчета пламенной трубы, а также по данным завода-изготовителя ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект». Среднемассовые температуры газов в любом поперечном сечении пламенной трубы находились из теплового расчета. Полученные графические зависимости изменения локальных избытков воздуха и температуры газов по длине камеры сгорания представлены на рис. 4.59.

Расчет эмиссии NO_x вдоль камеры сгорания проводился совместно с расчетом выгорания топлива на базе предварительно полученных зависимостей температуры и избытков воздуха. Для этого использовалась математическая модель МЭИ, реализованная в пакете прикладных программ (ППП) GORENO [25]. Математическая модель включает механизмы горения углеводородных топлив и образования быстрых, термических и топливных оксидов азота.

Погрешность расчетов в широком диапазоне изменения режимных параметров не превышает 20 %.

Результаты расчетов эмиссии оксидов азота в камере сгорания газовой турбины представлены на рис. 4.12. Образование NO начинается на некотором расстоянии от фронтального горелочного устройства до первого ряда отверстий в стенках пламенной трубы. В данной зоне температура газов изменяется от 1230 до 1630 °С, а локальные избытки воздуха $\alpha_{\text{лок}} < 0,45$. Поэтому выход оксидов азота не столь значителен и полностью определяется эмиссией быстрых NO. Основное выгорание топлива и образования оксидов азота происходит после ввода остального первичного воздуха через систему отверстий и сопел в стенках. Максимальный выход термических оксидов, несмотря на разбавление охлаждающим воздухом через систему сопел, превышает 240 мг/м³ (в пересчете на NO₂).

В хвостовой части пламенной трубы для снижения температуры газов на выходе из камеры сгорания до требуемого уровня $t_3 = 828$ °С осуществляется последовательный ввод вторичного воздуха до значений $\alpha_{\text{лок}} = 4,83$. На этом этапе эмиссия оксидов азота почти не происходит, а концентрация образовавшихся ранее оксидов азота снижается примерно до 102 мг/м³.

После камеры сгорания газы подаются в газовую турбину, где их температура снижается до $t_4 = 385$ °С. Ввиду невысоких температур газов дополнительной эмиссии NO_x в газовой турбине не происходит, и их концентрация остается на прежнем уровне. На выходе из газовой турбины в отработанные газы вводится воздух, который ранее подавался на охлаждение лопаток газовой турбины. В результате $\alpha_{\text{лок}}$ увеличивается до 5,14, а концентрация оксидов азота на выходе из ГТУ благодаря разбавлению снижается до 96 мг/м³. Полученный результат хорошо согласуется с экспериментальными данными, согласно которым содержание NO_x на выходе из ГТГ-12 составляет 95–100 мг/м³ (в расчете на NO₂).

Анализ условий образования оксидов азота вдоль пламенной трубы показал, что основная эмиссия NO происходит после заключительного ввода первичного воздуха через систему сопел и отверстий. Очевидно, что именно в этой области для снижения выхода оксидов азота необходимо реализовать мероприятия, направленные на снижение температуры или концентрации окислителя. Весьма эффективным с точки зрения подавления эмиссии NO_x оказался дозированный локальный впрыск воды в зоне заключительного ввода первичного воздуха. Подача воды в количестве $G_{\text{в}}/G_{\text{т}} = 0,5$ (где $G_{\text{в}}/G_{\text{т}}$ – массовое водотопливное отношение) вследствие снижения уровня максимальных температур позволяет почти в 2 раза сократить выход оксидов азота в камере сгорания и обеспечить содержание NO_x на выходе из ГТГ-12 на уровне 51 мг/м³.

Основным критерием выбора оптимальной схемы сжигания топлива в котле-утилизаторе в отработанных газах ГТУ являлось обеспечение минимального содержания оксидов азота в уходящих из котла газах.

Общими для всех рассмотренных ниже вариантов исходными данными были расходы топлива, отработанных газов ГТУ и воздуха. При этом количество продуктов полного сгорания, образовавшихся в ГТУ, отнесенное к подаваемому в котел суммарному количеству газов ГТУ и дополнительного атмосферного воздуха, составляет долю рециркуляции $R = 24$ %. Наличие газов рециркуляции приводит к уменьшению максимальной температуры вследствие уменьшения концентрации топлива и окислителя в зоне реакции,

в результате чего происходит снижение эмиссии NO_x. Температура газов по высоте топки для каждого варианта определялась с помощью позонных тепловых расчетов топочной камеры.

Первой рассмотрена схема традиционного сжигания топлива в котле-утилизаторе (рис. 4.61, а) при равномерной раздаче топлива, воздуха и отработавших газов по всем восьми горелочным устройствам ($\alpha_r = 1,05$ и $\alpha_t'' = 1,1$). При этом дополнительный воздух предварительно подается в короб отработавших газов ГТУ перед котлом, в результате чего концентрация NO_x в смеси снижается до 89 мг/м³ (рис. 4.62, а). В этом варианте подавление образования NO в топочной камере котла-утилизатора происходит только благодаря присутствию продуктов сгорания ($R = 24\%$) в исходном окислителе. По высоте топки концентрация оксидов азота однозначно возрастает, достигая на выходе 250 мг/м³ (рис. 4.62, а). В пересчете на стандартные условия ($\alpha = 1,4$, сухие продукты сгорания) это составляет 235 мг/м³.

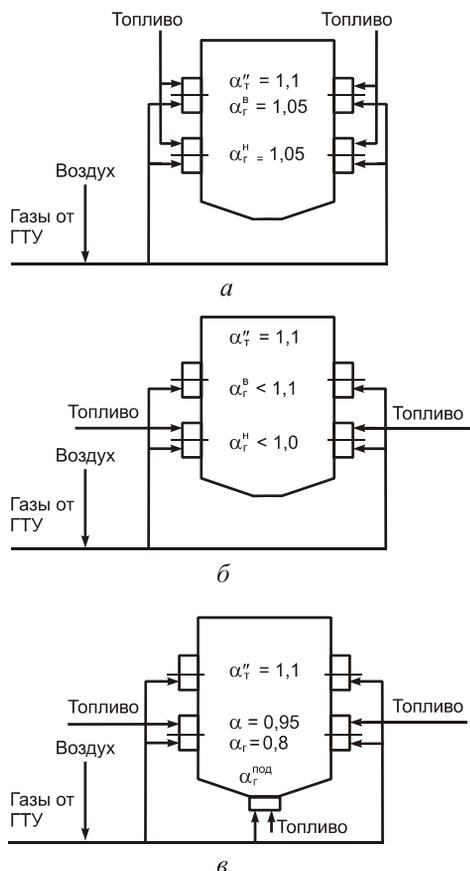


Рис. 4.61. Варианты схем подачи отработанных газов, воздуха и топлива в котел-утилизатор [24].

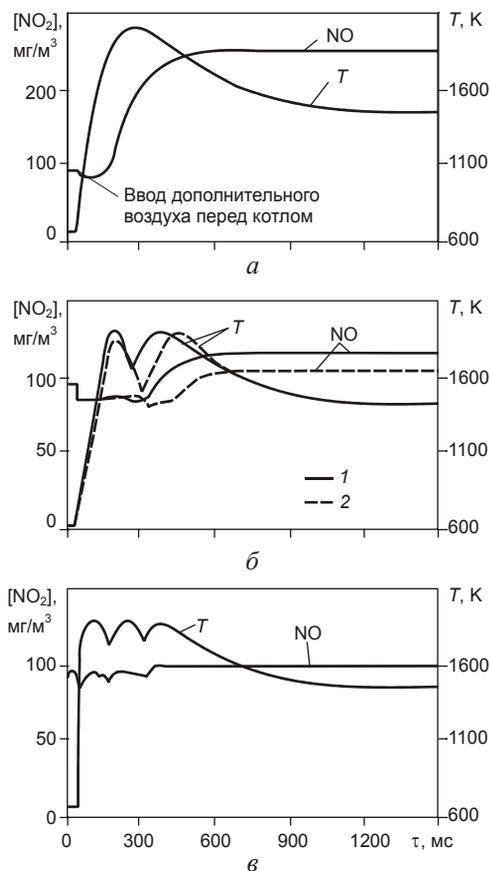


Рис. 4.62. Динамика образования оксидов азота в топке котла-утилизатора в зависимости от схемы сжигания топлива:

1 – $\alpha_r'' = 0,85$; 2 – $\alpha_r'' = 0,75$ [24].

Согласно нормам предельно допустимые выбросы (ПДВ) оксидов азота при сжигании природного газа для существующих энергетических установок действующих ТЭС мощностью менее 300 МВт составляют 350 мг/м^3 , а для новых энергетических установок – 250 мг/м^3 .

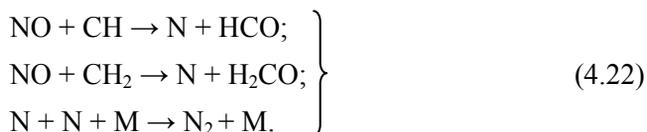
Таким образом, выбросы NO_x в атмосферу при реализации данного варианта не будут превышать ПДВ как для действующего, так и проектируемого оборудования. Очевидно, что рассматриваемый вариант является самым простым с точки зрения его практической реализации и не содержит никаких дополнительных мероприятий кроме организации рециркуляции продуктов сгорания. Известно, что для уменьшения эмиссии термических оксидов азота, которые образуются в котле-утилизаторе, следует снизить концентрацию свободного кислорода и температуру в зоне активного горения. Реализация этого мероприятия за счет рециркуляции ограничивается рассмотренным первым вариантом.

Одним из мероприятий по снижению концентрации кислорода в зоне горения является нестехиометрическое сжигание топлива (см. раздел 6.3).

Практическая реализация нестехиометрического сжигания в рассматриваемом котле-утилизаторе осуществляется путем разбаланса топливовоздушного соотношения между нижним и верхним ярусами горелок. Для этого не требуется никаких капитальных затрат, выбросы оксидов азота в этом случае не превысят 165 мг/м^3 в пересчете на стандартные условия, что существенно ниже ПДВ.

Однако наибольшее снижение эмиссии NO_x из известных внутритопочных мероприятий обеспечивает трехступенчатое сжигание топлива [5]. При трехступенчатой схеме сжигания природного газа последовательно организуются три зоны горения: первая – с $\alpha \geq 1,05$, вторая – с $\alpha = 0,8 \div 0,95$ и третья, в которую подается остаточный воздух для завершения горения топлива с избытками, $\alpha = 1,05 \div 1,1$.

Применительно к рассматриваемой комбинированной энергетической установке трехступенчатая схема сжигания может быть реализована следующим образом. Горение топлива в ГТУ происходит с суммарным избытком воздуха, большим стехиометрического ($\alpha_{\text{ГТУ}} = 5,14$). Эту стадию можно рассматривать в качестве первой ступени, где происходит образование NO_x . Две последующие ступени должны быть организованы непосредственно в топке котла-утилизатора (рис. 4.61, б). Вторая (восстановительная) зона реализуется в нижней части топки путем подачи через горелки нижнего яруса топливовоздушной смеси. В этой зоне происходит частичное восстановление образовавшихся ранее в ГТУ оксидов азота по реакциям:



Третья (заключительная) зона образуется в верхней части котла при подаче остального окислителя через горелки верхнего яруса. На рис. 4.62, б приведены результаты расчетов данной схемы для избытков воздуха в горелках нижнего яруса $\alpha_{\text{н}}$ соответственно 0,85 и 0,75. В обоих случаях сум-

марные избытки воздуха на выходе из топки принимались $\alpha_r'' = 1,1$ и присосы в топку $\Delta\alpha_r = 0,05$. В нижней части топки в восстановительной зоне концентрация оксидов азота изменяется незначительно. Объясняется это примерным равенством двух противоположных процессов: восстановления оксидов азота радикалами топлива (см. реакции 4.22) и образования быстрых оксидов азота при $\alpha_{\text{лок}} < 1$. После ввода остаточного окислителя в верхней части топки происходит образование оксидов азота в небольших количествах. В результате на выходе из топки содержание NO_x в дымовых газах увеличивается до 116 мг/м³ при $\alpha_r'' = 0,85$ и до 105 мг/м³ при $\alpha_r'' = 0,75$. В пересчете на сухие газы и $\alpha = 1,4$ это составит соответственно 109 и 99 мг/м³.

Трехступенчатое сжигание может быть реализовано также путем установки на котле дополнительных подовых горелок (рис. 4.61, в). В этом случае через подовые горелки и горелки нижнего яруса осуществляется подача топливозодушной смеси с избытками воздуха $\alpha_r^{\text{пол}}$ соответственно 0,8 и 0,95. Через горелки верхнего яруса, как и в описанных выше вариантах, подается остаточный окислитель. По сравнению с предыдущими вариантами эмиссия оксидов азота в топке котла-утилизатора весьма мала (рис. 4.62, в). Конечная концентрация NO_x не превышает 100 мг/м³, что в пересчете на сухие продукты сгорания и $\alpha = 1,4$ составляет 94 мг/м³.

Таким образом, путем выбора оптимальных схем сжигания топлива в котле-утилизаторе выбросы оксидов азота в атмосферу при эксплуатации рассматриваемой комбинированной энергетической установки на базе ГТУ могут быть снижены до 95–110 мг/м³. Более низкий уровень выбросов можно обеспечить внедрением мероприятий, направленных на подавление эмиссии NO_x в камере сгорания ГТУ.

Литература

1. Сигал И. Я. Повышение экологической эффективности крупных ТЭЦ // Новини енергетики. – 2000. – № 10. – С. 60–66.
2. Костенко Л. И., Тумановский А. Г. Уровни концентрации NO_x в выхлопных газах ГТУ // Газовая пром-сть. – 1989. – № 7. – С. 46–48.
3. Котлер В. М. Снижение выбросов оксидов азота на электростанциях Японии // Теплоэнергетика. – 1998. – № 6. – С. 72–76.
4. Энергоэкологическая оценка работы высокотемпературных печей с горелочными устройствами различной конструкции / Б. С. Сорока, Л. И. Валь, В. М. Кубинский и др. // Проблемы экологии и защиты атмосферы от загрязнений. – 1992, вып. 17. – С. 53–64.
5. Котлер В. Р. Оксиды азота в дымовых газах котлов. – М.: Энергоатомиздат, 1987.
6. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.
7. Росляков П. В., Егорова Л. Е. Методика расчета выбросов оксидов азота паровыми и водогрейными газомазутными котлами // Теплоэнергетика. – 1997. – № 4. – С. 67–74.
8. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). / Под ред. Н. В. Кузнецова, В. В. Митора, И. Е. Дубовского, Э. С. Красиной. – М.: Энергия, 1973.

9. Безгрешнов А. Н., Липов Ю. М., Шлейфер Б. М. Расчет паровых котлов в примерах и задачах. – М.: Энергоатомиздат, 1991.
10. Морозов О. В., Горбаненко А. Д. Образование оксидов азота при сжигании газов в среде забалластированного окислителя // Теплоэнергетика. – 1993. – № 1. – С. 39–41.
11. Егорова Л. Е., Росляков П. В., Буркова А. В., Чжун Бэйцин. Математическое моделирование и расчет эмиссии токсичных продуктов сгорания органических топлив // Теплоэнергетика. – 1993. – № 7. – С. 63–68.
12. Росляков П. В. Механизм влияния добавок воды и влагосодержания топлива на образование термических и топливных оксидов азота // Изв. вузов. Энергетика. – 1988. – № 7. – С. 59–64.
13. Исследование способа нестехиометрического сжигания природного газа и мазута / И. А. Факиров, Л. Е. Егорова, И. Л. Ионкин // Теплоэнергетика. – 1997. – № 9. – С. 69–75.
14. Уменьшение выбросов оксидов азота за счет ступенчатого сжигания топлива в промышленных паровых котлах / В. Р. Котлер, Б. Н. Васильев, Е. Д. Кругляк, Э. И. Гольперин // Промышленная энергетика. – 1996. – № 1. – С. 38–42.
15. Реализация нестехиометрического сжигания мазута с целью снижения выбросов оксидов азота / П. В. Росляков, А. В. Вершинин, А. Э. Зелинский и др. // Электрические станции. – 1991. – № 3. – С. 31–35.
16. Сжигание газа в топках котлов ПТВМ, оборудованных горелками ГДС / С. С. Нижник, И. Я. Сигал, С. М. Уваров, Е. С. Карножицкая // Энергетика и электрификация. – 2000. – № 2. – С. 5–9.
17. Double cone dry low NO_x burners meet ВАСТ // Gas Turbine Developments. – 1989, September. – P. 41–45.
18. Туманский А. Г., Гутник М. Н., Соколов К. Ю. Малотоксичные камеры сгорания для энергетических ГТУ // Теплоэнергетика. – 1997. – № 3. – С. 48–52.
19. Гриценко Е., Орлов В., Павлов В. Разработка малоэмиссионных камер сгорания для ГТУ авиационного типа // Газотурбинные технологии. – 2001. – № 6. – С. 6–8.
20. Davis L. B. Dry low NO_x combustion systems for GE heavy-duty gas turbines / GE Power Generation, GER-3568C. – 1992. – 12 p.
21. Everything worth knowing about Wärtsila 25SG gas engines. – Wärtsila Diesel, Goteborg, Jan. 1996. – 11 p.; см. также Wärtsila 220SG – Technology Review. – Информационные материалы Wärtsila NSD Corp. – 14 p.
22. Otto N. A., Benz C. Information gas engines. – Motoren-werke Mannheim AG «DEUTZ MWM». – 27 p.
23. Controlling gas mixture for minimum emissions // Diezel & Gas Turbine Worldwide, 2002, May. – P. 5–6.
24. Минимизация выбросов оксидов азота комбинированными энергетическими установками на базе ГТУ малой мощности / П. В. Росляков, А. В. Буркова, Л. Е. Егорова и др. // Теплоэнергетика. – 1996. – № 7. – С. 49–54.
25. Росляков П. В. Расчет образования топливных оксидов азота при сжигании азотсодержащих топлив // Теплоэнергетика. – 1986. – № 1. – С. 37–41.

КОГЕНЕРАЦИОННО-ХОЛОДИЛЬНЫЕ СТАНЦИИ. О СПЕЦИФИКЕ И ДЕТАЛЯХ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ ПРОЕКТОВ. ПЕРСПЕКТИВЫ КОГЕНЕРАЦИИ ЗА РУБЕЖОМ

Обычная когенерационная установка базируется на двух основных составляющих: электрогенерирующем и теплогенерирующем оборудовании, связанным между собой по газозвоздушному тракту. Для реализации таких схем требуется лишь энергетическая установка на базе газопоршневого, газотурбинного или паротурбинного двигателя, а также паровой или водогрейный котел, или котел-утилизатор. В изложенных выше материалах приведены примеры реализации когенерационных схем в области коммунальной и промышленной теплофикации. Однако, этим не ограничиваются области применения когенерационных технологий: они могут быть применены и в других областях экономики, где сжигается топливо для производства энергии. Во многих случаях сами установки могут быть дополнены абсорбционными холодильными машинами. Некоторые примеры реализации этих решений приведены в данной главе.

1. КОГЕНЕРАЦИОННО-ХОЛОДИЛЬНЫЕ СТАНЦИИ

Одним из способов увеличения летней тепловой нагрузки когенерационных установок, предназначенных для работы в системе коммунального теплоснабжения, как уже отмечалось ранее, является применение абсорбционных холодильных машин с целью генерирования холода, как энергетического продукта, для различных теплотехнологий, либо для кондиционирования. Такие когенерационные установки получили название тригенерационных. Они имеют высокую среднюю энергетическую эффективность ($\text{Кит}_{\text{ср}} > 0,9$) благодаря созданию более-менее равномерной в течение года тепловой нагрузки КОУ за счет взаимной компенсации противоположно изменяющихся отопительной и холодильной нагрузок.

Холодильные установки по принципу действия разделяются на компрессионные и абсорбционные. Первые потребляют электрическую или механическую энергию, а у вторых основным видом энергии является тепловая. Абсорбционная холодильная технология была применена для выработки холода более ста лет назад и используется в основном там, где имеются дешевые источники тепловой энергии в виде горячей воды, пара, продуктов сгорания твердого, жидкого и газообразного топлива и т. д.

Абсорбционный холодильный цикл имеет следующие последовательные стадии:

- выпаривание концентрированного холодильного агента с получением энергии «холода»;
- транспортирование (перекачивание) пара холодильного агента из испарителя в конденсатор при помощи абсорбента;
- конденсацию пара холодильного агента за счет отбора тепловой энергии внешним охладителем и возврат его в испаритель.

Известны различные схемы абсорбционных холодильных машин (АХМ). Применение той или иной схемы зависит от вида внешних источников тепла и от свойств рабочего тела и абсорбента. Наибольшее распространение в холодильной технике получили водоаммиачные и бромистолитиевые абсорбционные холодильные машины.

В АХМ тепловой коэффициент – отношение холодопроизводительности к затраченной тепловой энергии, достигает 0,6–0,7; в компрессионных машинах холодильный коэффициент (отношение холодопроизводительности к затраченной работе) может превышать величину 3–4. Несмотря на сравнительно низкую термодинамическую эффективность абсорбционных холодильных установок, они все чаще используются в когенерационных схемах благодаря своей простоте, надежности и функциональной востребованности.

1.1. Принцип действия абсорбционных холодильных машин [1]

Искусственное охлаждение – это процесс отвода тепла от тела, температура которого ниже температуры окружающей среды. В результате осуществления обратного холодильного цикла это тепло передается среде с более высокой температурой. В процессе охлаждения энтропия тела и его внутренняя энергия уменьшаются.

Согласно 2-му закону термодинамики в природе возможны лишь такие естественно протекающие процессы, в которых энтропия всех участвующих в процессе тел растет или, в идеальном процессе, остается неизменной. Следовательно, в холодильных машинах для осуществления процесса охлаждения должен быть применен какой-либо компенсирующий энергозатратный процесс, увеличивающий энтропию системы. В компрессионных машинах в качестве компенсирующего процесса используется превращение механической энергии в тепловую. В абсорбционных машинах используется непосредственно тепловая энергия источников тепла с температурой выше окружающей среды. К термоэлектрическим охладителям подводится электрическая энергия. Таким образом, абсорбционные холодильные машины относятся к типу теплоиспользующих холодильных машин, т. е. для получения холода в них используется тепловая энергия.

Затрата энергии, необходимая для компенсации уменьшения энтропии, может быть определена с использованием законов термодинамики.

На рис. 5.1 изображен обратный холодильный цикл Карно в TS -диаграмме.

Если представить возможность переноса тепла с температурного уровня T_0 на температурный уровень T без затраты энергии, то площадь $a-4-1-b$ должна

быть равна площади а-3-в-г, где площадь а-4-1-б – удельная холодопроизводительность цикла Q_0 .

В этом случае уменьшение энтропии охлаждаемого тела составит

$$S_1 = \frac{Q_0}{T_0},$$

а увеличение энтропии окружающей среды $S_2 = \frac{Q_0}{T}$. Как видно $S_2 < S_1$, т. е.

происходит уменьшение энтропии системы, что невозможно.

В идеальном случае S_2 должно быть равно S_1 и тогда компенсирующий процесс должен увеличить энтропию системы на величину ΔS , равную $\Delta S = S_1 - S_2$, и, следовательно,

$$\Delta S = \frac{W}{T},$$

где W – затрачиваемая работа в холодильном цикле.

Подставляя значения $S_1, S_2, \Delta S$, получим:

$$\frac{W}{T} \geq \frac{Q_0}{T_0} - \frac{Q_0}{T},$$

откуда

$$W \geq Q_0 \frac{T - T_0}{T_0}.$$

Как видим, затрата работы в обратном холодильном цикле пропорциональна холодопроизводительности и разности температур между теплым и холодным источниками, и обратно пропорциональна температуре охлаждения.

В компрессионных холодильных машинах (КХМ) осуществляется только обратный холодильный цикл, а цикл теплового двигателя, необходимый для привода компрессионной машины, осуществляется на тепловой электростанции.

АХМ представляет собой систему совмещенных в одном агрегате прямого силового и обратного холодильного циклов.

В любой холодильной машине, использующей в качестве рабочего тела жидкий теплоноситель, отвод теплоты от окружающей среды, т. е. генерирование холода, происходит в испарителе в процессе испарения рабочего тела.

В КХМ всасывание пара из испарителя производится компрессором. В абсорбционных машинах этот процесс заменяется процессом поглощения (абсорбции) паров рабочего тела жидкими поглотителями, так называемыми, абсорбентами.

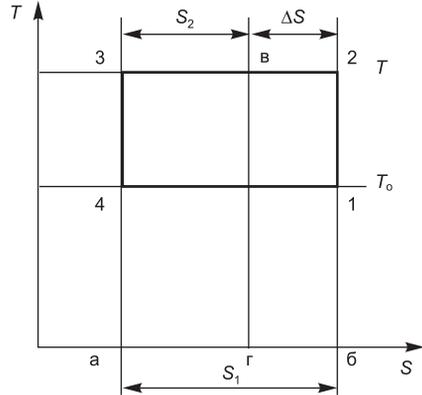


Рис. 5.1. Обратный холодильный цикл Карно.

Процесс нагнетания пара в конденсатор, осуществляемый в компрессионных холодильных машинах компрессором, в абсорбционных машинах заменяется процессом кипения абсорбента, при котором происходит выделение поглощенных в нем паров рабочего тела, т. е. происходит процесс десорбции.

Как видно, процессы, осуществляемые механическим компрессором, т. е. всасывание и нагнетание, могут быть заменены процессами абсорбции и десорбции, в соответствии с чем машина, в которой используются эти процессы, получила название абсорбционной холодильной машины.

Процесс абсорбции осуществляется в аппарате, называемом абсорбером. Процесс десорбции происходит в аппарате-кипятильнике, или, как его часто называют, в генераторе. Совокупность абсорбера и кипятильника называется термокомпрессором. Термокомпрессор включает в себя также насос, обеспечивающий циркуляцию раствора, и дроссельный вентиль, устанавливаемый на линии слабого раствора. Таким образом, термокомпрессор, предназначенный для засасывания пара из испарителя и нагнетания его в конденсатор, для чего используется теплота от внешнего источника, выполняет такую же роль в АХМ, как и любой механический компрессор в КХМ.

Принципиальная схема термокомпрессора показана на рис. 5.2. Пары хладагента из испарителя поступают в абсорбер 1, где поглощаются слабым раствором-абсорбентом. Тепло, выделяющееся в процессе абсорбции, отводится водой. Полученный крепкий раствор насосом 3 подается в генератор 2, обогреваемый каким-либо внешним источником тепла (пар, горячая вода, горячий газ и др.), где из раствора десорбируются пары хладагента. Слабый раствор из генератора через дроссельный вентиль 4 поступает в абсорбер для поглощения пара, а пары хладагента из генератора направляются в конденсатор.

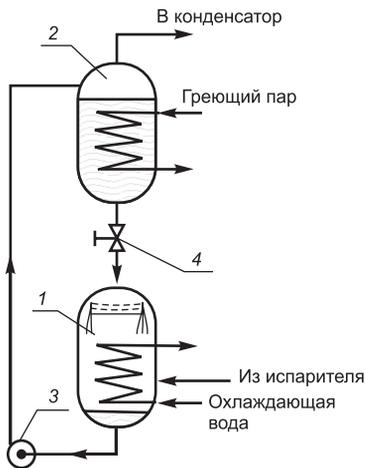


Рис. 5.2. Принципиальная схема термокомпрессора [1].

Как видим, в абсорбционных холодильных машинах применяются не чистые вещества, как в компрессионных, а двухкомпонентные (бинарные) растворы. При этом один из компонентов является холодильным агентом (хладагентом), а другой абсорбентом (поглотителем).

Процесс абсорбции – физический процесс, однако с некоторыми абсорбентами хладагент может вступить в химическую реакцию. Твердые абсорбенты, применяемые в абсорбционных машинах, всегда образуют с хладагентом химическое соединение, т. е. имеет место чисто химический процесс – хемосорбция.

В АХМ может быть осуществлен как непрерывный, так и периодический, процесс. Непрерывный процесс возможен только при применении жидких абсорбентов. В машинах периодического действия могут применяться как жидкие, так и твердые абсорбенты.

На рис. 5.2 показана схема термокомпрессора непрерывного действия, в котором жидкий абсорбент циркулирует по замкнутому контуру.

Теоретические циклы абсорбционной холодильной машины

В абсорбционной холодильной машине холод получается с помощью совмещенных прямого и обратного циклов.

Циклы АХМ осуществляются с помощью бинарных растворов. Наиболее распространенными бинарными растворами в абсорбционных машинах являются водоаммиачный раствор и раствор бромистый литий – вода, причем в первом растворе холодильным агентом является аммиак, а во втором – вода. Абсорбенты должны иметь значительно более высокую нормальную температуру кипения по сравнению с рабочим телом – чем больше разность между нормальными температурами кипения абсорбента и рабочего тела, тем проще схема машины.

Схема абсорбционной холодильной машины непрерывного действия и ее процессы в диаграмме концентрация – энтальпия $\xi-i$ показаны на рис. 5.3.

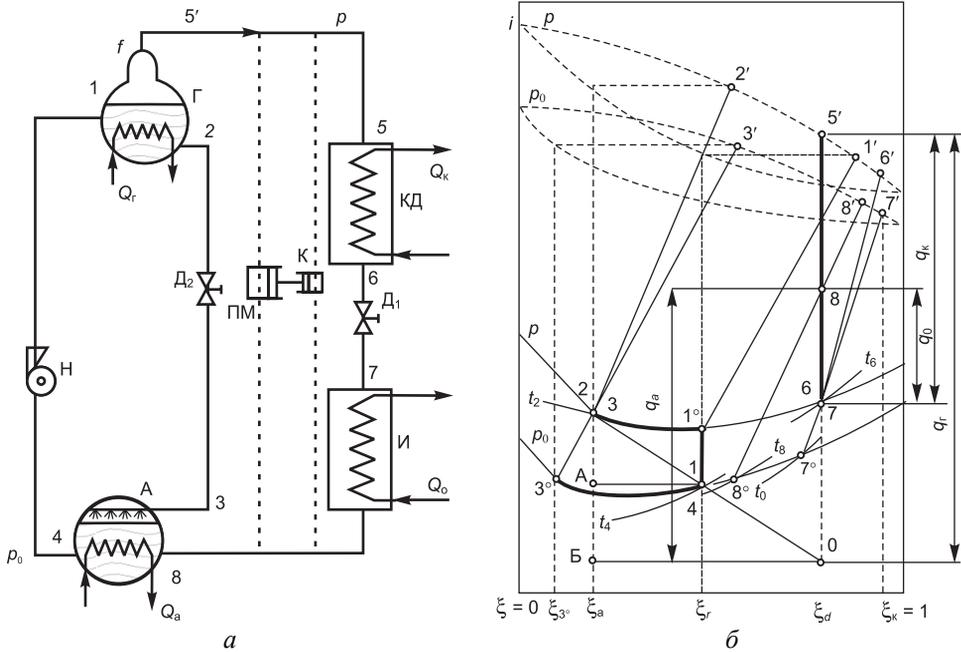


Рис. 5.3. Схема абсорбционной холодильной машины (а) и процессы в $\xi-i$ -диаграмме (б) [1].

Машина работает следующим образом. Крепкий раствор концентрации ξ_r при давлении p_0 и температуре t_4 откачивается насосом Н из абсорбера А и нагнетается в генератор (кипятильник) Г.

Состояние раствора после насоса характеризуется точкой 1. Эта точка в $\xi-i$ -диаграмме совпадает с точкой 4, так как изменением энтальпии раствора при

его прохождении через насос можно пренебречь. Таким образом, состояние раствора на входе в генератор характеризуется параметрами t_4, ξ_s, i_4, p .

В генераторе вследствие подвода тепла от внешнего источника раствор вначале нагревается до равновесного состояния (точка 1°), а затем начинает кипеть. При кипении крепкого раствора образуется пар рабочего тела и абсорбента, который затем поступает в конденсатор КД. При этом концентрация пара (по рабочему телу), поступающего в конденсатор, будет значительно выше концентрации кипящего раствора. Процесс кипения раствора в генераторе протекает при постоянном давлении p и непрерывном изменении концентрации раствора и температуры его кипения. В конце процесса кипения в генераторе раствор имеет параметры t_2, ξ_a, i_2, p (точка 2). Пар, равновесный крепкому раствору в начале его кипения в генераторе, имеет параметры $t_{1^\circ}, \xi_{1'}, i_{1'}, p$ (точка 1'), а равновесный слабому раствору в точке 2' – параметры $t_{2^\circ}, \xi_{2'}, i_{2'}, p$.

Среднее состояние пара, поступающего в конденсатор, характеризуется точкой 5' с параметрами $t_{5'}, \xi_{d'}, i_{5'}, p$. В конденсаторе вследствие отвода тепла Q_k от пара к окружающей среде (воде или воздуху) происходит его охлаждение и конденсация. Так как суммарная концентрация пара и конденсата остаются неизменными, то процесс конденсации в ξ - i -диаграмме характеризуется линией 5'–6. Конденсат на выходе из конденсатора имеет параметры t_6, ξ_d, i_6, p (точка 6). Конденсация пара происходит при давлении p , причем, если нормальные температуры кипения чистого рабочего тела и абсорбента отличаются существенно (на 200–300 °С), то пар содержит только рабочее тело и его конденсация происходит при постоянной температуре.

Жидкость, полученная в конденсаторе, дросселируется в вентиле D_1 (а в обратимом цикле расширяется в расширителе) от давления p в конденсаторе до давления p_0 в испарителе И и поступает в последний. Процесс дросселирования характеризуется постоянной энтальпией и постоянной суммарной концентрацией вещества. Поэтому точка 7, отражающая состояние влажного пара, после дросселирования раствора совпадает в диаграмме с точкой 6. Влажный пар в состоянии 7 имеет параметры t_0, ξ_d, i_7, p_0 . Он состоит из насыщенной жидкости состояния 7° и сухого насыщенного пара состояния 7'. Давление в испарителе зависит от температуры кипения рабочего тела, а температура кипения последнего в свою очередь – от температуры охлаждаемого источника.

В результате подвода тепла Q_0 от охлаждаемого источника в испарителе происходит кипение жидкости и образовавшийся при этом пар состояния 8 поступает в абсорбер. Слабый (по рабочему телу) раствор из генератора через дроссельный вентиль D_2 (или расширитель) также подается в абсорбер. Состояние смеси после ее дросселирования характеризуется точкой 3, совпадающей с точкой 2 (по аналогии с точками 7 и 6). Влажный пар в состоянии 3 имеет параметры $t_{3^\circ}, \xi_d, i_3, p_0$ и состоит из насыщенной жидкости состояния 3° и сухого насыщенного пара состояния 3'. Точка 3' определяется пересечением изотермы t_{3° , проходящей в области влажного пара через точку 3, с давлением p_0 для сухого насыщенного пара.

В генераторе машины поддерживается давление p , а в абсорбере давление p_0 , так как эти аппараты по паровой линии соединены соответственно с конденсатором и испарителем.

В абсорбере происходит поглощение пара слабым раствором, в результате его концентрация повышается и доходит до концентрации, равной начальной в процессе кипения в генераторе. Процесс абсорбции, как правило, сопровождается выделением тепла абсорбции (растворения) Q_a , которое отводится охлаждающей водой или воздухом (внешним источником). Из абсорбера крепкий раствор насосом подается в генератор, и процессы в машине повторяются.

Тепловой баланс простейшей абсорбционной холодильной машины можно записать так:

$$Q_r + Q_o + Q_n = Q_k + Q_a, \quad (5.1)$$

где Q_r – тепло, подведенное в генераторе от греющего источника; Q_o – тепло, подведенное в испарителе от охлаждаемого источника – холодопроизводительность машины; Q_n – тепловой эквивалент работы насоса для подачи крепкого раствора из абсорбера в генератор; Q_k – тепло, отведенное в конденсаторе охлаждающей водой (охлаждающей средой); Q_a – тепло, отведенное в абсорбере охлаждающей водой (охлаждающей средой).

Термодинамическая эффективность циклов абсорбционной холодильной машины определяется тепловым коэффициентом, представляющим отношение холодопроизводительности к сумме затраченного в генераторе тепла и теплового эквивалента работы насоса,

$$\zeta = \frac{Q_o}{Q_r + Q_n}.$$

В связи с тем, что величина Q_n по сравнению с Q_r очень мала, ее можно не учитывать. Тогда тепловой коэффициент машины

$$\zeta = \frac{Q_o}{Q_r}. \quad (5.2)$$

Если к конденсатору КД, дроссельному вентилю D_1 и испарителю И условно подключить компрессор К, то с помощью компрессора и указанных аппаратов будет осуществляться обратный цикл холодильной машины. Приводом для компрессора может служить паровая машина ПМ, работающая в прямом цикле за счет затраты тепла Q_r в генераторе.

Так как вся работа, полученная в паровой машине прямого цикла, полностью расходуется на привод компрессора обратного цикла, то, подавая пар из генератора непосредственно в конденсатор, а из испарителя непосредственно в абсорбер, можно исключить из системы паровую машину и компрессор и тем самым совместить прямой и обратный циклы.

Таким образом, на основе сопоставлений компрессионной (с холодильным коэффициентом ε) и абсорбционной холодильных систем тепловой коэффициент последней можно выразить произведением термического КПД прямого цикла на холодильный коэффициент обратного цикла:

$$\zeta = \eta_r \varepsilon. \quad (5.3)$$

Полная схема абсорбционной холодильной машины включает, кроме перечисленных выше элементов, также регенеративный теплообменник для

теплообмена между крепким раствором, идущим из абсорбера в генератор, и слабым раствором, идущим в обратном направлении.

В машинах с незначительной разностью нормальных температур кипения рабочего тела и абсорбента (например, в водоаммиачных машинах) в схему включают также ректификатор и дефлегматор для повышения концентрации пара на пути от генератора до конденсатора. Схема такой машины и ее процессы в ξ - i -диаграмме изображены на рис. 5.4.

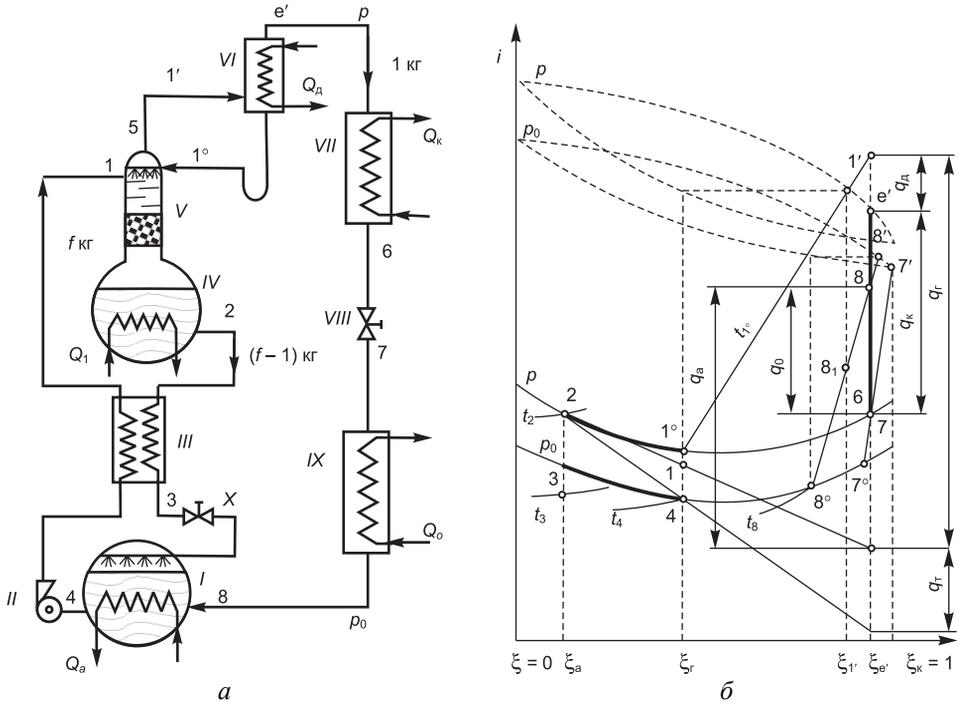


Рис. 5.4. Абсорбционная холодильная машина с теплообменником, ректификатором и водяным дефлегматором [1]:

а – схема машины: I – абсорбер; II – насос крепкого раствора; III – теплообменник растворов; IV – генератор; V – ректификационная колонна; VI – дефлегматор; VII – конденсатор; VIII – дроссельный вентиль рабочего тела; IX – испаритель; X – дроссельный вентиль раствора; б – процессы в ξ - i -диаграмме.

При анализе простейшей схемы машины было установлено, что крепкий раствор выходит из абсорбера в охлажденном состоянии, имея температуру t_4 , и должен быть нагрет до температуры t_1 , т. е. до равновесного состояния, соответствующего давлению p , прежде чем начнется процесс кипения. В то же время горячий слабый раствор, поступающий в абсорбер из генератора, должен быть охлажден до равновесного состояния при давлении p_0 , до того как он сможет абсорбировать пар из испарителя. Если крепкий и слабый растворы будут обмениваться теплом в специальном регенеративном теплообменнике, проходя через него противотоком, то потребуются подводить меньше тепла в генератор от

внешнего греющего источника и меньше отводить тепла из абсорбера охлаждающей водой. Следовательно, тепловой коэффициент машины возрастает.

В простейшей схеме машины из генератора в конденсатор пар поступает в состоянии $5'$, определяемом как среднее состояние пара, образующегося в процессе кипения раствора в генераторе. Устанавливая на выходе пара из генератора ректифицирующее устройство (колпачковые тарелки, кольца Рашига и др.) и осуществляя в нем непосредственный контакт пара с поступающим в противоток крепким раствором, можно в случае идеального тепло- и массообмена повысить концентрацию выходящего пара до концентрации равновесной крепкому раствору, т. е. до состояния 5. Дальнейшее повышение концентрации пара до ξ_e осуществляется в так называемом дефлегматоре – теплообменном аппарате, охлаждаемом водой. Флегма (часть сконденсировавшегося пара) возвращается вновь в генератор. На выходе из дефлегматора (точка e') пар имеет параметры $t_{e'}$, $\xi_{e'}$, $i_{e'}$, p . Возможны и другие схемы ректификации и дефлегмации пара.

В последнее время получила распространение контактная ректификация частью жидкого рабочего тела, возвращаемого из конденсатора в ректификатор (рис. 5.5).

Часть жидкого аммиака поступает из линейного ресивера в ректификационную колонну генератора, а остальная – в испаритель холодильной машины. Крепкий раствор подается в среднюю часть ректификационной колонны и, стекая в противотоке движущемуся вверх пару из генератора, повышает его концентрацию до $\xi_{1'}$. Испаряясь в верхней части ректификатора, жидкий аммиак охлаждает пар концентрации $\xi_{1'}$ и повышает его концентрацию до $\xi_{e'}$. Для обеспечения свободного поступления аммиака в ректификатор необходимо конденсатор и линейный ресивер располагать выше, что является недостатком данной схемы. Однако контактная ректификация жидким аммиаком является очень эффективной и позволяет получить пар высокой концентрации.

В бромистолитиевых абсорбционных машинах разность между нормальными температурами кипения чистого рабочего тела и абсорбента достаточно велика, поэтому в генераторе при кипении раствора образуется однокомпонентный пар рабочего тела. Следовательно, в машине не требуются ректифицирующие устройства, что

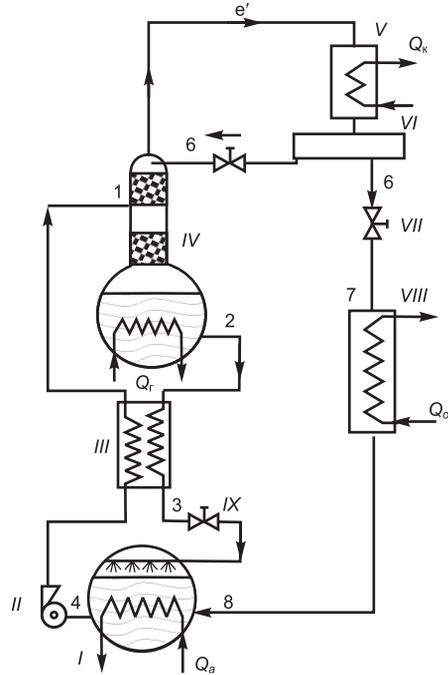


Рис. 5.5. Абсорбционная машина с системой ректификации частью жидкого аммиака из конденсатора [1]:

I – абсорбер; II – насос; III – теплообменник; IV – генератор; V – конденсатор; VI – ресивер; VII – дроссельный вентиль рабочего тела; $VIII$ – испаритель; IX – дроссельный вентиль раствора.

значительно упрощает ее схему (рис. 5.6). Вследствие отсутствия необратимого процесса ректификации тепловой коэффициент бромистолитиевых машин выше водоаммиачных и составляет $\zeta = 0,6 \div 0,7$.

Особенностью циклов бромистолитиевых машин является малая (3,5–4 %) зона дегазации раствора и протекание всех процессов при значительном вакууме. Для сокращения недонасыщения раствора в этих машинах предусматривается рециркуляция раствора через абсорбер. Кипение воды при вакууме связано с образованием больших объемов водяного пара, а следовательно, требует больших проходных сечений в соединительных каналах, особенно между абсорбером и испарителем.

Рабочие процессы абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин аналогичны процессам водоаммиачных машин. Узловые точки теоретических процессов бромистолитиевой холодильной машины на рис. 5.7. Они отмечены цифрами со звездочками. Концентрация вещества вычисляется по бромистому литию. В теоретических процессах предполагается, что водяной пар, выходящий из испарителя (точка 1^{*}) и конденсат на выходе из конденсатора (точка 3^{*}), находятся в состоянии насыщения, точка 2^{*} характеризует состояние раствора при выходе из абсорбера. Водяной пар, выходящий из генератора (точка 3^{1*}), находится в равновесии с раствором среднего состояния между точками 4^{*} и 5^{*}.

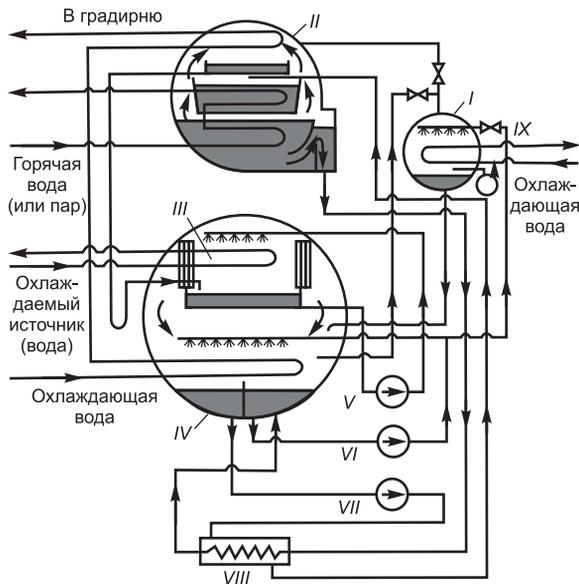


Рис. 5.6. Схема абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины [1]:

I – конденсатор; II – генератор; III – испаритель; IV – абсорбер; V – водяной насос; VI, VII – насосы для раствора; VIII – теплообменник; IX – терморегулирующий вентиль.

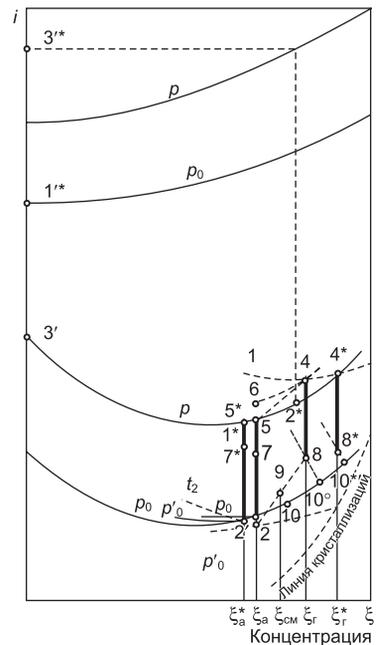


Рис. 5.7. Действительные процессы бромистолитиевой холодильной машины в ξ - i -диаграмме [1].

1.2. Термодинамический расчет абсорбционной холодильной машины

Основными задачами расчета являются определение полных и удельных тепловых потоков в аппаратах, теплового коэффициента АХМ и энергии, затрачиваемой в насосе крепкого раствора [1]. Исходными данными для расчета являются: холодопроизводительность машины Q_o , высшая температура греющего источника T_n , низшая температура охлаждаемого источника T_p и низшая температура охлаждающей воды T_c (температура охлаждающей среды).

По заданным температурным параметрам внешних источников с учетом принятой конечной разности температур в процессах теплообмена в аппаратах машины определяют параметры жидкой и паровой фаз раствора в узловых точках циклов и изображают процессы в термодинамических диаграммах. Для определения параметров состояния крепкого и слабого растворов на выходе из теплообменника (точки 1 и 3, рис. 5.4, б) составляют тепловой баланс аппарата. При этом температуру слабого раствора на выходе из аппарата t_3 принимают с учетом конечной величины поверхности теплообмена – на несколько градусов выше температуры t_4 крепкого раствора, входящего в теплообменник.

При установившемся режиме работы машины для каждого аппарата, так же как и для всей машины, соблюдается равенство между подводимыми и отводимыми количествами тепла. Такое же равенство существует и между подводимыми и отводимыми количествами вещества.

В отличие от теплового баланса простейшей схемы абсорбционной холодильной машины тепловой баланс машины, работающей по полной схеме, включает теплоту Q_d отведенную в дефлегматоре охлаждающей водой:

$$Q_r + Q_n + Q_o = Q_k + Q_a + Q_d. \quad (5.4)$$

По сравнению с другими тепловыми потоками величиной Q_n в расчетах можно пренебречь.

При заданной холодопроизводительности машины Q_o кВт, в конденсаторе конденсируется G_a кг/с пара, а в генератор поступает $G_{кр}$ кг/с крепкого раствора. Тогда количество слабого раствора на выходе из генератора определяется разностью $G_{кр} - G_a$ кг/с. Это же количество раствора поступает в абсорбер, где в результате поглощения G_a кг/с пара из испарителя образуется $G_{кр}$ кг/с крепкого раствора.

Все тепловые расчеты холодильных машин удобнее выполнять, относя тепловые и материальные потоки к 1 кг вещества (рабочего тела), поступающего в конденсатор (в виде пара) и испаритель машины (в виде конденсата):

$$q_r + q_o = q_k + q_a + q_d.$$

Количество крепкого раствора, выходящего из абсорбера, отнесенное к количеству пара, конденсирующегося в конденсаторе и поступающего в испаритель, принято называть кратностью циркуляции f раствора,

$$f = \frac{G_{кр}}{G_a}.$$

Значение кратности циркуляции раствора всегда должно быть больше единицы, т. к. в противном случае произойдет выкипание всего раствора в генераторе и циклы машины будут неосуществимы.

Материальный баланс генератора

$$f\xi_r + R\xi_r = (f-1)\xi_a + (1+R)\xi_{1'}$$

где R – количество флегмы, возвращающейся в генератор из дефлегматора.

Количество флегмы R определяется из материального баланса дефлегматора:

$$(1+R)\xi_{1'} = \xi_{e'} + R\xi_{e^0}$$

где ξ_{e^0} – концентрация флегмы;

$$R = \frac{\xi_{e'} - \xi_{1'}}{\xi_{1'} - \xi_{e^0}}$$

Учитывая малое количество образующейся в дефлегматоре флегмы, по сравнению с паром, проходящим через аппарат, можно принять концентрацию флегмы равной ξ_r , т. е. концентрации раствора, равновесного пару, выходящему из генератора.

Тогда

$$R = \frac{\xi_{e'} - \xi_{1'}}{\xi_{1'} - \xi_r} \quad (5.5)$$

Кратность циркуляции раствора можно определить отношением соответствующих разностей концентраций вещества из баланса генератора с учетом значения R из формулы (5.5)

$$f = \frac{\xi_{e'} - \xi_a}{\xi_r - \xi_a} \quad (5.6)$$

Количество слабого раствора, поступающего в абсорбер, определяется как

$$f - 1 = \frac{\xi_{e'} - \xi_r}{\xi_r - \xi_a}$$

Разность между концентрациями крепкого и слабого растворов часто называют зоной дегазации. Зона дегазации раствора уменьшается с увеличением кратности циркуляции:

$$\xi_r - \xi_a = \frac{1}{f-1} (\xi_{e'} - \xi_r) \quad (5.7)$$

Значения удельных тепловых потоков в аппаратах определяются из тепловых балансов данных аппаратов (рис. 5.8). Так как процессы в аппаратах совершаются при постоянных давлениях, то количество подведенного или отведенного тепла находят по разности энтальпий вещества в конечных точках процессов.

Тепловые балансы отдельных аппаратов машины приведены ниже.

Тепловой баланс дефлегматора. Для определения количества тепла, отводимого водой в дефлегматоре, составим тепловой баланс аппарата. В дефлег-

мотор входит $(1 + R)$ кг пара из генератора с энтальпией i_1' . Теплосодержание входящего вещества будет равным $(1 + R)i_1'$. Выходит из аппарата 1 кг пара с энтальпией i_e' и R кг флегмы с энтальпией i_{10} . Теплосодержание выходящего вещества будет равным $i_e' + Ri_{10}$. Кроме того, от вещества в дефлегматоре отводится водой q_d Дж/кг тепла.

Тепловой баланс аппарата будет

$$(1 + R)i_1' = i_e' + Ri_{10} + q_d.$$

Удельный тепловой поток в дефлегматоре

$$q_d = (1 + R)i_1' - i_e' - Ri_{10}. \quad (5.8)$$

Тепловой баланс генератора.

В генератор поступает f кг крепкого раствора из теплообменника с энтальпией i_1 . Следовательно, энтальпия вещества равна fi_1 . Кроме того, в генератор возвращается из дефлегматора R кг флегмы с энтальпией i_{10} . Энтальпия данного вещества Ri_{10} . К раствору подводится также извне q_r Дж/кг тепла. Из аппарата в конце процесса кипения выходят $(1 + R)$ кг пара с энтальпией i_1' и $(f - 1)$ кг слабого раствора с энтальпией i_2 . Энтальпия всего выходящего вещества равна $(1 + R)i_1' + (f - 1)i_2$. Таким образом, тепловой баланс генератора будет

$$fi_1 + Ri_{10} + q_r = (1 + R)i_1' + (f - 1)i_2,$$

отсюда

$$q_r = (1 + R)i_1' + (f - 1)i_2 - fi_1 - Ri_{10}.$$

Если учесть, что согласно (5.8)

$$(1 + R)i_1' - Ri_{10} = q_d + i_e',$$

то получаем следующее выражение для удельного теплового потока в генераторе

$$q_r = i_e' - i_2 + f(i_2 - i_1) + q_d. \quad (5.9)$$

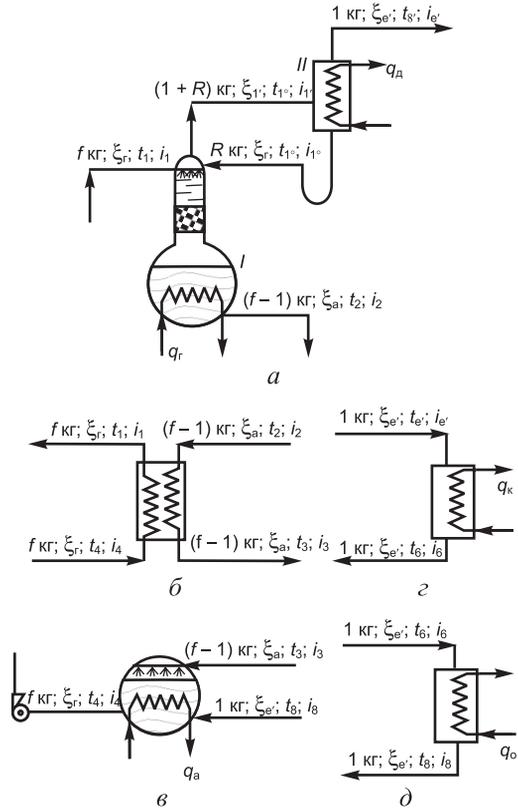


Рис. 5.8. Тепловой и материальный баланс аппаратов [1]:

a – генератор с ректификационной колонной и дефлегматором (*I* – генератор, *II* – дефлегматор); *б* – теплообменник; *в* – абсорбер; *г* – конденсатор; *д* – испаритель.

Значение i_1 определяется из теплового баланса теплообменника

$$f(i_1 - i_4) = (f - 1)(i_2 - i_3) = q_T, \quad (5.10)$$

откуда

$$i_1 = i_4 + \frac{(f - 1)(i_2 - i_3)}{f} = i_4 + \frac{q_T}{f}.$$

Тепловой баланс абсорбера. В абсорбер поступает из теплообменника $(f - 1)$ кг слабого раствора с энтальпией i_3 и 1 кг пара из испарителя с энтальпией i_8 . Выходит из аппарата f кг крепкого раствора с энтальпией i_4 и отводится тепло абсорбции в количестве q_a Дж/кг.

Тепловой баланс аппарата

$$(f - 1)i_3 + i_8 = fi_4 + q_a,$$

отсюда удельный тепловой поток в абсорбере

$$q_a = i_8 - i_3 + f(i_3 - i_4). \quad (5.11)$$

Аналогично описанному выше из тепловых балансов конденсатора и испарителя определяют удельные тепловые потоки в этих аппаратах.

Удельный тепловой поток в конденсаторе

$$q_k = i_{e'} - i_6. \quad (5.12)$$

Удельный тепловой поток в испарителе

$$q_0 = i_8 - i_7.$$

Учитывая, что при дросселировании раствора его энтальпия не изменяется, т. е. $i_7 = i_6$,

$$q_0 = i_8 - i_6. \quad (5.13)$$

Тепловой эквивалент работы, затраченной в насосе,

$$q_n = \nu f(p - p_0), \quad (5.14)$$

где $\nu = 0,001/(1 - 0,35\xi_r)$ – удельный объем крепкого раствора.

Эффективность обратного совмещенного цикла абсорбционной холодильной машины повышается при включении в схему парожидкостного теплообменника (переохладителя), в котором происходит регенеративный теплообмен между жидкостью, выходящей из конденсатора, и паром из испарителя (рис. 5.9, а). Этот теплообмен увеличивает холодопроизводительность обратного цикла и, следовательно, повышает тепловой коэффициент машины. При этом несколько возрастает тепловая нагрузка на абсорбер.

В регенеративном парожидкостном теплообменнике жидкость охлаждается от температуры t_6 до t_{6_1} , а пар нагревается от t_8 до t_{8_1} . При этом удельная холодопроизводительность увеличивается на Δq_0 :

$$\Delta q_0 = i_6 - t_{6_1} = t_{8_1} - i_8.$$

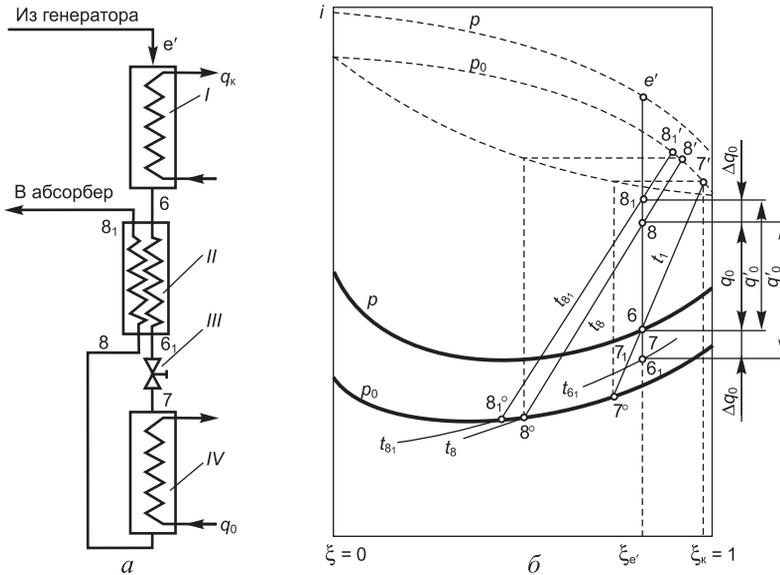


Рис. 5.9. Парожидкостной теплообменник [1]:
 а – схема включения: I – конденсатор; II – парожидкостной теплообменник; III – дроссельный вентиль рабочего тела; IV – испаритель; б – процессы в ξ - i -диаграмме.

Новое значение удельной холодопроизводительности

$$q_0' = q_0 + \Delta q_0 = i_8 - t_{6_1} = t_{8_1} - i_6.$$

На величину охлаждения жидкости в теплообменнике влияет отношение теплоемкостей пара и жидкости. Чем больше разность $(t_{8_1} - t_8)$, тем на большее значение увеличивается удельная холодопроизводительность

$$(t_{8_1} - t_8) \frac{c_p}{c'} = t_{6_1} - t_6.$$

Холодный аммиачный пар в регенеративном теплообменнике нагревается примерно в 2 раза больше, чем охлаждается жидкость, так как для аммиака значение $\frac{c_p}{c'} \approx 0,5$.

Тепловой расчет бромистолитиевой абсорбционной машины выполняют аналогично расчету водоаммиачной машины.

Ниже приведен пример расчета термодинамических параметров водоаммиачной АХМ с теплообменником, ректификатором и дефлегматором, схема которой соответствует рис. 5.4, а при следующих исходных данных:

Давление греющего насыщенного пара (источника теплоты) p_n , МПа	0,5886
Температура греющего пара T_n , К.....	430
Температура охлаждающей воды T_c , К.....	293
Температура охлаждаемого рассола T_p , К.....	263

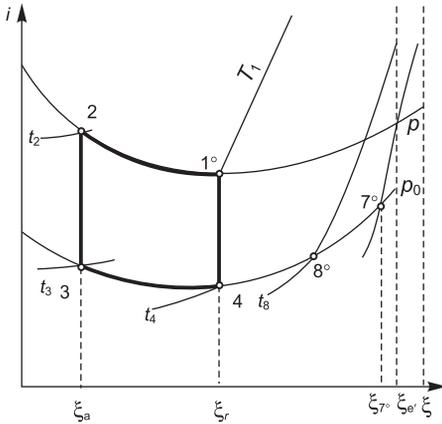


Рис. 5.10. Процессы для жидкой фазы раствора в ξ - i -диаграмме.

Изменение параметров в рабочих процессах для жидкой фазы раствора показан на рис. 5.10.

Принятые значения температур и давлений раствора следующие:

Высшая температура кипения раствора в генераторе

$$T_2 = T_{\text{н}} - \Delta T = 430 - 7 = 423 \text{ К.}$$

Низшая температура раствора в конденсаторе

$$T_6 = T_{\text{с}} + \Delta T = 293 + 5 = 298 \text{ К.}$$

Давление в конденсаторе и генераторе определяется по температуре конденсации чистого аммиака $T = 298 \text{ К}$. Принимается $p = 1,0006 \text{ МПа}$.

Низшая температура раствора в абсорбере при условии параллельной подачи воды в конденсатор и абсорбер

$$T_4 = T_{\text{с}} + \Delta T = 293 + 5 = 298 \text{ К.}$$

Высшая температура раствора в испарителе $T_8 \approx T_{\text{п}} = 263 \text{ К}$.

Низшая температура раствора в испарителе (при обязательном условии $\xi_{7'} < \xi_{e'}$)

$$T_0 = T_7 = T_{\text{п}} - \Delta T = 263 - 4 = 259 \text{ К.}$$

Давление в испарителе и абсорбере

$$p_0 = p_0' - \Delta p_0 = 0,2466 - 0,0504 = 0,1962 \text{ МПа,}$$

где p_0' – давление насыщенного аммиачного пара при $T_0 = 259 \text{ К}$.

Все параметры определены по диаграмме ξ - i для водоаммиачного раствора с учетом исходных данных.

Кратность циркуляции раствора

$$f = \frac{\xi_{e'} - \xi_a}{\xi_r - \xi_a} = \frac{0,997 - 0,105}{0,446 - 0,105} = 2,61 \text{ кг/кг.}$$

Тепловые параметры рабочих тел в аппаратах холодильной машины для выделенных узловых точек схемы приведены в табл. 5.1.

Расход флегмы

$$R = \frac{\xi_{e'} - \xi_{1'}}{\xi_{1'} - \xi_r} = \frac{0,997 - 0,976}{0,976 - 0,446} = 0,0396.$$

Теплота дефлегматора

$$q_{\text{д}} = (1 + R)i_{1'} - i_{e'} - Ri_{1^0} = (1 + 0,0396) \times 1449,74 - 1319,01 - 0,0396 \cdot 79,61 = 184,99 \text{ кДж/кг.}$$

Таблица 5.1

Параметры АХМ в узловых точках

Состояние вещества	T , К	p , МПа	ξ , кг/кг	i , кДж/кг
Жидкость:				
после генератора	$T_2 = 423$	$p = 1,0006$	$\xi_a = 0,105$	$i_2 = 561,46$
после абсорбера	$T_4 = 298$	$p_0 = 0,2354$	$\xi_r = 0,446$	$i_4 = -146,65$
после конденсатора	$T_6 = 298$	$p = 1,0006$	$\xi_{e'} = 0,997$	$i_6 = 115,22$
в начале кипения в генераторе	$T_{1^{\circ}} = 346,5$	$p = 1,0006$	$\xi_r = 0,446$	$i_{1^{\circ}} = 79,61$
Пар:				
после генератора	$T_{1'} = 346,5$	$p = 1,0006$	$\xi_{1'} = 0,976$	$i_{1'} = 1449,7$
после дефлегматора	$T_{e'} = 308$	$p = 1,0006$	$\xi_{e'} = 0,997$	$i_{e'} = 1319,0$
Насыщенный пар при высшей температуре кипения в испарителе	$T_8 = 263$	$p_0 = 0,2354$	$\xi_{\kappa} = 1,000$	$i_{\kappa} = 1262,0$

Теплота генератора при $i_1 \approx i_{1^{\circ}}$

$$q_{\Gamma} = i_{e'} - i_2 + f(i_2 - i_{1^{\circ}}) + q_d = 1319,01 - 561,46 + 2,61(561,46 - 79,61) + 184,99 = 2200,17 \text{ кДж/кг.}$$

Теплота теплообменника

$$q_{\Gamma} = f(i_{1^{\circ}} - i_4) = 2,61(79,61 + 146,65) = 590,54 \text{ кДж/кг.}$$

Состояние слабого раствора после теплообменника

$$i_3 = i_2 - q_{\Gamma} / (f - 1) = 561,46 - 590,54 / (2,61 - 1) = 194,67 \text{ кДж/кг;}$$

$$T_3 = 339,5 \text{ К.}$$

Теплота конденсатора

$$q_{\kappa} = i_{e'} - i_6 = 1319,01 - 115,22 = 1203,79 \text{ кДж/кг.}$$

Теплота испарителя

$$q_0 = i_8 - i_6 = 1235,37 - 115,22 = 1120,15 \text{ кДж/кг,}$$

где

$$i_8 = i_{\kappa} - \frac{1}{k}(\xi_{\kappa} - \xi_{e'}) = 1262,02 - \frac{1}{0,0001126}(1 - 0,997) = 1235,37 \text{ кДж/кг.}$$

Теплота абсорбера

$$q_a = i_8 - i_3 + f(i_3 - i_4) = 1235,37 - 194,67 + 2,61(194,67 + 146,65) = 1931,54 \text{ кДж/кг.}$$

Тепловой баланс:

– теплота подведенная

$$q_{\Gamma} + q_0 = 2200,17 + 1120,15 = 3320,32 \text{ кДж/кг;}$$

– теплота отведенная

$$q_d + q_k + q_a = 184,99 + 1203,79 + 1931,54 = 3320,32 \text{ кДж/кг.}$$

Тепловой коэффициент

$$\zeta = \frac{q_0}{q_r} = \frac{1120,15}{2200,17} = 0,509.$$

1.3. Некоторые свойства АХМ

Абсорбционно-холодильные машины (рис. 5.11) содержат части высокого и низкого давления. Холодильный агент (аммиак) сжижается при высоком давлении (в конденсаторе) и испаряется при низком давлении (в испарителе). Для транспортировки паров хладагента из области низкого давления в область высокого давления в АХМ применяется тепловая компрессор, использующий теплоту в качестве приводной энергии. Основными компонентами теплового компрессора являются абсорбер, десорбер и насос для жидкости. Цикл построен на способности паров аммиака абсорбироваться, образуя раствор аммиака в воде. Этот процесс происходит в абсорбере, который работает при том же давлении (низком), что и испаритель. Водный раствор в абсорбере (слабый, с низкой концентрацией аммиака) поглощает пары аммиака, поступающие из испарителя. Образующийся крепкий раствор (с высокой концентрацией аммиака) подается насосом в десорбер, который работает при том же давлении, что и конденсатор (высокий уровень давления). Благодаря нагреванию в десорбере, этот раствор снова сепарирует пары аммиака, а оставшийся слабый раствор в основном содержит воду.

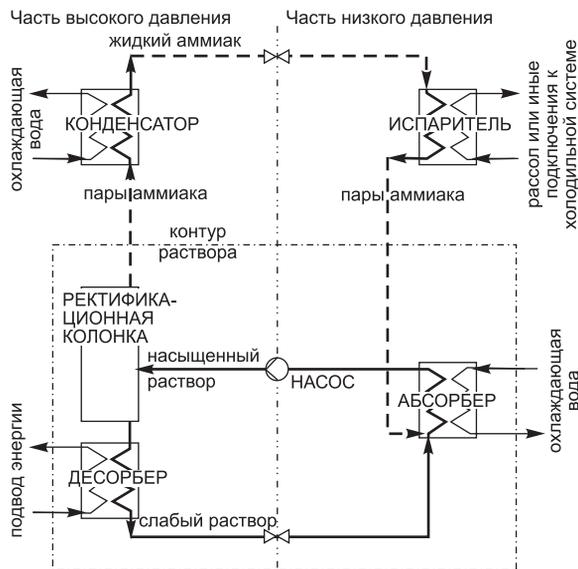


Рис. 5.11. Упрощенная схема абсорбционной холодильной машины.

Слабый раствор подается обратно в абсорбер, а пар очищается, и чистый аммиак поступает в конденсатор, где и сжижается.

Основное отличие КХМ от АХМ состоит в том, что для привода КХМ требуется 100 % электроэнергии, тогда как для АХМ необходимо всего ~ 5 % энергии в виде электричества (для насосов) и 95 % энергии в виде теплоты (для нагрева десорбера). Кроме того, если КХМ требует охлаждения только конденсатора, то в АХМ потребность в охлаждении почти в 2 раза больше, т. к. в дополнение

к конденсатору в АХМ необходимо еще охлаждать и абсорбер (а в общем случае – еще и дефлегматор).

В одноступенчатой холодильной машине с водяным подогревом для получения 1 кВт холода в испарителе должно испаряться около 5 кг/ч хладагента. Это означает, что подводимой к генератору теплоты должно быть достаточно для выпаривания из раствора 5 кг/ч хладагента, который затем конденсируется и возвращается в испаритель. Если используется высокотемпературный источник тепла, то пары хладагента, поступающие из генератора в конденсатор, также будут иметь высокую температуру. Эти пары могут использоваться для повторного подогрева раствора и получения дополнительного количества хладагента для впрыска в испаритель. Для этой цели холодильная машина оснащается вторичным генератором. Он называется низкотемпературным генератором (НТГ), в то время как первичный называется высокотемпературным генератором (ВТГ). В НТГ источником тепла являются пары хладагента, поступающие из ВТГ.

При использовании АХМ двухступенчатой схемы в высокотемпературном генераторе выпаривается только 3 кг/ч хладагента. Это означает, что для получения 1 кВт холода в двухступенчатой холодильной машине требуется подводить меньшее количество тепла, чем в одноступенчатой. Фактически 2 кг/ч хладагента выпаривается за счет использования вторичного тепла, которое могло быть потеряно. Таким образом, при одинаковой холодопроизводительности двухступенчатая холодильная машина потребляет меньшее количество энергии, чем одноступенчатая. Иными словами, эффективность двухступенчатой холодильной машины выше, чем одноступенчатой.

Выше указывалось, что в качестве рабочего тела в АХМ может также применяться водный раствор бромистого лития (LiBr). Бромистый литий – это соль, аналогичная по своим химическим свойствам обыкновенной поваренной соли, хлориду натрия (NaCl). Известно, что в атмосфере с повышенной влажностью поваренная соль сама становится влажной, поскольку поглощает воду из воздуха. Бромистый литий обладает таким же свойством, но его абсорбирующая способность в 17 раз выше, чем у поваренной соли. Чем выше концентрация и чем ниже температура раствора бромистого лития, тем выше его поглощающая способность.

В качестве хладагента в бромистолитиевых абсорбционных холодильных машинах используется вода, обычно дистиллированная. Для повышения поглощающей способности абсорбента в раствор добавляют небольшое количество октилового спирта. Спирт способствует перемешиванию слоя жидкости на трубах в пучке и повышает интенсивность тепло- и массообмена. Однако, избыток спирта нежелателен, поскольку он вызывает закупоривание труб теплообменника и снижение холодопроизводительности.

Поскольку холодильным агентом в бромистолитиевой АХМ является вода, то рабочие процессы в ней протекают под вакуумом и поэтому возможно подсосывание воздуха в цикл. Паровоздушная смесь из абсорбера и конденсатора отводится вакуум-насосами.

Бромистолитиевые холодильные машины имеют ограничения по температуре охлаждаемой воды. На практике, нижним пределом является температу-

ра 4,5–5 °С, хотя в отдельных случаях она может опускаться до 4 °С и даже несколько ниже. Эти ограничения обусловлены использованием воды в качестве хладагента и поэтому они не могут быть устранены добавлением в охлаждаемую воду антифриза, как это делается в традиционных холодильных машинах.

Положительные качества бромистолитиевой машины следующие: малая масса аппаратов; лучшая экономика по сравнению с фреоновым турбокомпрессорным агрегатом при наличии дешевого источника теплоты; по сравнению с водоаммиачным агрегатом упрощается схема за счет исключения ректификатора и дефлегматора, а также несколько повышается тепловой коэффициент за счет улучшения процесса выпаривания хладагента (из-за большей разницы нормальных температур кипения воды и бромистого лития); уменьшается (примерно на 15 %) удельный расход пара на выработку 1 кВт холода.

Недостатком этой машины являются агрессивность бромистого лития к черным металлам, вследствие чего детали абсорбера и генератора приходится выполнять из сплава меди и никеля или в раствор вводить ингибиторы.

Абсорбционные холодильные машины выделяют в атмосферу большее количество тепла, чем традиционные электрические холодильные машины. Это означает, что для них необходимы более производительные градирни. Как правило, количество рассеиваемого тепла превышает холодопроизводительность в 2,5 раза для одноступенчатых и в 1,8 раза – для двухступенчатых холодильных машин. Большое значение имеет температура, при которой тепло отводится из системы, то есть важны температуры охлаждающей воды на входе и выходе из холодильной машины, поскольку охлаждающая вода протекает как через абсорбер, так и через конденсатор. Температура охлаждающей воды значительно сильнее влияет на эффективность абсорбционных холодильных машин, чем традиционных компрессорных. Это должно учитываться при расчетах градирен и систем охлаждения.

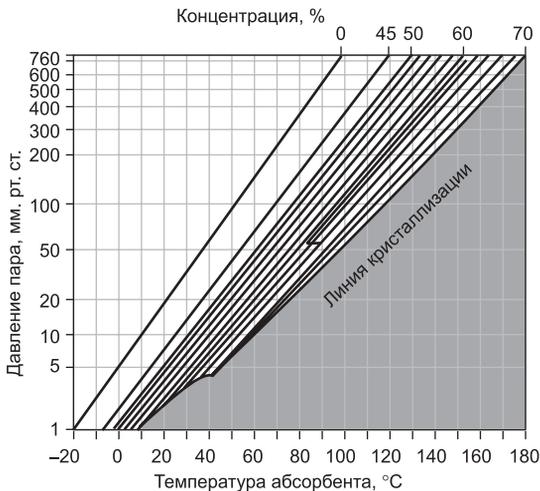


Рис. 5.12. Граничные кривые кристаллизации абсорбента.

Нижний предел температуры охлаждающей воды определяется точкой начала кристаллизации абсорбента, что является одной из главных проблем абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин. Кристаллизация зависит от температуры и концентрации раствора.

Для конкретного раствора можно построить графики зависимости температуры от давления паров абсорбента при различных концентрациях раствора (рис. 5.12). На рисунке выделена линия кристаллизации,

показывающая максимально возможную концентрацию раствора при данной температуре. Справа от линии кристаллизации соль присутствует в растворе и в жидкой, и в твердой фазе.

При изменении уровня рабочих температур холодильной машины цикл на диаграмме сдвигается: температуры и концентрация абсорбента должны быть такими, чтобы цикл протекал левее линии кристаллизации.

Кристаллизацию раствора в абсорбционной холодильной машине могут вызвать следующие причины: низкая входная температура охлаждающей воды; недостаточный вакуум в сосудах; недостаточный расход раствора; перегрев генератора.

Эффективность АХМ выражается тепловым коэффициентом, равным отношению холодильной мощности к подведенной тепловой мощности. Эта величина сильно зависит от температуры охлаждения (температуры испарения хладагента) и температуры охлаждающей воды $t_{\text{охл}}$. Чем последняя ниже и чем выше температура испарения, тем выше эффективность АХМ (рис. 5.13).

Обеспечение определенной температуры в холодильном контуре возможно лишь при наличии определенного уровня температуры источника подводимой теплоты (пара, горячей воды или горячие газы), и температуры охлаждающей воды (для абсорбера и испарителя). График на рис. 5.14 показывает такую зависимость для пара и горячей воды, как источника подводимой теплоты.

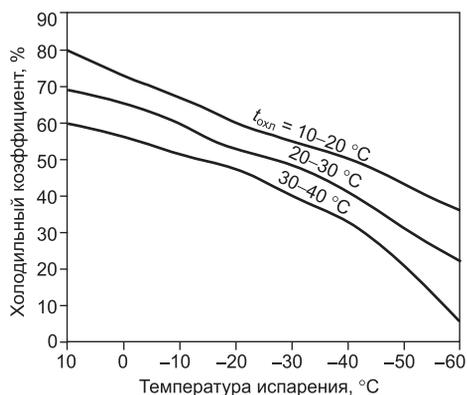


Рис. 5.13. Энергетическая эффективность одноступенчатой холодильной машины.

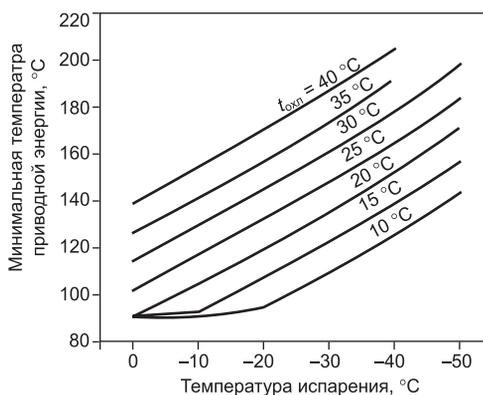


Рис. 5.14. Зависимость минимальной температуры привоной энергии от температуры охлаждающей воды и температуры испарения холодильного агента.

В случае интегрирования АХМ в состав когенерационной станции следует учитывать располагаемые температуры подводимой энергии и охлаждающей воды. Температура источника энергии определяется показателями энергетического двигателя КОУ. Для газопоршневого двигателя температура теплоносителя на выходе из холодильной установки принимается $70\text{ }^{\circ}\text{C}$. Такую же температуру имеет теплоноситель в случае применения водогрейного

котла-утилизатора при использовании энергетической ГТУ. Для парового котла-утилизатора можно принять температуру теплоносителя $140\text{ }^{\circ}\text{C}$, которая отвечает давлению насыщенного пара $0,35\text{ МПа}$.

Выбор температуры хладоносителя определяется, главным образом, потребителем холода и в значительной мере зависит от конкретных условий. Если эта температура лежит в области отрицательных значений, то в качестве теплоносителя применяют солевые растворы NaCl или KCl , который по отношению к сталям, хотя и в незначительной мере, но агрессивный. В некоторых случаях для передачи энергии холода нужен промежуточный теплообменник, в котором повышается температура хладоносителя до плюсового уровня с целью предотвращения обмерзания поверхностей охладительных аппаратов. При снижении температуры хладоносителя ухудшаются показатели холодильной установки при других равных условиях, вследствие уменьшения величины теплового коэффициента. С другой стороны снижение температуры при одинаковых производительностях по холоду позволяет транспортировать энергию при меньших диаметрах трубопровода благодаря меньшему расходу циркулирующего хладагента.

1.4. Когенерационно-холодильные станции

Во многих секторах промышленности когенерационные системы на базе газотурбинных или газопоршневых двигателей применяются для совместной выработки электроэнергии и пара с параметрами, удовлетворяющими базовому технологическому процессу, что позволяет снизить эксплуатационные затраты предприятия или себестоимость продукции. Во многих случаях мощность таких когенерационных систем и продолжительность их работы ограничивают тепловые нагрузки установки.

В абсорбционных холодильных станциях (АХС) возможно использовать избыточную теплоту, получаемую на когенерационной установке, с целью производства холода для технологических нужд. Комбинированная технология получения электроэнергии, теплоты и холода позволяет расширить круг предприятий, заинтересованных во внедрении когенерационных технологий. Когенерация с получением холода является дополнительным инструментом для стимуляции повышения энергетической эффективности сложных технологических процессов и предприятий в целом.

Выбор типа абсорбционной холодильной машины для тригенерационной установки определяется, главным образом, температурой охлаждения, требуемой для технологического процесса, и холодильной нагрузкой. Если требуются температуры охлаждения $t_{\text{охл}} > 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, то используются бромистолитиевые АХМ.

На рис. 5.15 представлен один из возможных вариантов организации комбинированной системы с использованием абсорбционной холодильной машины. Теплота от утилизационного контура КОУ подается в нагреватель десорбера 6, в котором используется для испарения хладагента, а также идет на нагрев слабого раствора, отводимого из генератора. В регенеративном теплообменнике 7 эта теплота внешнего источника и слабого раствора идет на нагрев крепкого раствора, поступающего в генератор из абсорбера. Как видим,

использование теплоносителя в контуре внешнего источника теплоты с температурой в интервале 100–80 °С при температуре охлаждающей воды 15–20 °С позволяет получить температуру в контуре охлаждения (температуру рассола) на уровне –10...–5 °С.

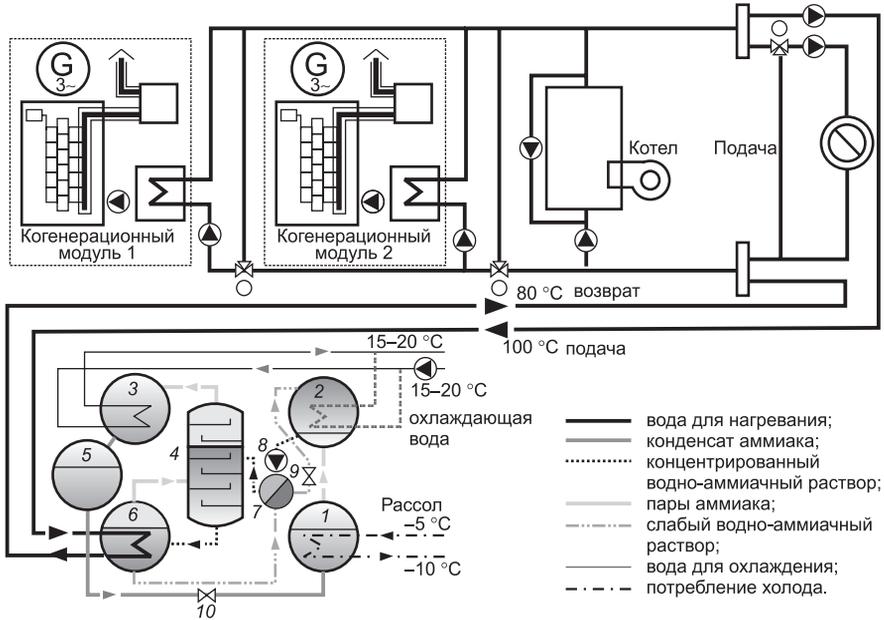


Рис. 5.15. Схема холодильного процесса со встроенной когенерационной системой [2]:

1 – испаритель; 2 – абсорбер; 3 – конденсатор; 4 – ректификатор; 5 – бак для холодильного агента; 6 – нагреватель (генератор); 7 – теплообменник; 8 – насос для раствора; 9 – дроссель для раствора; 10 – дроссель для холодильного агента.

Другая схема включения когенерационной установки в схему холодильной показана на рис. 5.16, согласно которой теплота выхлопных газов теплового двигателя КОУ используется в десорбере либо непосредственно (рис. 5.16, а), либо при помощи промежуточного теплообменника, в котором теплота дымовых газов двигателя переходит вначале в теплоту горячей воды или пара (рис. 5.16, б).

Достоинством схемы (а) является отсутствие дополнительного теплообменника, удешевление установки, улучшение ее компоновки, однако преимуществом схемы (б) является то, что пар или горячую воду, вырабатываемые для АХМ, можно использовать и для других целей, что делает установку более универсальной.

Система управления АХС работает, как правило, независимо от системы управления когенерационной установкой. Если нет потребности в охлаждении, а когенерационная установка продолжает работать, то поток выхлопных газов автоматически байпасирует контур десорбера АХС (рис. 5.16).

Технологические процессы с применением теплоты и холода, расходы которых изменяются во времени, можно оптимизировать, применяя АХС в сочетании с буферным ледяным холодильником. Когда уменьшается или прекращается подача пара на АХС (например, ночью), то включается «ледяной» буфер, а АХС переходит на частичную мощность или вообще останавливается.

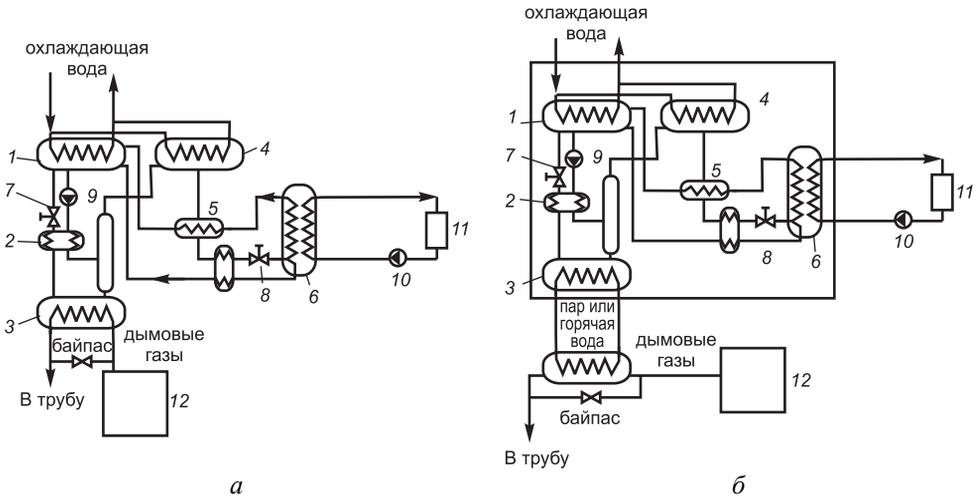


Рис. 5.16. Схема АХС, работающей совместно с когенерационной установкой при использовании теплоты выхлопных газов (а) и горячей воды/пара (б):

1 – абсорбер; 2 – теплообменник растворов; 3 – десорбер; 4 – конденсатор; 5 – парожидкостный теплообменник; 6 – испаритель; 7 – дроссельный вентиль раствора; 8 – дроссельный вентиль рабочего тела; 9 – насос крепкого раствора; 10 – контур рассола; 11 – холодильная установка; 12 – когенерационная установка.

Ниже приведены примеры успешной эксплуатации когенерационно-холодильных установок.

Когенерационная станция Wellesley College (США) работает с 1994 г. [3]. На основании успешной эксплуатации двигателей JMS-616 GS компании Jenbacher установлен дополнительно пятый двигатель-генератор, чтобы покрыть возрастающие потребности в электроэнергии в связи с постройкой новых зданий. В период от 0 до 4 часа утра нагрузка составляет всего 2,5 МВт и работают два двигателя; в другие часы работают все 4 двигателя семь дней в неделю. Электроэнергией обеспечивается весь колледж, но имеется также контракт с городскими властями, по которому покрывается 1,5 МВт пиковой мощности (точнее, нужно обеспечивать 1350 кВт в течение 800 часов в год). Утилизация тепла этих двигателей покрывает около 90 % от минимальной потребности колледжа. Суммарная электрическая мощность 4-х двигателей – 5,6 МВт при 1500 об/мин.

Системы отбора тепла от масла, водяной рубашки и выхлопных газов содержит три тепловых цепи. Одна цепь использует выхлопные газы с тем-

пературой 460 °С и производит 3,63 т/ч пара давлением 0,86 МПа с помощью 4-х котлов-утилизаторов (глушителей) фирмы Eng. Controls Varpophase. Вторая цепь использует тепло водяной рубашки с охладителем, который используется абсорбционным холодильником для производства 400 т/ч холодной воды. Третья цепь обеспечивает станцию и жителей города горячей водой.

Когенерационная станция с газопоршневым двигателем CAT 3616 мощностью 3,3 МВт работает в системе районного теплоснабжения, обеспечивая 85 % годового потребления тепловой энергии. Тепловая схема станции содержит три пластинчатых теплообменника общей тепловой мощностью 3 МВт, которые утилизируют теплоту выхлопных газов и системы охлаждения двигателя для нагрева воды в системе теплоснабжения. Дополнительный теплообменник соединен с градирней и служит для сброса неиспользованной теплоты системы охлаждения двигателя при колебаниях потребляемой мощности теплосети (т. е. выполняет функцию радиатора). Часть утилизируемой тепловой энергии поступает в абсорбционную холодильную станцию для получения холода.

Дополнительно когенерационная станция содержит два газообогреваемых водогрейных котла мощностью по 3,5 МВт и температурой горячей воды 117 °С. Суммарная производительность холодильной станции составляет 3500 т/ч, из которых 300 т/ч производится абсорбционной холодильной машиной; остальной холод вырабатывается компрессионными холодильниками. Температура охлажденной воды +4 °С.

Данный проект тригенерации обеспечивает следующие показатели годовой экономии:

- первичного топлива (природного газа) – 50 000 ГДж;
- эквивалента CO₂ – 10 000 т;
- NO_x – 10 т;
- SO₂ – 60 т.

Основная задача энергоснабжения зданий и промышленных объектов заключается в комбинировании потоков энергии таким образом, чтобы достичь максимального использования первичной энергии и минимального влияния на окружающую среду. Компания MAN Dezentrale Energiesysteme [2] установила более 1200 газовых двигателей и модулей газовых турбин для целей энергоснабжения, а также экологически чистых установок комбинированного производства электроэнергии, тепла и холода.

Комбинированное производство электроэнергии, тепла и холода – наилучшим образом удовлетворяют требование максимально возможного использования первичной энергии. Этот принцип наиболее подходит для энергоснабжения установок по кондиционированию воздуха. Интегрированные энергосистемы данного типа становятся все более популярными для использования в больницах, административных зданиях, промышленных предприятиях, гостиницах, спортивных сооружениях. При работе установок для комбинированного производства электроэнергии и тепла, производимое тепло может не всегда использоваться полностью, например, в летние месяцы. Однако, именно в этот период, как правило, потребность в охлаждении достигает своего максимума.

Таким образом, для кондиционирования воздуха зданий эффективным решением является использование избыточного тепла, возникающего в процессе постоянного производства электроэнергии и переменного сезонного (суточного) производства теплоты, для работы абсорбционных холодильных установок.

Исходя из различных потребностей в электроэнергии, тепле и холоде для каждого здания могут быть разработаны индивидуальные принципы энергоснабжения.

Абсорбционные холодильные установки являются компактными и, благодаря отсутствию каких-либо движущихся механических частей, практически не требуют технического обслуживания. Если для работы компрессорных холодильных установок необходима подача электроэнергии, то абсорбционная холодильная установка работает преимущественно на утилизируемом тепле. В установках кондиционирования воздуха применяются, как правило, бромистолитиевые холодильные машины, в которых в качестве хладагента в абсорберах используется вода, а в качестве абсорбента – нетоксичный, невоспламеняющийся и не имеющий запаха бромистый литий.

Оценка энергетической эффективности холодильных агрегатов, которые потребляют разные виды энергии – электрическую и тепловую, значительно усложняется по сравнению с агрегатом, потребляющим только один вид энергии, например, электрической. Одной из методик является оценка по удельной затрате энергии топлива β на единицу энергии холода. Для агрегатов, которые потребляют только электрическую энергию, показатель β , находится из выражения

$$\beta_э = \frac{1}{\varepsilon \cdot \eta_{эд} \cdot \eta_c \cdot \eta_э}, \quad (5.15)$$

где ε – холодильный коэффициент, $\eta_{эд}$ – КПД электрического двигателя; η_c – КПД передачи электрической энергии по электрической сети; $\eta_э$ – эффективный КПД электростанции.

Принимая $\varepsilon \approx 4$; $\eta_{эд} = 0,9$; $\eta_c = 0,9$ и $\eta_э = 0,34$ получим $\beta_э = 0,91$.

Для агрегатов, которые потребляют тепловую энергию, показатель β находится из выражения

$$\beta_т = \frac{\bar{q}}{\zeta}, \quad (5.16)$$

где ζ – тепловой коэффициент АХМ; \bar{q} – удельные затраты теплоты топлива на единицу тепла, которое потребляет холодильный агрегат.

Величина \bar{q} может изменяться в очень широком интервале – от 0,92 и практически до 0. Большее значение \bar{q} имеет место, если тепловая энергия производится в котельной, меньшее – если эта тепловая энергия получается за счет утилизации уходящих газов других энергетических установок промышленности. Если принять, что $\zeta = 0,5$, то при $\bar{q} = 0,45$ КХМ и АХМ имеют одинаковую эффективность, а в случае, если $\bar{q} \rightarrow 0$ энергетическая эффективность холодильных агрегатов, потребляющих тепловую энергию, возрастает ($\beta_т \rightarrow 0$) и значительно превосходит эффективность агрегатов, которые потребляют электрическую энергию независимо от величины холодильного

коэффициента. В этом случае холодильный коэффициент определяет главным образом удельные затраты на охлаждение χ при производстве энергии холода,

$$\chi = \frac{E_x + E}{E} = 1 + \frac{1}{\varepsilon}. \quad (5.17)$$

Удельные затраты теплоты топлива на единицу тепла, потребляемого АХМ в составе тригенерационной установки можно рассматривать, как $\bar{q} \rightarrow 0$ и поэтому энергетическая эффективность производства энергии холода в таких агрегатах является очень высокой.

Тепловая диаграмма когенерационно-холодильной станции в сравнении с диаграммой для традиционной холодильной машины приведена на рис. 5.17.

В ближайшие годы многие холодильные установки, содержащие хлорфторуглероды, должны быть заменены. Аммиачно-водная среда, используемая для охлаждения, например, на ледовых катках, не создает парникового эффекта и не влияет на глобальное потепление, а также не оказывает отрицательного воздействия на озоновый слой, поэтому абсорбционные установки приобретают все большее значение в качестве жизненно важной альтернативы для защиты окружающей среды и энергосбережения.

Одной из компаний, производящих абсорбционно-холодильные установки различной хладопроизводительности, является голландская фирма Stork, реализующая проект компании Colibry. В качестве холодильного агента на станциях компании Colibry используется аммиак, вследствие чего может производиться холод при температуре от -60°C .

Поскольку основным компонентом АХМ являются теплообменники, то эти станции очень надежны, поэтому в отраслях промышленности (химической, сушка замораживанием) используют именно такие холодильные станции, тре-

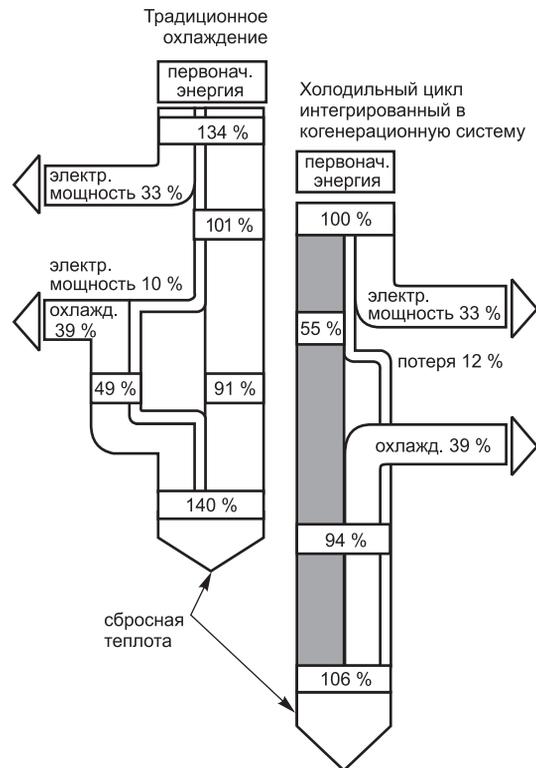


Рис. 5.17. Сравнение потоков энергии в традиционной холодильной машине и АХМ, интегрированной с когенерационной системой [2].

бующие незначительного обслуживания. Этому способствуют такие особенности АХМ, как:

- низкая стоимость обслуживания;
- простота интеграции в существующие системы;
- небольшие затраты для сооружения (АХМ мощностью менее 2 МВт поставляются полностью собранными модулями, готовыми к установке).

Установки имеют автоматическую систему управления, которая обеспечивает безаварийное (бесперебойное) функционирование агрегата. Режимы работы можно адаптировать к конкретным требованиям потребителя. Хорошие характеристики при частичных нагрузках (при снижении требований к уровню охлаждения) станция автоматически переходит к работе на частичных нагрузках. Возможность работы с постоянным тепловым коэффициентом вплоть до нагрузки ниже 20 % от максимальной.

Станции с двумя и более ступенями охлаждения, работающие на аммиаке, могут обеспечить температуру охлаждения до $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ в одной ступени охлаждения. В зависимости от соотношения между холодильной мощностью и температурой охлаждения такие установки могут иметь преимущество в части расхода потребляемой энергии и стоимости в сравнении с одноступенчатыми установками. Установки с двумя ступенями абсорбции применяются в случаях, когда температура подводимой тепловой энергии является слишком низкой для требуемых условий охлаждения. Расход подводимой энергии в таких АХМ значительно выше, чем в одноступенчатых установках той же мощности. Вторая ступень десорбции увеличивает стоимость станции, поэтому используется в случаях, когда цена подводимой тепловой энергии очень низкая по сравнению с альтернативными электрическими компрессионными машинами.

На рынке существует большое количество аммиачных абсорбционных холодильных установок мощностью до 30 кВт (например, холодильники, генераторы холодной воды, работающие на газе). Низкотемпературные абсорберы мощностью более 1 МВт используются на промышленных предприятиях для охлаждения в ходе технологических процессов. Что касается потребности в средней хладопроизводительности в диапазоне от 200 кВт до 1 МВт, новые компактные абсорберы, связанные с когенерационными технологиями, будут являться самыми экономичными решениями в будущем.

АХС производятся следующих типоразмеров:

– тип S – имеет холодопроизводительность 200–600 кВт при температуре охлаждения до $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Этот тип имеет полностью укомплектованный модуль;

– тип M – имеет холодильную мощность 600–1200 кВт при температуре охлаждения до $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($-50\text{ }^{\circ}\text{C}$). Он поставляется в двух модулях заводской сборки (вертикальная этажерка); трех- и пятимодульные станции холодильной мощностью от 1 до 2,5 МВт, с температурой охлаждения до $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ (до $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$). Количество модулей зависит от холодильной мощности и требований потребителя к оборудованию и занимаемой площади;

– тип M-AD – мощностью 500–1000 кВт, температура до $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Это модульная станция вместе с башней охлаждения (градирней). В объем поставки включены испарительные охладители (башни) для абсорбера и конденсатора – они обе прямо интегрированы в схему процесса абсорбции.

Абсорбционный модуль имеет полную заводскую сборку. На площадке Заказчика должны быть выполнены соединения с охлаждающими башнями, системой Заказчика и соответствующими патрубками;

– тип С – с холодильной мощностью более 2,5 МВт и температурой охлаждения до $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Они могут поставляться в виде модуля или отдельных элементов. Эти станции проектируются специально под требования потребителя. Компоновка абсорбционной холодильной станции на площадке потребителя видна из рис. 5.18.

При необходимости части высокого и низкого давления установки могут быть разделены и установлены в разных помещениях на некотором расстоянии друг от друга. Часть высокого давления располагается вблизи источника теплоты, а часть низкого давления – возле части охлаждения (холодильные камеры).

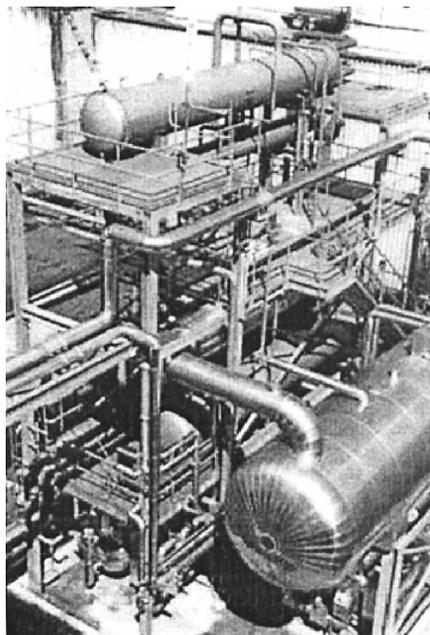


Рис. 5.18. Общий вид абсорбционной холодильной станции компании Stork (Голландия).

1.5. Теплонасосные установки

В отличие от холодильной установки тепловой насос (ТН) применяется для нагревания объекта (например, для отопления помещений).

Тепловой насос (рис. 5.19, а), как и холодильная установка, работает по обратному циклу, т. е. за счет затраты работы в компрессоре К (или теплоты другого потенциала), забирает теплоту q_2 у источника низкой температуры И (теплоотдатчика) и сообщает теплоту q_1 источнику высокой температуры (теплоприемнику ТП), причем $q_1 = q_2 + l_0$ [4]. Источником теплоты низкой температуры для теплового насоса служит окружающая среда, например холодная вода водоемов, которая омывает испаритель И и испаряет в нем хладагент. Теплоприемник (какой-либо потребитель теплоты) теплового насоса получает, таким образом, кроме теплоты q_2 , перенесенной от окружающей среды, теплоту, эквивалентную затраченной работе l_0 (обычно электрической энергии).

Таким образом, циклами тепловых насосов служат циклы холодильных установок, работающих в другой области температур. Для холодильных установок окружающая среда является теплоприемником, куда отводится теплота, а в случае теплового насоса окружающая среда является источником теплоты, которая передается на более высокий температурный уровень. Это различие показано на TS -диаграмме (рис. 5.19, б), где 1' 2' 3' 4' – цикл холодильной установки, а 1 2 3 4 – цикл теплового насоса, т. е. цикл холо-

дильной установки располагается ниже изотермы $T_{\text{окр}}$, соответствующей температуре окружающей среды, а цикл теплового насоса – выше нее.

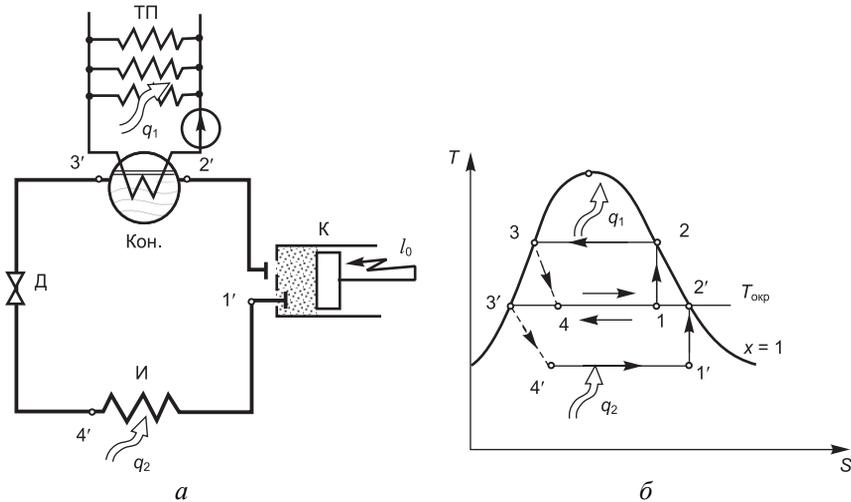


Рис. 5.19. Схема (а) и TS -диаграмма цикла (б) теплового насоса [4].

Экономичность цикла теплового насоса, потребляющего для переноса теплоту работу, характеризуется коэффициентом преобразования теплоты, или отопительным коэффициентом,

$$\Psi = \frac{q_1}{W} = \frac{q_2 + l_0}{W} = \varepsilon + 1, \quad (5.18)$$

где q_1 – количество теплоты, сообщаемое источнику высокой температуры (потребителю теплоты); W – затрачиваемая работа.

Из (5.18) следует, что при холодильном коэффициенте $\varepsilon = 3-4$ потребитель получает в три-четыре раза больше теплоты, чем при обычном электрообогреве и той же затрате электроэнергии l_0 .

Разработки и практическое использование тепловых насосов позволили создать комплексные автономные установки, обеспечивающие теплоснабжение и кондиционирование в любое время года. Тепловые насосы наиболее эффективны при использовании их в местных системах теплоснабжения, хотя за рубежом созданы и эксплуатируются теплонасосные установки (ТНУ) для централизованного теплоснабжения населенных пунктов. Последние используются в городах при высокой плотности застройки, а также при наличии мощных природных источников теплоты или вторичных тепловых ресурсов. Примером могут служить ТНУ мощностью 10 МВт и выше, установленные в г. Стокгольме, и использующие преимущественно теплоту водоемов.

Среди известных типов тепловых насосов наибольшее распространение получили парокомпрессионные. Их мощности лежат в диапазоне от нескольких сот ватт до 1 МВт. В качестве привода могут применяться как электрические, так и тепловые двигатели. Стоимость электродвигателей сравни-

тельно невелика, эксплуатационные затраты на их обслуживание минимальны. Однако они потребляют электроэнергию, выработка которой в настоящее время осуществляется, в основном, на ТЭС с КПД 0,25–0,35.

В последние годы большой интерес проявляется к ТНУ с газовыми и дизельными ДВС в качестве привода. Достоинством подобных систем является возможность использовать теплоту, отводимую системой охлаждения и выхлопными газами этих двигателей, в качестве дополнительного источника теплоты для ТНУ.

Поскольку принципиальных отличий в конструкции холодильных машин и тепловых насосов нет, то стало возможным построение на их базе комплексных установок теплоснабжения, позволяющих осуществлять отопление зданий в холодный период года и охлаждение в теплый.

Тепловой насос можно рассматривать как обращенный тепловой двигатель. Если предположить, что циклы двигателя и теплового насоса в одном и том же температурном интервале обратимы, то коэффициент преобразования (КОП) теплового насоса Ψ (его часто называют еще отопительным коэффициентом, или коэффициентом термотрансформации) можно представить как величину, численно обратную термическому КПД двигателя η_t [5]:

$$\eta_t = \frac{W}{Q_1}; \quad \Psi = \frac{Q_1}{W},$$

где W – работа цикла; Q_1 – теплота, полученная от источника тепла (для двигателя) или переданная теплоприемнику (для теплового насоса).

Для холодильных машин, также являющихся термотрансформаторами, обычно вводят понятие холодильного коэффициента ε , представляющего для идеальных циклов отношение отведенной от охлаждаемых тел теплоты Q_2 к работе цикла

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{W}.$$

Для цикла Карно η_t , Ψ , ε определяются только температурами верхнего и нижнего источников теплоты. Для двигателей отношение их температур (T_1/T_2) должно быть, по возможности, максимальным, для холодильных машин и тепловых насосов его желательно приблизить к единице. Таким образом, коэффициент преобразования идеального теплового насоса определится из зависимости:

$$\Psi = \frac{Q_1}{W} = \frac{T_1}{T_1 - T_2},$$

где T_1 – абсолютная температура теплоприемника; T_2 – абсолютная температура источника теплоты.

Эффективность теплового насоса возрастает с увеличением температуры источника и с уменьшением температуры теплоприемника. Большинство систем отопления, в которых в качестве теплогенератора применен тепловой насос, являются низкотемпературными, причем диапазон рабочих температур теплоносителя обычно лежит в пределах +35...+70 °С. С другой

стороны, наиболее эффективными являются системы, использующие теплоту источника достаточно высокого потенциала ($-10\dots+10\text{ }^\circ\text{C}$). Приняв крайние значения этих температур ($+70\text{ }^\circ\text{C}$ и $-10\text{ }^\circ\text{C}$) для цикла идеального теплового насоса получаем:

$$\Psi = \frac{343}{343 - 263} = 4,3.$$

Для действительных циклов с учетом КПД теплового насоса η_e такое значение КОП может быть достигнуто лишь для более узкого диапазона температур. Приняв значение $\eta_e = 0,6$ получаем действительное значение КОП Ψ_e :

$$\Psi_e = \Psi \cdot \eta_e = 4,3 \cdot 0,6 = 2,58.$$

Повысить значение Ψ и Ψ_e в этом случае можно лишь снизив разность температур теплоприемника и источника теплоты. Так, полагая $T_1 = 323\text{ K}$ и $T_2 = 273\text{ K}$, получаем:

$$\Psi_e = \frac{323}{323 - 273} \cdot 0,6 = 3,88.$$

Численное значение КОП отображает качество теплового насоса как тепловой машины. Однако, для оценки эффективности и, в какой-то мере, качества ТНУ в целом, вводят коэффициент первичной энергии (КПЭ). Помимо КОП коэффициент первичной энергии учитывает КПД привода теплового насоса, потери в агрегатах подвода и отвода теплоты (источника и системы отопления) и др. В общем случае полагают, что КПЭ определяется как отношение полученной полезной теплоты к затратам первичной энергии.

Рассматривая в качестве привода ТНУ электродвигатель и принимая его электрический КПД $0,90\text{--}0,95$, получают достаточно высокие значения КПЭ для ТНУ в сравнении ее с непосредственным электрическим отоплением электронагревательными приборами. Такой подход является некорректным, т. к. следует учитывать КПД электростанции, на которой вырабатывают электроэнергию. С учетом эффективности выработки электроэнергии на ТЭС для ТНУ с приводом от электродвигателя, суммарное значение КПЭ составляет $1,0\text{--}1,5$.

Если сравнивать этот результат с КПД системы обычного теплоснабжения от котельной, для которой КПЭ лежит в пределах $0,7\text{--}0,9$, не учитывая значительных потерь в тепловых сетях, то видны явные преимущества ТНУ. Таким образом, КПЭ количественно характеризует преимущества теплового насоса перед традиционными котельными агрегатами или отопительными печами и его численное значение определяет целесообразность применения ТНУ.

Тепловые двигатели, используемые в качестве привода тепловых насосов, позволяют получить более высокие коэффициенты преобразования энергии за счет использования части отводимой от них теплоты, которая также поступает в систему отопления. Считается, что КПЭ при этом увеличивается в $1,5\text{--}2$ раза в случае применения ГПД с котлом-утилизатором.

Теплонасосные технологии в мире

По прогнозу Мирового энергетического комитета (МИРЭК) к 2020 г. 75 % теплоснабжения (коммунального и производственного) в развитых странах будет осуществляться с помощью ТН.

В настоящее время в мире работает более 30 млн ТН различной мощности – от нескольких кВт до сотен МВт. В США более 30 % жилых зданий оборудованы ТН. В Швеции лишь за последние годы введены в действие более 100 ТНУ (мощностью от 5 до 80 МВт). В Японии ежегодно продается 3 млн ТН (для сравнения, в США – 1 млн). Благодаря Швейцарской национальной программе энергосбережения за три прошедших года в этой стране увеличено производство тепла с помощью ТНУ до 2250 ГВт·ч. Следует отметить, что для реализации этой программы инвесторам были выделены значительные дотации.

В Германии сокращение федеральной поддержки фирм, применяющих ТН, привело к снижению продаж ТН в 80-е годы. Сейчас на каждый кВт тепловой мощности ТН, запущенного в эксплуатацию, выплачивается компенсация. И это при том, что по производству экономичных котлов на жидком или газообразном топливе для централизованного и индивидуального теплоснабжения Германия продолжает занимать одно из первых мест в мире.

В последние годы в России активизированы работы по созданию и внедрению ТН. Лидер по внедрению ТНУ – Новосибирское ЗАО «Энергия», которое начиная с 1990 г. внедрило в России 125 ТН общей мощностью 64,3 МВт на 64 объектах различных отраслей промышленности и ЖКХ. Серийно выпускает ТН завод «Компрессор» (г. Москва).

ПГУ-STIG с ТНУ [6]

При наличии теплового потребителя (который всегда имеется на ТЭЦ) низкопотенциальное тепло конденсации водяных паров в контактном конденсаторе (КК) можно направить в тепловую сеть с помощью теплонасосной установки. При этом себестоимость выработки тепла оказывается в 1,6–1,7 раза ниже, чем при комбинированной выработке его турбинами ТЭЦ.

В табл. 5.2 приведены данные о технико-экономической эффективности замены теплофикационных установок с турбинами Т-100-130 на эквивалентную по тепловой мощности комплексную ПГУ-STIG с ТНУ. Сравнение дается при одинаковом количестве потребляемого природного газа, что очень важно в современных условиях.

Из таблицы видно, что в отопительный период ПГУ-STIG с утилизацией тепла уходящих газов котла-утилизатора (но без ТНУ) обеспечивает существенно более высокую электрическую мощность (170 МВт по сравнению со 100 МВт у турбины Т-100) при меньшем отпуске тепла (76 МВт по сравнению со 185 МВт у Т-100), так как ПГУ-STIG предназначены, прежде всего, для повышения эффективности выработки электричества при установке на ГРЭС. Коэффициент использования тепла топлива у установок с Т-100 оказывается выше (87 % по сравнению с 75 % у ПГУ).

Если с помощью ТНУ, затратив 14 МВт мощности, передать в тепловую сеть 70 МВт, полученные при конденсации водяных паров в КК, то отпуск

тепла ПГУ-STIG с ТНУ увеличится на 84 МВт (70 + 14) и составит 160 МВт, что близко к показателям замещаемой турбины Т-100. Мощность на шинах ПГУ-STIG в связи с отдачей 14 МВт на ТНУ сократится до 156 МВт (170–14), но коэффициент использования тепла топлива возрастет до 97 %.

Таблица 5.2

Технико-экономическая эффективность замены турбоустановок Т-100-130 на комплексные ПГУ-STIG с ТНУ

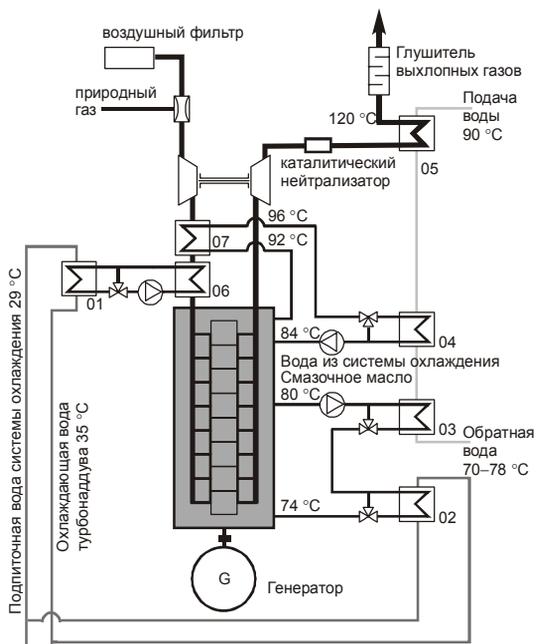
Показатель	Отопительный период, 5000 ч				Летний период, 3 000 ч	
	Т-100	ПГУ-STIG без ТНУ	ПГУ-STIG с ТНУ		Т-100	ПГУ-STIG с ТНУ
			Использование тепла КК	Использование тепла КК и циркуляционной воды		
Выработка электроэнергии $N_{\text{выр}}$, МВт	100	170	170	170	100	149
Отпуск тепла, МВт	185	76	160	185	0	0
В том числе за счет утилизации тепла:						
– уходящих газов	–	76	76	76	–	–
– КК с помощью ТНУ ($Q_{\text{кк}} + N_{\text{ТНУ}}$)	–	–	70 + 14	70 + 14	–	–
– циркуляционной воды станции ($Q_{\text{цв}} + N_{\text{ТНУ}}$)	–	–	–	21 + 4	–	–
Расход тепла топлива, МВт	326	326	326	326	286	286
Расход топлива, т у. т./ч	40	40	40	40	35	35
КПД (эл.), %	31	52	52	52	35	52
Мощность привода ТНУ $N_{\text{ТНУ}}$, МВт	–	–	14	14 + 4 = 18	–	–
Полезная электрическая мощность $N_{\text{отп}} = N_{\text{выр}} - N_{\text{ТНУ}}$, МВт	100	170	156	152	100	149
Коэффициент использования тепла, %	87	75	97	103	35	52

Таким образом, внедрение комплексной ПГУ-STIG с ТНУ позволит эффективно заменять выработавшие ресурс ПТУ и наращивать электрические мощности в условиях ограничения поставок природного газа и дефицита инвестиций. Среднегодовая экономия топлива такими установками по сравнению с традиционными паротурбинными блоками (при одинаковых электрических и тепловых мощностях) составит 26–31 %.

КОГЕНЕРАЦИОННАЯ ГАЗОПОРШНЕВАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ БАНКОВСКОГО ЗДАНИЯ

Когенерационная установка для децентрализованного производства электроэнергии, теплоты и холода сооружена в большом банковском здании в г. Франкфурте (Германия). В этой установке газопоршневые двигатели фирмы MAN B & W вырабатывают электроэнергию, а утилизируемое тепло используется в двух греющих контурах с температурным режимом 90/70 °С и 35/29 °С. Часть тепловой схемы установки показана на рисунке. Дополнительно для покрытия пиковых нагрузок в системе отопления здания установлен котел мощностью 4,5 МВт и температурой воды на выходе 90 °С. В базовом режиме горячая вода подается только от утилизационных теплообменников.

В установке используются два двигатель-генератора фирмы MAN B & W: модели 8L28/32 SI мощностью 1,5 МВт, работающий на природном газе с метановым числом больше 80, и модели 6L32/40 DG мощностью 2,3 МВт, работающий на двойном топливе, причем пилотного (поджигающего) дизельного топлива необходимо всего около 1 % в расчете на подводимую в двигатель энергию топлива. Закрытые контуры систем охлаждения двигателя через теплообменники подают тепло в обогревающие сети здания, при этом входные температуры воды составляют 90 °С и 35 °С. Отопительная сеть здания снабжена двумя баками – теплоаккумуляторами, из которых в зависимости от требований горячая вода подается либо на отопление, либо в абсорбционные холодильные установки, которые снабжают холодной водой (6/12 °С) систему кондиционирования воздуха в летний период. Существующая в здании сеть для охлажденной воды (при 35/29 °С) использует теплоту от второй ступени охладителя наддувочного воздуха двигателя, и направляет эту воду в систему вентиляции и кондиционирования здания. Кроме того, после узла каталитического окисления выхлопных газов установлен парогенератор (только на линии выхлопа двухтопливного двигателя); параметры насыщенного пара – 0,08 МПа/115 °С; используется пар в основном на кухнях и как увлажнитель в воздушных кондиционерах. Возможна частичная утилиза-



Тепловая схема когенерационной установки для банковского здания (второй двигатель не показан).

Существующая в здании сеть для охлажденной воды (при 35/29 °С) использует теплоту от второй ступени охладителя наддувочного воздуха двигателя, и направляет эту воду в систему вентиляции и кондиционирования здания. Кроме того, после узла каталитического окисления выхлопных газов установлен парогенератор (только на линии выхлопа двухтопливного двигателя); параметры насыщенного пара – 0,08 МПа/115 °С; используется пар в основном на кухнях и как увлажнитель в воздушных кондиционерах. Возможна частичная утилиза-

ция тепла и от системы смазки двигателей для отопительной сети 90/70 °С. Однако в рассматриваемой установке тепло системы смазки обоих двигателей утилизируется контуром охлаждающей воды 35/29 °С для вентиляции и кондиционирования. В теплые дни когда эти системы не работают в режиме подогрева воздуха, тепло от сети охлаждающей воды сбрасывается в окружающую среду через градирни.

Когенерационная станция имеет важную особенность в том, что газовый двигатель с искровым зажиганием работает в паре с двухтопливным двигателем, повышая таким образом эксплуатационную гибкость при снижении стоимости установки.

Для удовлетворения требований по выбросам (TA-Luft) на обоих двигателях установлены каталитические окислители несгоревших углеводородов и СО. В цилиндры двухтопливного двигателя природный газ подается под давлением 0,4 МПа при открытии впускных клапанов, одновременно с зарядом воздуха с помощью индивидуального для каждого цилиндра, электронноуправляемого газового клапана. Это способствует однородному перемешиванию газа и свежего воздуха, и образует бедную топливную смесь. Работа двигателя без детонации достигнута благодаря высокому среднему эффективному давлению при одновременном снижении эмиссии NO_x. Зажигание смеси в цилиндре осуществляется струей горячих продуктов сгорания дизельного топлива в форкамере. В связи с наличием последней требуется оснащение двигателя селективным каталитическим нейтрализатором (SCR).

Эксплуатационная гибкость состоит в том, что в случае прерывания подачи природного газа, двухтопливный двигатель можно в процессе работы переключить на 100 % расход дизельного топлива. Выбросы выхлопных газов двигателей 6L32/40 DG – 8L28/32 SI и нормы TA-Luft соответственно (мг/нм³): NO_x < 500 – <250 и 500; СО <650 – <650 и 650 (при 5 % O₂ в сухих продуктах сгорания); HC <150 – <150 и 150.

Рассмотренная когенерационная установка обладает высокой энергетической эффективностью. При использовании в качестве топлива природного газа с метановым числом более 80, электрический КПД двухтопливного двигателя составляет 41,2 %. Наибольшая эффективность утилизации теплоты равна 47,4 % следовательно, по станции в целом КИТ = 88,6 %. В случае, когда утилизируемое тепло идет только на выработку пара и горячей воды (90 °С), т. е. тепловой КПД 37,9 %, коэффициент использования топлива составляет 79,1 %.

Газовый двигатель с искровым зажиганием имеет КПД = 39,3 %; с утилизацией тепла КИТ = 84,5 %.

Технические данные двигателей:

- 8L28/32 SI – 4-тактный, с искровым зажиганием; мощность на клеммах генератора – 1,535 МВт; число оборотов вала – 750 об/мин; восьмицилиндровый с рядным расположением цилиндров; диаметр цилиндра – 280 мм; ход поршня – 320 мм; среднее эффективное давление – 1,62 МПа; масса с генератором – 36,3 т.

- 6L32/40 DG – 4-тактный, с воспламенением от сжатия, двухтопливный с форкамерой (природный газ и дизельное топливо); число оборотов вала – 750 об/мин; шестицилиндровый, рядный, диаметр поршня – 320 мм, ход поршня – 400 мм; цилиндровая мощность – 480 кВт.

1.6. Тригенерационная система энергоснабжения зданий

Ниже рассматриваются характеристики тригенерационной установки малой мощности, предназначенной для автономного энергоснабжения (электроэнергией, теплотой, холодом) школ, административных и производственных учреждений, больниц, отдельных зданий и т. д. Установка строится на базе современных микротурбинных генераторов мощностью 60–200 кВт, которые получают в настоящее время широкое применение в когенерационных технологиях благодаря успехам в газотурбостроении, позволившим существенно повысить их коэффициент полезного действия. Характеристики таких микротурбин более подробно будут рассмотрены отдельно.

Базовая схема микротурбинной генерации (МТГ), показанная на рис. 5.20, построена по регенеративному циклу с одноступенчатой радиальной турбиной и радиальным компрессором [7]. Электрический КПД нетто, равный 30 %, не характерный для установок мощностью 100 кВт, получен при показателях оборудования, представленных в табл. 5.3, благодаря регенерации части теплоты выхлопных газов турбины.

Другая часть этой теплоты используется в абсорбционной холодильной машине.

Для получения требуемого давления топливного газа в схеме применяется топливный компрессор с электроприводом.

Высокая скорость вращения микротурбин требует соответствующую систему управления для поддержания неизменной частоты привода высокочастотного электрогенератора с выпрямлением полученного высокочастотного тока в постоянный и последующего преобразования постоянного тока в переменный с частотой электросети.

На рис. 5.21 показана схема простой тригенерационной установки на основе МТГ, в которой часть утилизируемого тепла выхлопных газов МТГ используется в АХМ для получения холода, а другая часть – для горячего водоснабжения.

На рис. 5.22 показана схема установки, использующей два преобразователя частоты электрического тока: первый для получения такой частоты электрического тока, как во внешней сети, а второй – для управления скоростью вращения компрессора теплового насоса (ТН). Нижним источником

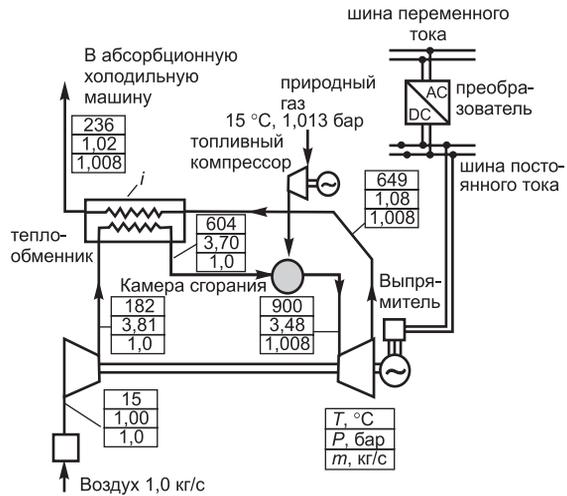


Рис. 5.20. Схема и энергетический баланс базового микротурбинного генератора [7].

тепла для ТН является наружный воздух, а верхним (потребителем тепла) – система горячего водоснабжения. Вода нагревается последовательно в конденсаторе ТН и в экономайзере, расположенном в потоке выхлопных газов МТГ, до температуры примерно 40 °С; температура возврата 30 °С. Коэффициент использования топлива в этой схеме достигает 92 %. В летний период тепловой насос кроме теплоты вырабатывает еще и холодную воду для системы кондиционирования.

Таблица 5.3

Типичные показатели оборудования МТГ

Показатель	Величина
Расход воздуха в цикле, кг/с	1,0
Потери давления в потоке на входе/выхлопе, %	1/1
Потери давления в рекуператоре по воздуху/газу, %	6/3
Потери теплоты в регенераторе, %	2
Минимальный температурный напор в регенераторе, °С	45
Изоэнтروпийный КПД компрессора	0,8
Изоэнтропийный КПД газовой турбины	0,85
Механический КПД	0,99
Электрический КПД генератора	0,92
Потери давления в камере сгорания, %	6
Потери давления в топливной системе КС, %	50
КПД топливного компрессора	0,7
Электромеханический КПД топливного компрессора	0,9

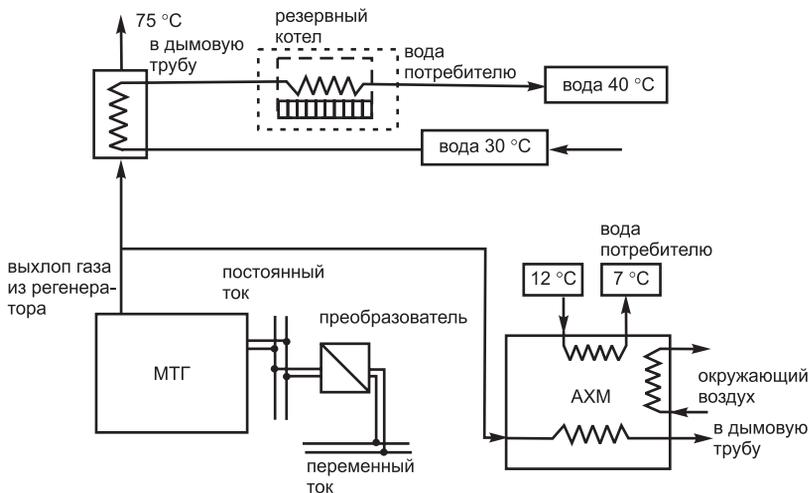


Рис. 5.21. Тригенерационная схема на базе МТГ и абсорбционной машины (МТГ+АХМ) [7].

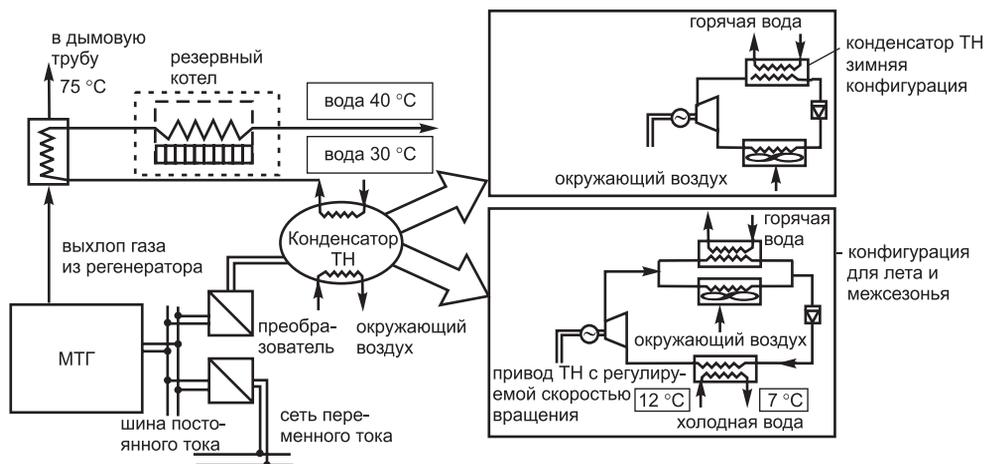


Рис. 5.22. Схема тригенерационной установки на базе МТГ и теплового насоса (МТГ+ТН) [7].

Еще один вариант тригенерационной установки показан на рис. 5.23.

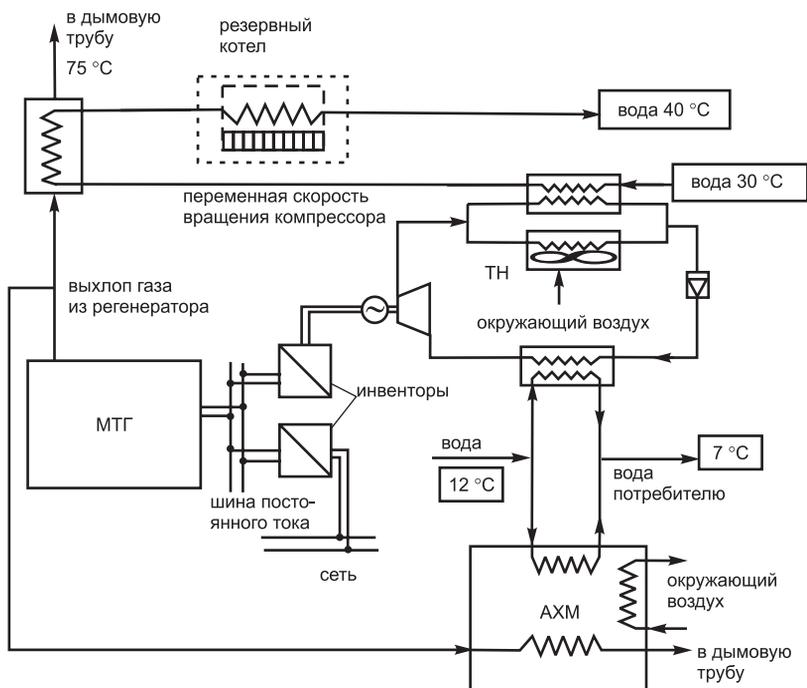


Рис. 5.23. Схема тригенерационной установки на базе МТГ, теплового насоса и абсорбционной холодильной машины (МТГ+ТН+АХМ).

От предыдущей схемы она отличается тем, что третьим полезным продуктом (кроме электроэнергии и теплоты) является холодная вода (+7...+12 °C),

циркулирующая в системе кондиционирования здания и вырабатываемая как в тепловом насосе, так и в АХМ.

Расчетное сравнение энергетических показателей, приведенных выше тригенерационных схем, выполнено на примере энергоснабжения крупного офисного центра в среднеевропейских климатических условиях; соответствующие пиковые нагрузки по электроэнергии, теплоте и холоду, а также длительности периодов указаны в табл. 5.4 и 5.5, а также и на рис. 2.2, приведенном в гл. 2.

Таблица 5.4

Характеристики электрической, тепловой и холодильной нагрузок офисного центра

Показатель	Величина
Максимальная тепловая зимняя нагрузка, кВт	600
Максимальное летняя холодильная нагрузка, кВт	700
Максимальная электрическая нагрузка, кВт	210
Количество рабочих/выходных дней в зимний сезон	42/17
Количество рабочих/выходных дней в летний сезон	58/23
Количество рабочих/выходных дней в межсезонье	140/85
Количество часов со среднегодовой электрической нагрузкой	3067
Количество часов со среднегодовой тепловой нагрузкой	1990
Количество часов со среднегодовой холодильной нагрузкой	1169

Таблица 5.5

Температурные показатели пиковых нагрузок в зимний и летний сезоны

Период	Показатель	Единица измерения	Величина
Зимний сезон, для тепловых нагрузок	Температура окружающего воздуха	°C	-5
	Требуемая температура воды		40
	Температура обратной воды		30
	Требуемая температура в помещении		21
Летний сезон, для холодильной нагрузки	Температура окружающего воздуха	°C	32
	Относительная влажность воздуха		60
	Требуемая температура воды	°C	7
	Температура обратной воды		12
	Требуемая температура в помещении		26
	Требуемая относительная влажность воздуха в помещении	%	50
	Номинальный температурный напор в теплообменнике:	°C	холодильный агент–воздух
холодильный агент– вода			5

Сопоставление схем проводится по четырем основным показателям: электрический КПД электрогенерации $\eta_{\text{э}}$, коэффициент использования топлива $K_{\text{ит}}$, эксергетический КПД системы $\eta_{\text{экс}}$, относительная экономия топлива $\Delta g_{\text{т}}$, рассчитываемые по уравнениям:

$$\eta_{\text{э}} = \frac{N_{\text{э}}}{g_{\text{топ}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (5.19)$$

$$K_{\text{ит}} = \frac{N_{\text{э}} + Q_{\text{т}}}{g_{\text{топ}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (5.20)$$

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{N_{\text{э}} + Ex_{Q_{\text{т}}}}{g_{\text{топ}} \cdot Ex_{\text{топ}}}, \quad (5.21)$$

$$\Delta g_{\text{т}} = 1 - \frac{g_{\text{топ}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{\frac{W_{\text{э}}}{\eta_{\text{эраз}}} + \frac{Q_{\text{т}}}{\eta_{\text{траз}}} + \frac{Q_{\text{хол}}}{\text{КОП}_{\text{раз}}}}, \quad (5.22)$$

где $Ex_{Q_{\text{т}}}$, $Ex_{\text{топ}}$ – эксергия теплоты и топлива, соответственно; $\eta_{\text{эраз}}$, $\eta_{\text{траз}}$, $\text{КОП}_{\text{раз}}$ – эффективность раздельной выработки электроэнергии, теплоты, холода; $g_{\text{топ}}$ – расход топлива в МТГ.

Экономия топлива определяется относительно значений, соответствующих расходу топлива при раздельном производстве электричества, теплоты и холода. Эти данные приведены в табл. 5.6.

Таблица 5.6

Показатели эффективности при раздельном производстве энергий

Показатель	Вариант 1	Вариант 2
КПД выработки электроэнергии, поставляемой в сеть – $\eta_{\text{эраз}}$, %	35	52
КПД котла – $\eta_{\text{траз}}$, %	75	85
Холодильный коэффициент АХМ	2,5	3
Выбросы CO_2 , г/кВт·ч при электрогенерации	600	389
Выбросы CO_2 , г/МДж сожженного топлива	72	56

Примечание: для варианта 1 выбросы CO_2 при электрогенерации отнесены к смеси уголь + мазут + природный газ; для варианта 2 выбросы CO_2 отнесены к смеси керосин + природный газ.

Для сравнения выбраны 2 базовых варианта, отличающиеся эффективностью выработки электроэнергии и КПД котла. В первом варианте электроэнергия вырабатывается на конденсационной ТЭС с КПД 35 %, тепловая энергия вырабатывается с КПД 75 %; во втором варианте – соответственно с КПД 52 % (на ПГУ ТЭС) и 85 %.

Мощность установки выбрана с учетом удовлетворения максимальной (пиковой) нагрузки, поэтому в определенные периоды она эксплуатируется на частичных нагрузках. Система энергоснабжения не зависит от электросети, которая используется только в аварийных ситуациях. Все рассматриваемые схемы должны производить одинаковое количество всех трех видов энергии в течение года, при этом их номинальные мощности различаются, составляя 90 % от установленной мощности установки в каждом случае.

Результаты расчетов приведены в табл. 5.7. Для первой системы номинальная электрическая мощность составляет 370 кВт в летний период, а мощность компрессора ТН – 120 кВт. Для второй системы с переменным током необходимая номинальная мощность составляет 310 кВт, а мощность компрессора – всего 70 кВт, что связано с использованием кроме ТН еще и абсорбционной холодильной машины для выработки холода.

Сравнение установок по величине среднегодового коэффициента преобразования (КОП) холодильных машин показывает, что его наибольшее значение имеет место в установках, в которых ТН работает более продолжительный период и на режимах, близких к номинальным. Все схемы с МТГ характеризуются очень низким электрическим КПД (со среднегодовым значением близким к 25 %), хотя при использовании ТН и АХМ Кит в течение года составляет около 0,8.

Приведенные результаты расчетов экономии топлива показывают, что в сравнении с условиями варианта 1 (энергоснабжение от традиционных ТЭС) тригенерационные схемы с МТГ являются весьма энергоэффективными – экономия топлива составляет 10–20 %. Однако, в сравнении с высокоэффективными системами энергоснабжения (ПГУ) – вариант 2 (табл. 5.6), все рассмотренные варианты тригенерационных схем уступают им по удельному расходу топлива. Это объясняется тем, что в летний период и в межсезонье тепловые нагрузки на установку заметно снижаются и она работает всего 30–35 % времени. Поэтому в среднем за год наблюдается относительный перерасход топлива (на 7–20 %).

Показатели по выбросам CO_2 для микротурбинных систем соответствуют приведенным в табл. 5.7 значениям экономии топлива.

Неудивительно, что схема МТГ+ТН+АХМ имеет лучшие показатели благодаря намного более эффективной утилизации теплоты выхлопных газов МТГ в летний сезон. В связи с меньшей требуемой номинальной мощностью привода компрессора ТН (70 кВт по сравнению с 120 кВт в схеме МТГ+ТН), эта система может также использовать МТГ меньшей мощности, в результате чего она будет работать при более высоких средних нагрузках. Это улучшит топливные показатели установки, однако выигрыш будет несколько ослаблен по двум причинам: первая – необходимостью использования ТН как для нагрева, так и для охлаждения в период межсезонья (т. е. с более низким КОП, чем только для нагрева системой МТГ+ТН) и связанного с применением АХМ большого количества тепла, сбрасываемого в окружающую среду; вторая – наличием больших дополнительных потерь при работе спаренной системы охлаждения (ТН+АХМ) по сравнению с работой только одного ТН. В целом, отличие в общем количестве производимой электроэнергии обеими системами составляет всего лишь 2 %.

Таблица 5.7
Результаты сравнения тригенерационных схем на базе МТГ

Показатель	Системы		
	МТГ+ТН	МТГ+ТН+АХМ	МТГ+АХМ
Номинальная электрическая мощность МТГ (при 15 °С), кВт	370	310	360
Электрическая мощность ТН, кВт	120	70	–
Номинальная холодильная мощность АХМ, кВт	–	300	350
Годовое потребление электроэнергии, МВт·ч	643,9		
Годовое потребление теплоты, МВт·ч	1193,9		
Годовое потребление холода, МВт·ч	818,3		
Покупаемая теплота от котельной за год, МВт·ч	90,5	–	540,3
Покупаемая из сети электроэнергия за год, МВт·ч	48,3		
Полная годовая выработка электроэнергии (нагрузка + ТН/АХМ + вспом. оборудование), МВт·ч	808,2	791,9	775,6
Расход топлива в системе, МВт·ч	3537	3368	3829
Полная эксергия топлива, МВт·ч	3629	3456	3928
Теплота выхлопных газов, переданная в регенераторе, МВт·ч	799,7	660,5	704
Производство холода ТН с приводом переменного тока, МВт·ч	310,3	291,1	–
Производство холода в АХМ, МВт·ч	–	–	527,3
Среднегодовой КПД выработки электроэнергии (η_p)	0,244	0,252	0,215
Среднегодовой отопительный коэффициент ТН ($КОП_{ТН}$)	3,7	4,75	–
Среднегодовой холодильный коэффициент ($КОП_{АХМ}$)	–	5,49	4,7
Среднегодовой Кит	0,751	0,787	0,694
Среднегодовой КПД цикла Карно	0,21	0,221	0,194
Среднегодовая относительная экономия топлива (вариант 1, табл. 5.6)	0,171	0,21	0,106
Среднегодовая относительная экономия топлива (вариант 2, табл. 5.6)	–0,12	–0,066	–0,209
Годовая экономия условного топлива (в. 1), т у. т.	70,8	85,2	46,3
Годовая экономия условного топлива (в. 2), т у. т.	–32,3	–17,9	–56,8
Снижение выбросов CO ₂ (в. 1), т/год	246,8	280,8	189,2
Снижение выбросов CO ₂ (в. 2), т/год	–76	–42	–133,6

Исходя из прогнозной стоимости кВт установленной мощности оборудования, приведенной в табл. 5.8, показано, что наименьшая сумма инвестиций для рассмотренных выше систем требуется для тригенерационной системы МТГ+ТН+АХМ. Суммарные годовые издержки этой системы на 6 % ниже, чем для системы МТГ+ТН.

Таблица 5.8

Инвестиционные затраты на оборудование и его обслуживание

Показатель	Величина
Инвестиционные затраты, USD/кВт	
Микротурбогенератор	600
Тепловой насос	500
Абсорбционный холодильник	160
Распределительные системы	600
Эксплуатационные расходы:	
затраты на топливо, USD/м ³	0,25
эксплуатационные затраты для МТГ, USD/кВт·ч	0,006

Исходя из графиков нагрузок, показанных на рис. 2.2 в гл. 2, можно заключить, что экономически целесообразно в ночные часы летом и в межсезонье, когда оборудование должно работать на предельно низких нагрузках и поэтому с весьма низким КПД, выключать систему и потреблять электроэнергию непосредственно из внешней электросети.

Жилые и общественные здания нуждаются, как правило, в трех видах энергии: электричестве, теплоте и холоде, потребление которых весьма различается как в течение дня (рабочего или выходного), так и по сезонам. Обычные когенерационные установки не обеспечивают этих требований. Как следует из приведенных выше данных, наилучшим решением является тригенерационная схема, включающая МТГ, АХМ и ТН с компрессором с регулируемой частотой вращения. Отношение производства электрической энергии к тепловой (или холоду) в таких схемах может варьироваться в широких пределах, при этом достигаются высокие значения коэффициента преобразования.

Таким образом, по сравнению с простым газотурбинным циклом, показанным на рис. 5.20, комбинированные схемы имеют более высокие капитальные вложения (на 15 %), меньший расход топлива (на 12 %) и меньшие выбросы CO₂. Однако, несмотря на термодинамические преимущества систем МТГ+ТН, они не могут конкурировать с современными, крупными парогазовыми станциями, работающими на природном газе как по экономии топлива, так и по выбросам CO₂.

В табл. 5.9 приведены данные об инвестиционных затратах, топливных и эксплуатационных расходах для рассмотренных когенерационно-холодильных станций.

Таблица 5.9

Годовые издержки для тригенерационных систем

Показатель	Единица измерения	Системы		
		МТГ+ТН	МТГ+ТН+АХМ	МТГ+АХМ
Инвестиционные затраты	USD	312 000	286 000	338 000
Стоимость топлива и обслуживания		98493	93951	105 830
Капиталовложения		40404	37102	43 771
Общие годовые расходы		138 897	131 053	149 601
Экономия затрат на топливо и обслуживание относительно системы МТГ+АХМ	%	6,9	11,2	0,0
Различие капитальных затрат относительно системы МТГ+АХМ		-7,7	-15,2	0,0

2. О СПЕЦИФИКЕ И ДЕТАЛЯХ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ ПРОЕКТОВ

Значительное разнообразие схем когенерационных технологий и существенные отличия приводных тепловых двигателей приводят к тому, что в большинстве случаев когенерационные проекты являются достаточно индивидуальными и представляют некоторый компромисс относительно удовлетворения многочисленных (иногда противоречивых) требований потребителя, в том числе и по условиям основного оборудования. В то же время это не исключает возможности тиражирования (повторения) наиболее успешных когенерационных проектов в сходных областях применения. Например, удачный по технико-экономическим показателям проект ГТУ-ТЭЦ, реализованный на площадке Безымянской ТЭЦ г. Самары с ГТУ НК-37 и котлом-утилизатором завода «Красный котельщик» (г. Таганрог) по сообщениям [8] будет использован при реконструкции Казанской ТЭЦ № 1.

Яркая индивидуальность когенерационных проектов проявляется прежде всего в их специфике и некоторых деталях комбинированной установки, информация о которых позволит расширить представления о возможных методах комбинирования энергоустановок и разнообразить приемы конструкторских и технологических решений при разработке когенерационных проектов. Это будет способствовать и расширению сферы их эффективного применения.

Из не слишком широкого круга публикаций с подробными описаниями неординарных «поучительных» когенерационных проектов для представления ниже отобраны проекты, специфика которых заключалась в том, что:

1) установленные в КОУ гибридные (авиапроизводные) ГТУ-приводы испытаны с несколькими комбинациями газогенераторов и силовых турбин; в комплексе проведенных испытаний КОУ получены параметры процессов и детальные характеристики ее работы при частичных электрических нагрузках ГТУ [9];

2) разработана система подготовки и подачи топливного газа в ГТУ; модернизирована камера сгорания ГТУ для работы на низкокалорийном топливе, а топливный компрессор расположен на одном валу с ГТУ и паровой турбиной [10];

3) проводились испытания по проверке возможности работы ТЭЦ в параллельном (с электросетью) и автономном режимах электрогенерирования, а также при имитации короткого замыкания и отключении линии электропередачи 110 кВ [11];

4) разработанное оборудование, аппаратура и система автоматического управления, позволяют свести к минимуму время перехода к автономной работе КУ при аварии ГТУ и обеспечить наброс тепловой мощности КУ с такой скоростью, которая удерживает параметры технологического теплоносителя в заданных пределах [12, 13];

5) реализованы различные тепловые схемы использования сбросной теплоты газопоршневых двигателей, содержащейся в выхлопных газах (высокотемпературный источник) и отводимой в системе охлаждения двигателя, масляной системе и системе охлаждения наддувочного воздуха (низкотемпературный источник);

6) применены паровой котел на биомассе с циркулирующим кипящим слоем и паровая турбина сравнительно небольшой мощности, но на высокие параметры пара; скруббер для глубокой утилизации теплоты уходящих газов и развитая система управления, использующая волоконно-оптические линии связи [16];

7) реализованы три способа использования пара генерируемого в КУ ГТУ-приводов компрессорных станций: подача пара в паротурбинную установку, сооружаемую на территории КС; подача пара в качестве дополнительного энергоносителя в блок ПГУ-станции или паровой турбины ТЭЦ, находящихся на определенном удалении от КС, для увеличения их электрической мощности; пар подается в качестве технологического, находящимся невдалеке от КС промышленным потребителям, теплицам и пр.

2.1. Промышленная газотурбинная ТЭЦ на базе гибридных ГТУ

Специфика проекта: использование гибридных ГТУ российского производства и проведение обширных экспериментов по уточнению теплотехнических параметров станции при работе на частичных электрических нагрузках и сопоставление их с проектными данными.

Гибридными или авиапроизводными ГТУ названы силовые установки, в которых в качестве газогенератора используется турбокомпрессорный блок от отработавшего проектный ресурс авиационного двигателя (ТРД), а полезная мощность снимается со свободной силовой турбины, корпус которой присоединен к выходной части корпуса турбокомпрессора.

В рамках проекта на ПО «Нафтан» г. Новополоцк (Беларусь) введены в эксплуатацию две КОУ электрической мощностью 20 МВт и паропроизво-

дительностью 45 т/ч каждая [9]. КОУ состоят из ГТУ 55СТ-20 блочно-контейнерного исполнения и котла-утилизатора П-92 (топливо – природный газ).

В 2000–2001 гг. в процессе освоения газотурбинной ТЭЦ, во время плановых остановок и осмотров газогенераторы и силовые турбины заменялись. При испытании использовались пять газогенераторов с разным числом наработки и три силовые турбины.

ГТУ эксплуатировались в базовом режиме с ограничением мощности на уровне 16 МВт при температуре наружного воздуха $t_{\text{нв}} = 15^\circ\text{C}$ и соответствующим снижением мощности при повышении температуры наружного воздуха (например, при $t_{\text{нв}} = 20^\circ\text{C}$ мощность составляла 15 МВт).

По условиям ISO и при мощности близкой к номинальной коэффициент использования топлива в когенерационной установке и коэффициент полезного действия ГТУ по выработке электроэнергии составляют соответственно: 80,3–81,9 % и 25,8–27,9 %, в зависимости от сочетания газогенераторов и силовых турбин.

Одна из возможных причин отклонений экспериментальных характеристик ГТУ от расчетных (проектных) связана с фактическими (меньше проектных) значениями внутренних относительных КПД турбин и компрессоров, вследствие износа газогенераторов при эксплуатации в качестве авиадвигателей.

Гибридная ГТУ 55СТ-20 состоит из двух модулей:

– модуль двухвального газогенератора на базе авиационного двигателя Р29-300 с доработкой узлов для увеличения ресурса и повышения экологичности;

– модуль силовой турбины (МСТ) на базе авиационного двигателя Д-36.

Газовый поток модуля газогенератора поступает в модуль силовой турбины – осевую трехступенчатую турбину, для привода электрогенератора. От МСТ газовый поток поступает в газосборник, откуда направляется в КУ вырабатывающий пар для технологических нужд предприятия.

Паровой котел-утилизатор типа П-92 барабанный, газоплотный, с принудительной циркуляцией, вертикального (башенного) исполнения. Выхлопные газы от ГТУ поступают в нижнюю часть КУ и последовательно проходят пароперегреватель, испарительный контур и водяной экономайзер. После экономайзера дымовые газы через дымовую трубу диаметром 2,8 м, высотой 19,6 м, отводятся в атмосферу (верхняя отметка дымовой трубы – 44,5 м).

Испарительный контур КУ состоит из двух параллельно включенных по воде пакетов поверхностей нагрева. Химподготовленная вода с деаэратора питательными электронасосами типа ЦНСГ(А)-60-231 подается в экономайзер, а затем через регулировочный узел питания котла поступает в барабан. Насыщенный пар из барабана котла, пройдя через конвективную ступень пароперегревателя, поступает в главный паропровод и дальше в паровую магистраль ПО «Нафтан».

Расчетные показатели технической эффективности: мощность номинальная на клеммах электрического генератора не меньше 20 МВт по условиям ISO; сопротивление воздухозаборной системы 714 Па; сопротивление выхлопных устройств и КУ 275 Па, КПД электрогенератора не меньше 97,7 %.

Температура продуктов сгорания за силовой турбиной – 465°C при расходе – 99,5 кг/с; полнота сгорания топлива в камере сгорания – 97,0 %; паро-

производительность КУ – 45,0 т/ч; температура перегретого пара – 285 °С; давление перегретого пара – 1,55 МПа; удельный расход природного газа – 0,250 кг/кВт·ч; КПД ГТУ – 30 %; температура дымовых газов за КУ – 135 °С.

К моменту проведения испытаний общее количество часов работы установки № 1 составляло 6144 ч и установки № 2 – 12 274 ч.

Регулирование нагрузки ГТУ-ТЭЦ осуществлялось изменением давления природного газа перед горелками камеры сгорания.

Верхняя граница нагрузки (максимальная мощность около 16 МВт) ограничивалась достижением максимально допустимой температуры газов за турбиной газогенератора (680–690 °С). Нижняя граница нагрузки (≤10 МВт) ГТУ-ТЭЦ определялась условием бесперебойной и качественной поставки электроэнергии и пара основному производству ПО «Нафтан».

В камере сгорания ГТУ сжигался природный газ со средней теплотворной способностью $Q_n^p = 33,7$ МДж/нм³. Температура природного газа перед ГТУ поддерживалась на уровне 10–25 °С.

Основные эксплуатационные характеристики ГТУ-ТЭЦ приведены в табл. 5.10.

Таблица 5.10

Экспериментально полученные параметры рабочего процесса ГТУ-ТЭЦ

Показатель	Режимы по нагрузке		
	1	2	3
Нагрузка электрическая $N_{э}$, МВт	10,0	15,7	17,7
Температура внешнего воздуха $t_{нв}$, °С	16,0	13,5	6,5
Барометрическое давление B_a , мм рт. ст.	749,5	749,5	747,2
Расход продуктов сгорания $G_{пр. сг}$, кг/с	70,5	87,1	94,7
Избыток воздуха в выхлопных газах, $\alpha_{дв}$	4,33	3,92	4,02
Расход топлива B_r , кг/час	3429,6	4686,0	4954,0
Температура газов перед КУ t_5 , °С	484	469	479
Температура газов перед СТ t_4 , °С	647	671	590
Температура уходящих газов после КУ t_{yx} , °С	138,0	137,0	136,7
Температура питательной воды $t'_{пв}$, °С	81,2	82,7	82,7
Расход питательной воды через вод. эк. $D_{пв}$, т/час	34,9	50,5	52,5
Расход перегретого пара $D_{пг}$, т/час	30,8	41,8	43,7
Расход рециркуляционной воды через деаэратор, $D_{рец}$, т/час	2,94	4,2	4,5
Температура перегретого пара $t_{пг}$, °С	319	323	319,5
Температура воды за водяным экономайзером $t'_{в.э}$, °С	177,3	175,0	172,0
Электрический КПД $\eta_{э}$, %	22,2	25,24	26,9

Изменение атмосферных условий ($t_{нв}$, B_a) существенно влияет на значение основных параметров как газотурбинной установки, так и КУ. Изменения $T_{1к}$,

как функции $t_{\text{нв}}$, и $p_{1к}$, как функции B_a , приводят к изменению температуры газов перед турбиной (T_3), а следовательно, и температуры газов перед КУ.

Правильный выбор расчетного избытка воздуха $\alpha_{\text{дв}}$ при номинальной нагрузке (а следовательно, и T_3) должен обеспечивать необходимые маневренные свойства ГТУ и ее работоспособность в диапазоне нагрузок от «малого газа» до 100 % номинального значения в эксплуатационном диапазоне изменения внешних атмосферных условий. Минимальное значение $\alpha_{\text{дв}}$ при номинальной нагрузке может привести к ограничению нагрузки по температуре перед СТ.

Выбранный для максимальной нагрузки по условиям организации процесса горения в камере сгорания коэффициент избытка воздуха при снижении нагрузки имеет тенденцию к росту вплоть до режима холостого хода.

Повышенное значение избытка воздуха при частичных нагрузках обеспечивает восприятие и хорошее регулирование ГТУ за счет изменения расхода топлива в установке, поскольку в случае набора нагрузки при некотором частичном режиме работы в камере сгорания имеется определенный резерв свободного кислорода, что обеспечивает качественное сгорание дополнительной порции топлива. При этом повышение тепловой нагрузки камеры сгорания приводит к повышению температуры газов перед турбиной, к увеличению скорости вращения компрессорного вала, что сопровождается повышением производительности компрессора и установлением нового коэффициента избытка воздуха при новой тепловой нагрузке, повышению мощности генератора и паропроизводительности КУ.

С изменением температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ и барометрического давления B_a установка «самонастраивается» в плане соотношения топливо–воздух, то есть работает с переменным коэффициентом избытка воздуха. При

этом прирост приведенного расхода компрессора $\frac{G_k \cdot \sqrt{T_{1к}}}{p_{1к}}$ можно считать

прямо пропорциональным приросту приведенных оборотов $\frac{n_k}{\sqrt{T_{1к}}}$.

Полезная мощность в зависимости от температуры наружного воздуха и барометрического давления ограничивается номинальной температурой перед силовой турбиной, номинальным числом оборотов турбокомпрессорного вала и предельной нагрузкой (ограничение по мощности) на валу генератора.

В соответствии с заводским расчетом, при нагрузках, близких к номинальной, увеличение температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ на 10 °С приводит к увеличению температуры газов перед КУ на 25 °С и к уменьшению расхода газов на 2,5 кг/с, что в свою очередь определяет повышение паропроизводительности КУ (по опытным данным – приблизительно на 3,4 т/ч), а также к повышению температуры перегретого пара приблизительно на 10 °С. С повышением температуры наружного воздуха полезная мощность ГТУ снижается, в то же время теплопроизводительность КУ растет (при постоянном расходе топлива B_f).

Температура газов перед водяным экономайзером в случае изменения температуры наружного воздуха практически не изменяется и определяется нагрузкой установки. При оптимальных (максимальных) расходах питатель-

ной воды на рециркуляцию в деаэраторе температура уходящих газов является функцией электрической нагрузки, параметров внешних условий ($t_{\text{нв}}$ и B_a) и температуры питательной воды на входе в экономайзер.

В табл. 5.11 представлены полученные во время испытаний коэффициенты влияния температуры наружного воздуха и барометрического давления на основные параметры ГТУ в рабочем диапазоне нагрузок (при значении $B_r = \text{const}$).

Таблица 5.11

Изменение параметров процесса ГТУ-ТЭЦ в зависимости от атмосферных условий

$\Delta x, \Delta y$	$\Delta N_p,$ МВт	$\Delta D_p,$ т/час	$\Delta t_p,$ °С	$\Delta n_{\text{ТВД}},$ об/мин	$\Delta n_{\text{ТНД}},$ об/мин	$\Delta G_{\text{к}},$ кг/с	$\Delta t_5,$ °С	$\Delta Q_{\text{КУ}},$ Гкал/ч	$\Delta Q_{\text{КГТУ}},$ Гкал/ч
$\Delta t_{\text{нв}} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$	-0,30	3,36	10,5	80	190	-2,52	25	4,36	4,28
$\Delta B_a = 10 \text{ мм рт. ст.}$	+0,24	-1,15	-1,4	-50	-40	1,44	-10	-0,8	-0,75

В соответствии с техническими условиями на поставку КУ максимально-допустимая температура газов, поступающих в котел-утилизатор (за силовой турбиной) при любом режиме работы ГТУ не должна превышать $510 \text{ } ^\circ\text{C}$. При номинальном режиме работы газотурбинного привода температура газов за силовой турбиной составляет $480\text{--}490 \text{ } ^\circ\text{C}$. Увеличение (уменьшение) температуры газов перед КУ в диапазоне $510\text{--}480 \text{ } ^\circ\text{C}$ приводит к соответствующему увеличению (уменьшению) тепловосприятия пароперегревательного и испарительных пакетов КУ, к увеличению (уменьшению) паропроизводительности и, как следствие, к увеличению (уменьшению) расхода воды через экономайзер; в этом случае температура уходящих газов остается практически неизменной.

Значения температур газов перед турбиной (T_3), определенные из баланса тепла в камере сгорания при разных температурах наружного воздуха, показывают, что с повышением температуры наружного воздуха и неизменной мощности пропорционально ей повышается температура газов перед ТВД.

Температура уходящих газов (после КУ) мало изменяется при изменении нагрузки установки. Приведенная к расчетным (проектным) условиям t_{yx} при номинальной нагрузке составляет $122,4 \text{ } ^\circ\text{C}$. При снижении нагрузки t_{yx} немного повышается и при значении нагрузки N_3 около 50 % от номинального значения составляет $124,6 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Потери тепла с уходящими газами в диапазоне нагрузок 90–50 %, определенные по прямому и обратному балансу, составляют, соответственно 19,68–24,86 % и 19,98–25,64 %, т. е. различие этих данных не превышает 3 % относительных.

Приведенные потери тепла с уходящими газами q_2 при номинальной нагрузке составляют 17,0 %. Потери тепла от химического недожога топлива q_3 в диапазоне нагрузок 50–90 % составляют, соответственно, 3,7–1,7 %. Они определяются тепловой нагрузкой камер сгорания (с увеличением нагрузки потери q_3 уменьшаются) и внешними условиями ($t_{\text{нв}}$, B_a), то есть избытком воздуха в камере сгорания ГТУ. При нагрузке 16–18 МВт потери q_3 состав-

ляют приблизительно 2 %. Снижение экономичности установок из-за химической неполноты сгорания топлива в диапазоне нагрузок от 0 до 20 МВт составляет, соответственно, 17,0–20 %.

Показатели выбросов загрязняющих веществ приведены к нормальным условиям ($t_{\text{нв}} = 0^\circ\text{C}$ и $B_a = 0,1013$ МПа) и объемной концентрации кислорода 15 % ($\alpha_{\text{дв}} = 3,5$). С ростом электрической нагрузки средняя концентрация NO_x снижается от 40 до 31 мг/нм^3 ; она слабо зависит от электрической мощности и во всем диапазоне нагрузок находится ниже значения 50 мг/нм^3 , что удовлетворяет требованиям ГОСТ 29328-92.

Собственные электрические нужды ГТУ включают расходы электроэнергии на привод питательных, циркуляционных и дренажных насосов КУ, масляных насосов газотурбинной установки, механизмов рабочей вентиляции контейнеров, вентилятора охлаждения валопривода силовая турбина – генератор и другие нужды, в том числе затраты на освещение и кондиционирование воздуха.

К расходам тепла на собственные нужды ГТУ относятся: затраты тепла на подогрев питательной воды вне котла-утилизатора и на деаэрацию питательной воды; потери тепла во время периодических и непрерывных продувок котла-утилизатора; другие расходы, в том числе потери тепла на обогрев датчиков контрольно-измерительных приборов, с паровыми спутниками обогрева трубопроводов и тому подобное.

Расходы электроэнергии и тепла на собственные нужды установки составляют 402 кВт·ч и 2,0 Гкал при номинальной и близкой к ней нагрузке и уменьшаются до 390 кВт·ч и 1,1 Гкал при нагрузке 5 МВт. При этом удельный расход электроэнергии и тепла на собственные нужды, отнесенные к теплу сожженного топлива в отмеченном диапазоне нагрузок, составляют 0,3–1,6 % и 3,0–5,8 %, соответственно.

С учетом указанных расходов коэффициент использования топлива установки при нагрузке 14–15 МВт составляет приблизительно 75 %. С уменьшением нагрузки установки коэффициент использования топлива и коэффициент полезного действия ГТУ при производстве электроэнергии снижаются и их значения составляют, соответственно, 72,1–75,8 % и 22,1–24,5 % при нагрузке 10 МВт; 62,1–71,2 % и 16,1–17,2 % при нагрузке 5 МВт.

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии представлен на рис. 5.24 и в диапазоне нагруз-

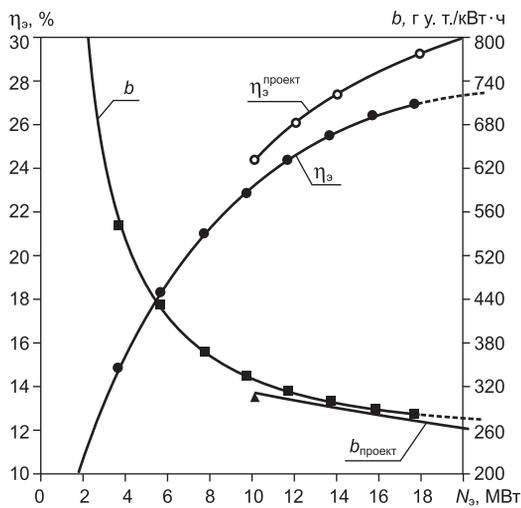


Рис. 5.24. Зависимость опытных и проектных КПД ГТУ ($\eta_{\text{а}}, \eta_{\text{а}}^{\text{проект}}$) и удельного расхода природного газа на выработанную электроэнергию ($b, b^{\text{проект}}$) от электрической нагрузки КГТУ ($N_{\text{э}}$) [9].

зок 20–5 МВт составляет, с учетом использования тепла выхлопных газов в КУ, 264,5–440 г у. т./кВт·ч, а при работе ГТУ в автономном режиме (т. е. без утилизации) – 455,12–718 г у. т./кВт·ч.

Удельный расход условного топлива на выработку ГТУ-ТЭЦ теплоты в диапазоне нагрузок 20–5 МВт составляет 177,2–232,4 кг у. т./Гкал.

Удельный отпуск тепла КУ на произведенный ГТУ 1 кВт·ч электроэнергии составляет 0,00165 Гкал/кВт·ч при нагрузке 20,0 МВт и 0,0025 Гкал/кВт·ч – при нагрузке 5 МВт.

Приведенная к стандартным параметрам атмосферного воздуха и оптимальным (нормативным) значениям режимных параметров ($t'_{\text{эк}}$, $D_{\text{рец.эк}}$) и при нагрузке, близкой к номинальной, температура уходящих из КУ дымовых газов составляет 134 °С и практически не изменяется при снижении электрической нагрузки ГТУ.

Установленные в соответствии с проектом в тепловой схеме подогреватели ХВО типа 600 ТГН-2,5-М1 С/20Г-2-4-У-І-ГрЗ не обеспечивают проектного нагрева подпиточной воды до 80 °С и охлаждение питательной воды на входе в экономайзер до 60 °С, что снижает КИТ установки приблизительно на 1,8 %.

Таким образом, проведенные испытания газогенераторов с отдельными силовыми турбинами в составе когенерационных установок показали:

1) характеристики энергетического блока (газогенератора и силовой турбины) относительно слабо зависят от предыстории использования двигателей в полетных условиях, т. е. от изменения их экономичности в результате износа деталей проточной части турбины и компрессора;

2) снижение нагрузки двигателя с целью обеспечения надежности работы и продления его ресурса позволяет все же получить в составе когенерационной установки достаточно высокий КИТ, достигающий 75 % при полной установленной нагрузке (15 МВт – при проектных для двигателя 20 МВт) и 60 % при нагрузке 5 МВт.

2.2. ПГУ, работающие на смеси коксового и доменного газов

Спецификой данного проекта является система подготовки и подачи топливного газа в ГТУ; модернизация ее камеры сгорания для работы на низкокалорийном топливе; расположение дожимного топливного компрессора на одном валу с ГТУ и паровой турбиной.

На металлургических заводах фирмы Kawasaki с 1989 г. и в Китае с 1997 г. работают ПГУ-150, использующие в качестве топлива доменный газ [10]. Аналогичный проект электростанции мощностью 500 МВт реализован в 2000 г. на металлургическом комбинате г. Таранто в Италии.

С целью повышения экономичности и для модернизации существующей ТЭЦ на заводе сталелитейной корпорации Kawasaki (г. Тиба) была разработана и внедрена установка комбинированного цикла с газовой турбиной мощностью 145 МВт, работающей на доменном газе.

Данный проект имеет следующие специфические черты:

1) многотрубная камера сгорания ГТУ с перепускным клапаном изменяющейся геометрии, предназначенная для низкокалорийного топлива,

позволяет сжигать отходящий доменный газ (теплота сгорания 3,76–4,6 МДж/нм³);

2) одновальная установка комбинированного цикла, обеспечивает компактную компоновку газовой турбины, генератора, паровой турбины и газового компрессора, подключенного к общему валу при помощи редуктора. Паровая турбина используется также в качестве пусковой установки в цикле запуска ГТУ;

3) управление установкой осуществляется дистанционно с помощью ЭВМ;

4) мощность газовой турбины выбрана соответствующей имеющемуся количеству топливного газа (270 000 нм³/ч);

5) газ, используемый в качестве топлива, не выходит за пределы установки по соображениям безопасности.

Технико-экономические обоснования показали, что наиболее приемлемым вариантом является комбинированная парогазовая установка на основе ГТУ мощностью 100–130 МВт с температурой газа 1150 °С.

Преимущества модернизации посредством внедрения установки комбинированного цикла с газовой турбиной показаны на рис. 5.25.

Благодаря повышению термического КПД до 45 % мощность ТЭЦ возрастает на 42 МВт с 243 до 285 МВт при том же потреблении топлива. В связи с повышением коэффициента преобразования энергии дома может работать при увеличенном расходе кокса (от 485 до 510 кг/т чугуна), что позволяет увеличить выработку электроэнергии еще на 32 МВт за счет увеличения расхода доменного газа.

Таким образом, в модернизированной схеме общая выработка электроэнергии увеличивается на 74 МВт, что обеспечивает дополнительные экономические преимущества.

Тепловая схема установки, показана на рис. 5.26.

Доменный газ, коксовый газ и газ ЛД из конвертера (кислородно-конвертерный

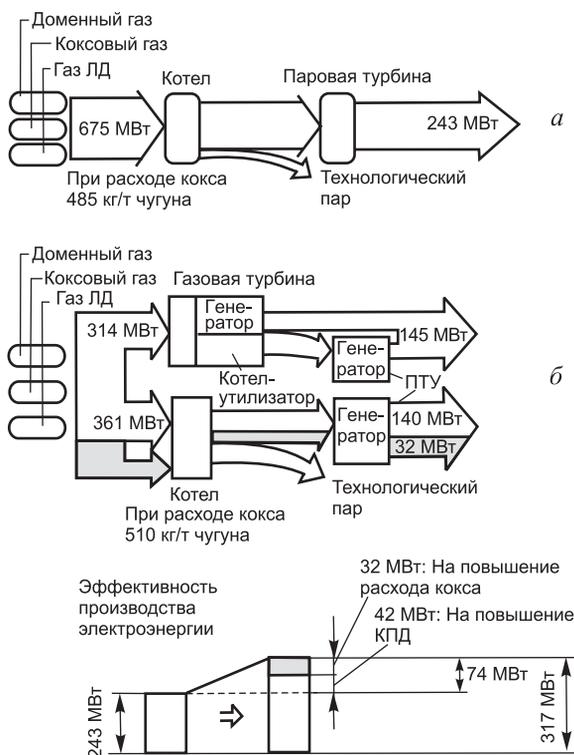


Рис. 5.25. Преимущества модернизации (на примере потока энергии):

а – система котел–паровая турбина; б – новая система [10].

процесс Линц-Донавилла) являются в сталелитейном производстве побочными отходящими газами, и их эффективное и экономичное использование долгое время представляло собой сложную проблему.

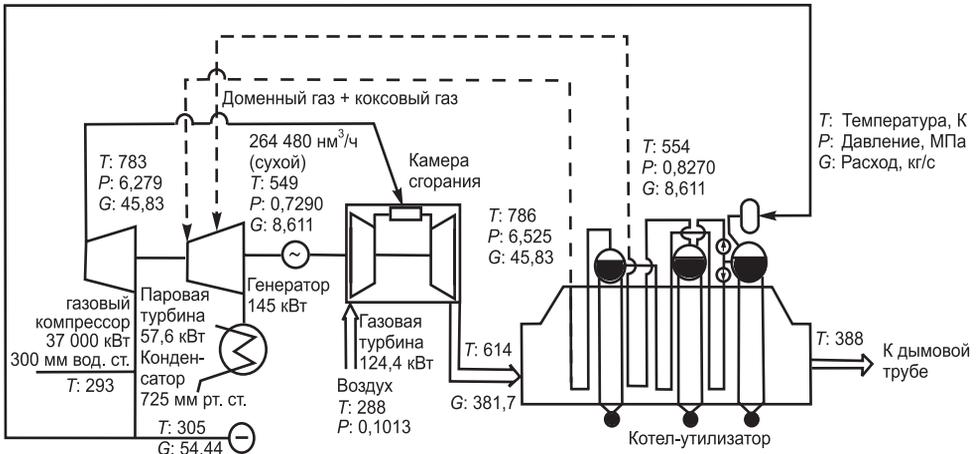


Рис. 5.26. Тепловая схема ПГУ [10].

Отходящие газы находили применение в качестве топлива для газовых турбин в сталелитейном производстве Европы, США, Японии благодаря использованию газотурбинных установок первого поколения, которые имели относительно невысокую начальную температуру газа (~ 800 °С). Имелась только одна установка с применением газовой турбины, работающей на доменном газе с температурой на входе 1000 °С. Все турбины были снабжены большими камерами сгорания выносного типа, чтобы обеспечивать устойчивое горение.

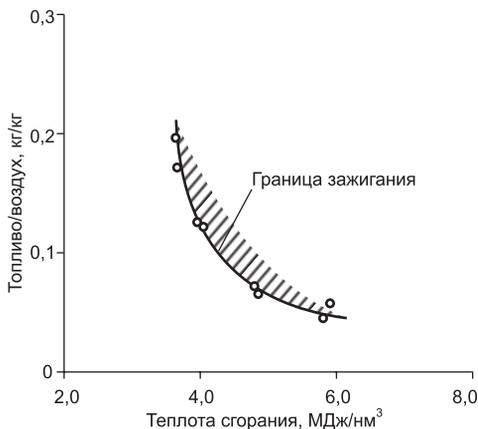


Рис. 5.27. Критическое соотношение топливо/воздух для условия зажигания [10].

Данному проекту предшествовало исследование с целью выбора крупной газовой турбины для частоты 50 Гц с температурой газа на входе 1150 °С.

Принципиальные особенности новой камеры сгорания заключаются в следующем: необходимо подавать большие количества воздуха для обеспечения полного сжигания в связи с весьма низкой теплотой сгорания (при регулировании соотношения топливо/воздух это является недостатком); в рассматриваемом случае в камерах сгорания газовых турбин необходимо обеспечивать устойчивое и высокоэффективное сжигание в пределах крити-

ческого соотношения 0,25 (рис. 5.27); на охлаждение остается меньше воздуха, поэтому охлаждение корпуса камеры сгорания оказывается недостаточным.

Для решения вышеуказанных проблем была выбрана трубчатая камера сгорания, у которой поверхность секций меньше по сравнению с крупно-размерной камерой сгорания одиночного типа. Был применен перепускной клапан специальной конструкции с изменяющейся геометрией для потока воздуха, подаваемого в зону горения. Этот клапан позволяет значительно улучшить характеристики процесса горения во время работы газовой турбины при частичных нагрузках. Устройство камеры сгорания показано на рис. 5.28. Перепускной клапан с изменяющейся геометрией присоединяется к переходнику, и воздушный поток, подаваемый в зону горения, можно регулировать путем изменения открытия клапана и регулирующего кольца.

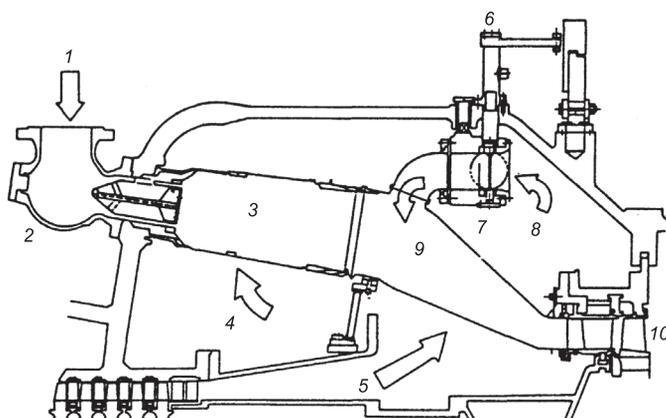


Рис. 5.28. Камера сгорания ГТУ [10]:

1 – доменный газ + коксовый газ; 2 – сферическое колено; 3 – камера сгорания; 4 – воздух для горения; 5 – выход воздуха из компрессора; 6 – регулирующее кольцо; 7 – перепускной клапан; 8 – перепуск воздуха; 9 – переходник; 10 – турбина.

Результаты исследования камеры сгорания можно суммировать следующим образом.

1. Оказалось достижимым прямое зажигание с помощью запала искрового типа при теплоте сгорания более $3,76 \text{ МДж/нм}^3$ (см. рис. 5.27).

2. Устойчивое и высокоэффективное сжигание было достигнуто при ожидаемом рабочем соотношении топливо/воздух, включая условия работы на холостом ходу и при полной нагрузке. При работе с частичной нагрузкой перепускной клапан с изменяющейся геометрией способствовал улучшению эффективности горения, как показано на рис. 5.29.

3. Уровень эмиссии NO_x оказался ниже 10 ppm (без коррекции на содержание кислорода, влажность или степень нагрева). Это является достоинством сжигания низкокалорийных топлив, поскольку максимальная теоретическая температура горения для них ниже, чем у топлив с более высокой теплотой сгорания.

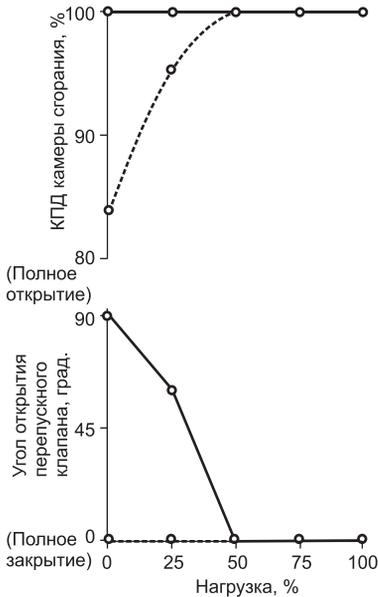


Рис. 5.29. Повышение эффективности горения при использовании перепускного клапана.

жению теплоты сгорания при повышении температуры газа.

Расход воздуха через ГТУ регулируется путем изменения установки входных направляющих лопаток циклового компрессора; таким же образом регулируется расход топлива через дожимной топливный компрессор – путем изменения установки лопаток статора.

Паровая турбина спроектирована таким образом, чтобы ее можно было использовать в качестве пускового устройства для ГТУ. Необходимый для этого пар подается к паровой турбине в период пуска из внешних источников. Маслосистема спроектирована общей для всех элементов одновальной конструкции.

Регулирование теплоты сгорания. С целью обеспечения устойчивости горения и эффективности работы установки на различных режимах необходимо регулировать теплоту сгорания топливных газов. Схема подачи газа показана на рис. 5.30. Доменный газ и газ ЛД обычно смешивают вместе, поддерживая как можно более постоянными значениями нижней теплоты сгорания (между 2,84 и 3,26 МДж/нм³).

Эта газовая смесь поступает из существующего газопровода к ГТУ, где в нее добавляется коксовый газ, чтобы повысить теплоту сгорания топлива до 4,18 МДж/нм³. Количество добавляемого коксового газа изменяется регулятором в зависимости от общего расхода топлива. Конечная газовая смесь, применяемая в качестве топлива, имеет невысокое давление – около 3 кПа.

В данной схеме мощность привода дожимного газового компрессора оказывает существенное влияние на рабочие характеристики установки в целом. При нагрузках в диапазоне 70–100 % регулирование расхода топлива в основном

Характеристики установки приведены в табл. 5.12.

В установке применена ГТУ фирмы Mitsubishi Heavy Industries Ltd., которая была модифицирована применительно к расходу воздуха для сжигания топлива с низкой теплотой сгорания.

Мощности газовой турбины и газового компрессора должны быть тщательно подобраны таким образом, чтобы обеспечить гибкость при работе в изменяющихся условиях с учетом колебаний технологического процесса. При нормальном режиме эксплуатации подается доменный газ, смешанный с газом ЛД, а коксовый газ добавляется для компенсации изменений теплоты сгорания. Предполагается, что температура топливных газов изменяется от 5 до 35 °С. В отдельных случаях газовый компрессор может работать при температурах до 70 °С. Изменения температуры вызывают значительные изменения содержания воды в топливном газе, имеющем в основном влажность 100 %. Это также способствует сни-

производится путем изменения установки первых четырех ступеней статорных лопаток компрессора. При нагрузках ниже 70 % избыток топлива отводится по байпасной линии.

Таблица 5.12

Технические характеристики основного оборудования

Показатель	Величина
Газовая турбина	
Тип	MW701 D одновальная, открытого цикла
Мощность турбины, МВт	124,4
Мощность газового компрессора, МВт	37
Давление перед турбиной, МПа	1,297
Температура газа на входе в турбину, °С	1154
Турбина осевая, ступени	4
Компрессор осевой, ступени	19
Камера сгорания трубчатая, секции	18
Газовый компрессор осевой, ступени	17
Частота вращения газовой турбины, мин ⁻¹	3000
Частота вращения газового компрессора, мин ⁻¹	6310
Паровая турбина	
Тип	одноцилиндровая, однопоточная, двух давлений, конденсационная
Мощность, МВт	57,6
Давление пара на входе, МПа: в турбину в промежуточную ступень	6,279 0,729
Температура на входе, °С: в турбину в промежуточную ступень	510 276
Частота вращения, мин ⁻¹	3000
Котел-утилизатор	
Тип	двух давлений
Расход пара, кг/с: высокого давления низкого давления	45,83 8,611
Давление пара на выходе КУ, МПа: высокого давления низкого давления	6,525 0,8270
Температура пара на выходе КУ, °С: высокого давления низкого давления	513 281

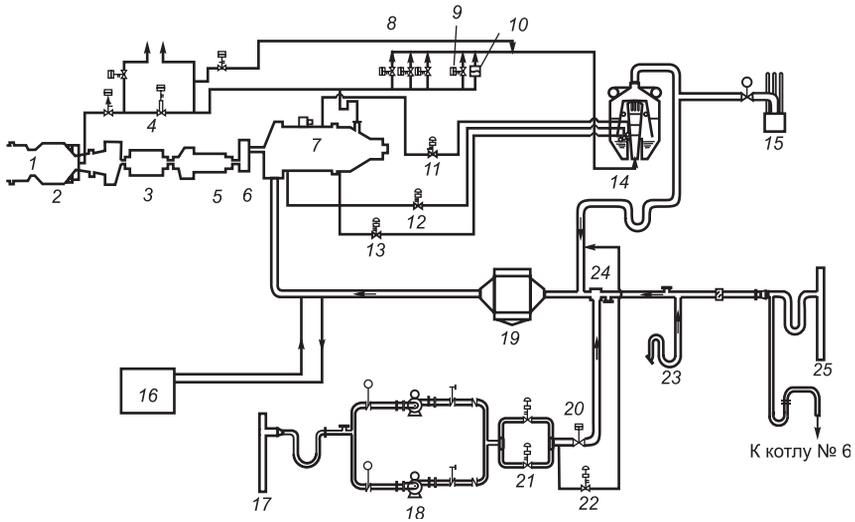


Рис. 5.30. Схема подачи газообразного топлива (ДГ – доменный газ; КГ – коксовый газ) [10]:

1 – камера сгорания; 2 – газовая турбина; 3 – генератор; 4 – запорный клапан; 5 – паровая турбина; 6 – повышающий редуктор; 7 – газовый компрессор; 8 – регулирующий клапан газа; 9 – предохранительный клапан для газа; 10 – разрывной диск; 11 – задвижка на отборе СД; 12 – задвижка на отборе НД; 13 – задвижка на отборе ВД; 14 – декомпрессионное устройство для газа; 15 – стабилизатор давления газа; 16 – калориметр; 17 – линия подачи КГ; 18 – воздуходувка КГ; 19 – электрофильтр; 20 – запорный клапан КГ; 21 – регулирующий клапан КГ; 22 – регулирующий клапан КГ для повышения теплоты сгорания; 23 – вход вентилятора-выталкивателя; 24 – смеситель ДГ и КГ; 25 – линия подачи ДГ.

Декомпрессионное устройство газообразного топлива и стабилизатор давления газа

В связи с токсичностью топливных газов (доменного и коксового производства) содержащих CO, утечки их за пределы топливной системы не допускаются. Поэтому установка оборудуется декомпрессионным устройством. Во время работы с частичной нагрузкой, при сбросе нагрузки, а также в случае отключения газовой турбины газообразное топливо, которое поступает под давлением от компрессора, пропускается через специально разработанное декомпрессионное устройство для газа, где его давление и температура понижаются, и топливо безопасно может быть возвращено в газопровод (рис. 5.31).

В случае аварийного отключения при работе с полной нагрузкой можно повысить давление в газопроводе до 6–10 кПа. При этом существует вероятность нарушить управление теплотой сгорания топлива в других установках, где используется газ из того же самого источника.

Для предотвращения подобного влияния на давление при отключении газовой турбины устанавливается стабилизатор давления газа специальной конструкции. В нормальном режиме давление газа в газопроводе регулируется

в пределах 3–3,5 кПа с помощью регулятора уровня затвора газгольдера. В указанном стабилизаторе давления газа уровень уплотняющей воды устанавливается на значении 4 кПа. Когда давление газа превышает этот уровень (в период выбега газовой турбины после отключения), газ стравливается в атмосферу в безопасном изолированном месте. Водяное уплотнение быстро восстанавливается, когда давление газа падает до уровня ниже 4 кПа. При этом поддерживается температура на уровне ~ 40 °С для поддержания давления газа в пределах допустимых колебаний давления при отключениях газовой турбины.

Количество пыли, содержащейся в топливных газах, находится, как правило, на уровне 5 мг/нм³; эта пыль будет образовывать отложения на рабочих лопатках и направляющем аппарате газового компрессора при его длительной эксплуатации. Для предотвращения таких отложений количество пыли необходимо снизить с помощью пылеуловителя до уровня 1 мг/нм³. Для этого на входе топлива в газовый компрессор монтируется очищающее устройство, использующее ореховую скорлупу.

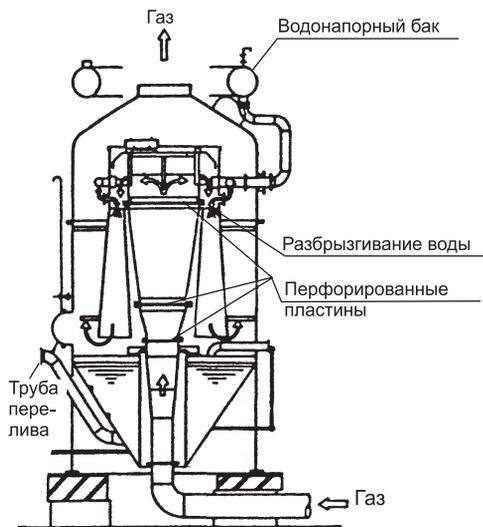


Рис. 5.31. Декомпенсированное устройство для топливного газа [10].

2.3. Муниципальная отопительная газотурбинная ТЭЦ мощностью 4 МВт

В данном случае специфичной стороной когенерационного проекта является проведение испытаний по проверке возможности работы ТЭЦ в параллельном (с электросетью) и автономном режимах электрогенерирования, а также при имитации короткого замыкания и отключении линии электропередачи 110 кВ. В марте 2001 г. после комплексного опробования в течение 72 ч с нагрузкой ГТУ ТЭЦ «Шигили» принята в эксплуатацию [11].

Основные технико-экономические показатели ГТУ ТЭЦ «Шигили»:

Установленная мощность:	
– электрическая, МВт	4,0
– тепловая при снижении температуры газов после теплоутилизатора до 150 °С, Гкал/ч (МВт)	7,6 (8,8)
Коэффициент использования тепла топлива при совместной выработке тепла и электроэнергии, не менее, %	75,4
Топливо	природный газ

Состав основного оборудования: ПЭС «Урал-4000»; водогрейный теплоутилизатор; водоводяной пластинчатый теплообменник; система газоснабжения для ГТЭС; система подачи пускового сжатого воздуха от агрегата ТА-6А к ГТЭС; автоматизированная система контроля и управления технологическими процессами (АСУ ТП) ГТУ ТЭЦ.

Выхлопные газы после ГТУ поступают в теплоутилизатор (изготовитель – ДООО «Энергоремонт» Башкирэнерго), где происходит нагрев технологической воды, которая затем поступает в блок пластинчатых теплообменников и нагревает сетевую воду. Электрическая мощность, вырабатываемая генератором, передается в сеть ОАО «Башкирэнерго» или в локальную сеть.

При низких температурах атмосферного воздуха для повышения тепловой мощности выхлопных газов на выходе из силовой турбины предусмотрено специальное регулирование.

Первый экземпляр ГТЭС серии «Урал» на базе двигателя Д-30ЭУ-2 был изготовлен по заказу ОАО «Башкирэнерго». Установка электрической мощностью 4 МВт может обеспечить электроэнергией и теплом поселок с населением 7–8 тыс. чел., поэтому она была выбрана для строительства ГТУ ТЭЦ «Шигили» в пос. Большеустыкинское Мечетлинского района Республики Башкортостан.

Успешно проведено уникальное испытание по проверке надежности энергоснабжения: отключение электропитания пос. Большеустыкинское от сети ОАО «Башкирэнерго» и переключение ГТЭС из сети ОАО «Башкирэнерго» на локальную сеть с дефицитом мощности – имитация аварийной ситуации при коротком замыкании и отключении ВЛ 110 кВ.

В процессе испытаний проверялись основные параметры ГТЭС на номинальном режиме (в установившемся тепловом состоянии), характеристики переходных процессов сбросов – набросов нагрузки ГТЭС, характеристики маслосистем газотурбинного двигателя, редуктора и генератора в системе характеристики топливной и пусковой систем в составе ГТЭС, уровень вибраций двигателя и генератора в системе, уровень шума и содержание вредных веществ (NO_x и CO) в выхлопных газах.

Измерения режимных параметров ГТЭС в процессе пусконаладочных работ и межведомственных испытаний проводились с помощью штатных средств АСУ ТП, комплекса управления типа КУЭС-2500Р и специальной измерительной системы «Парус».

Точность определения основных параметров ГТЭС, в том числе по выдаваемой электрической мощности и измеряемым параметрам ГТУ, удовлетворяет требованиям ГОСТ 20440-75.

Измеренные параметры (в том числе электрическая мощность, частота вращения роторов и температура газов на выходе из двигателя) приведены к стандартным (расчетным) атмосферным условиям: наружной температуре 15 °С и барометрическому давлению 0,1013 МПа в соответствии с ГОСТ 20440-75. На графиках рис. 5.32 показаны характеристики двигателя ГТЭС, полученные в результате испытаний.

В табл. 5.13 приведено сравнение параметров на номинальном режиме двигателя Д-30ЭУ-2 в составе ГТЭС, полученных при проведении приемочных испытаний (ПИ) ГТУ ТЭЦ «Шигили», с параметрами, полученными при проведении заводских приемосдаточных испытаний (ПСИ).

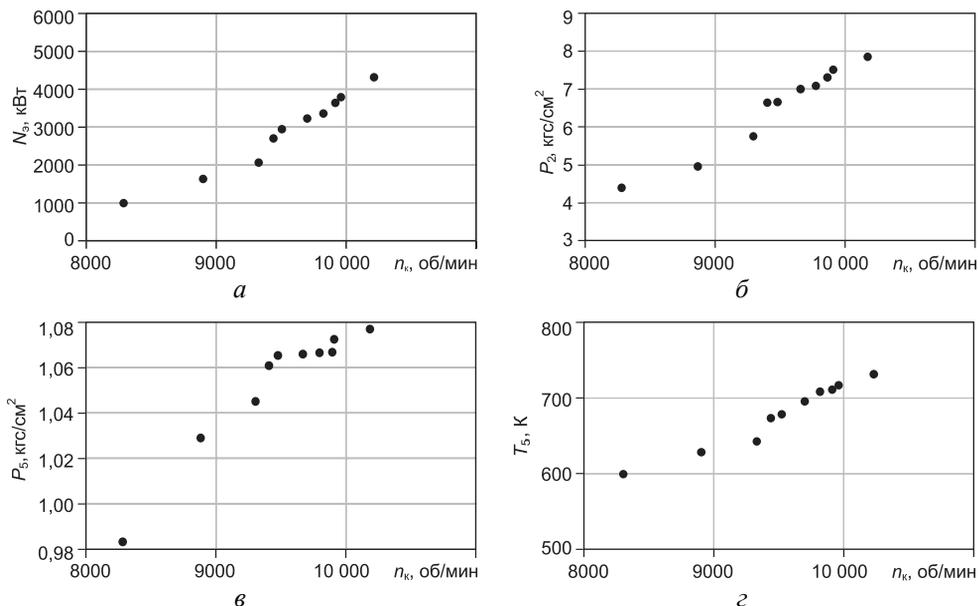


Рис. 5.32. Характеристики двигателя Д-30ЭУ – 2 в составе ГТЭС [11]:
 а – мощность; б – давление воздуха за компрессором; в – давление газа на выходе из силовой турбины; г – температура газа на выходе из силовой турбины.

Таблица 5.13
 Экспериментально полученные параметры Д-30ЭУ-2

Вид испытаний, дата	n_k , об/мин	P_2 , МПа	T_5 , К	P_5 , МПа	$\sigma_{вх}$	$\sigma_{вых}$
ПИ, 20.02.2001 г.	10 060	0,756	718,0	0,1075	0,991	0,959
ПСИ, 20.02.1999 г.	10 020	0,75	717,8	0,1070	0,998	0,969

Из таблицы видно, что температура газа за силовой турбиной (T_5) при ПИ практически полностью совпадает с результатами ПСИ, давление же газа за силовой турбиной (P_5) и компрессором (P_2) при ПИ выше, чем при ПСИ, примерно на 0,46 и 0,65 %, соответственно частотам вращения ротора n_k . Коэффициенты восстановления полного давления воздуха (газа) при ПСИ были меньше на всасе на 0,7 %, а на выхлопе на 1 %.

На номинальном режиме при совместной выработке электроэнергии и тепла ($N_{эл} = 4000$ кВт, $Q_T = 7,6$ Гкал/ч, $N_{з+т} = 12800$ кВт, $G_T = 1237$ кг/ч) удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, определенный по физическому методу, составляет 161,73 г у. т./кВт·ч, а на выработку тепла – 188,09 кг у. т./Гкал). Коэффициент использования тепловой энергии топлива при этом равен 75,4 %. Если же принять удельный расход условного топлива на выработку тепла 143,4 кг/Гкал (средний по Башкирэнерго в 2000 г.), то удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии составит 245,1 г у. т./кВт·ч (средний по Башкирэнерго в 2000 г. равен 334,9 г у. т./кВт·ч).

Запуск двигателя ГТЭС производится сжатым воздухом с избыточным давлением 0,4–0,6 МПа и температурой 100–150 °С по заданному алгоритму САУ. Время автоматического запуска из прогретого состояния с момента подачи команды на запуск до выхода ГТУ на режим «холостой ход» составляет 420 с, включая период вентиляции перед запуском 300 с. Время пуска и нагружения ГТЭС, включая указанное время запуска и прогрев ГТУ в течение 2–5 мин, составляло примерно 12 мин. В аварийных ситуациях, при необходимости, время запуска из прогретого состояния может быть сокращено до 130 с, время пуска и нагружения – до 5 мин.

В процессе испытаний проверялись характеристики переходных процессов. При сбросах–набросах нагрузки до 50 % от номинальной переходного отклонения напряжения генератора не отмечено (в пределах допуска ГОСТ 13109). Во время переключения ГТЭС из параллельной работы в сети Башкирэнерго на локальную сеть переходное отклонение частоты генератора составляло 2 % в течение 5 с при сбросе нагрузки с 4000 до 2000 и 8 % в течение 5 с при сбросе нагрузки с 2000 до 110 кВт (собственные нужды ГТУ ТЭЦ). Характеристики переходных процессов сбросов–набросов нагрузки ГТЭС (с учетом указанных параметров стационарных режимов) соответствуют заданным в техническом задании (ТЗ).

Для обеспечения непрерывной работы теплоутилизатора в течение всего отопительного периода отработывается методика проведения регламентных работ (техобслуживание ГТУ) через 3000 ч, а не через 1500 ч, назначенных руководством по эксплуатации. Это позволит проводить техобслуживание ГТУ 2 раза в год – перед началом и по окончании отопительного периода.

При проверке маслосистем двигателя и редуктора определены безвозвратные потери масла: по двигателю – 0,107 кг/ч (по ТЗ – 0,4 кг/ч), по редуктору – 0,07 кг/ч (по ТЗ – 0,2 кг/ч). Во время испытаний состав топливного газа, его давление и температура соответствовали ТЗ.

Уровень вибраций двигателя и генератора проверялся по замеру виброскоростей на корпусе двигателя в районе передней и задней подвесок двигателя и на крышках подшипников генератора. Измеренные виброскорости – по двигателю 2,1–3,6 мм/с (по ТЗ – не более 30 мм/с), по генератору – 2,9–3,3 мм/с (по ТЗ – не более 4,5 мм/с).

В проекте ГТЭС «Урал-2500Р» в пос. Большеустыкинское шумовому воздействию было уделено особое внимание в связи с расположением на границе жилой зоны в 300 м от ГТУ территории районной больницы. Результаты проведенных после пуска ГТУ измерений подтвердили эффективность предусмотренных проектом мероприятий по шумоглушению: измеренные эквивалентные уровни шума на промплощадке составляли 52 дБА при норме 75 дБА, а в жилой зоне на расстоянии 300 м от ГТУ – не превышали 40 дБА при норме 45 дБА.

Измерения выбросов NO_x производились на нагрузке 2000–4400 кВт, CO – на нагрузке 4000–4400 кВт. Приведенные к 15 % O_2 выбросы NO_x составляют 10–29 мг/м³, выбросы CO – 54–75 мг/м³.

Для ГТЭС «Урал-2500Р» при проектной высоте трубы 25 м расчетные максимально-разовые концентрации в с. Большеустыкинское не превысили 0,1 ПДК по оксиду азота и 0,004 ПДК по оксиду углерода.

2.4. Когенерационные установки утилизационной и сбросной схем, обеспечивающие бесперебойность работы КУ в технологических процессах

Под бесперебойной работой КУ понимается лишь незначительное (определяемое требованиями потребителя) снижение их тепловой мощности после аварийной остановки ГТУ и включения системы автономного наддува КУ воздухом при соответствующем увеличении расхода топлива на горелочные устройства, восстанавливающим прежнюю тепловую мощность КУ. Когенерационные установки с такими котлами-утилизаторами могут быть как утилизационной схемы, имеющие специальную секцию для дожигания топлива перед КУ, так и сбросной схемы, при которой котлом-утилизатором служит, например, крекинговая печь, в топку которой сбрасываются выхлопные газы ГТУ в качестве окислителя для сжигания топлива.

Спецификой таких когенерационных проектов является разработка оборудования, аппаратуры и системы автоматического управления, которые сводят к минимуму время переходного периода к автономной работе КУ при аварии ГТУ и обеспечивают наброс тепловой мощности КУ с такой скоростью, которая удерживает параметры технологического теплоносителя в заданных пределах. Обычно такие когенерационные установки с дожиганием и наддувом (КУДН) применяются только на станциях, имеющих промышленных потребителей, для которых прекращение подачи технологического теплоносителя (водяного пара или нефтепродуктов) представляет большую опасность, чем перерывы в электроснабжении. В двух ниже описанных проектах со спецификой бесперебойности работы КУ методы и детали примененных конструкторско-технологических решений существенно различались.

Когенерационная установка с ГТУ и утилизационным котлом с дожиганием и наддувом (КУДН) [12]

Нефтеперегонный завод в Оклахоме располагает двумя когенерационными установками с КУДН, каждый из которых соединен с ГТУ мощностью 26 МВт. Системы дожигания являются уникальными, так как в них применены дымососы (рис. 5.33).

Пар, выработанный установкой комбинированного производства тепла и электроэнергии, используется в качестве источника тепла на нефтеперегонном заводе для основных технологических процессов: для привода конденсационных и противодавленческих паровых турбин; для охлаждения оборудования и продувки горелочных систем от углеводородов в аварийных ситуациях. Так как от поступления пара зависит и сам технологический процесс, и его безопасность, система дожигания и наддува тщательно опробована с тем, чтобы обеспечить полное согласование с потребностями нефтеперегонного завода. Оба КУ рассчитаны на производство 147,6 т/ч пара давлением 4,4 МПа и температурой 400 °С при работе в режиме дожигания с газовой турбиной и 136,2 т/ч пара при эксплуатации с системой дожигания и наддува в автономном режиме.

Новые ГТУ и КУ работают на смеси природного газа и неконденсирующегося газа, получаемого в процессе нефтеперегонного производства. До

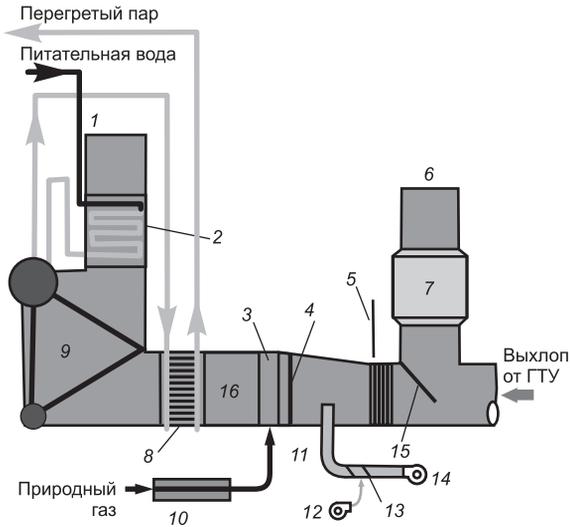


Рис. 5.33. КУ с системой дожига, наддувом и дымососом для работы с турбиной мощностью 25 МВт [12]:

1 – выходная дымовая труба; 2 – экономайзер; 3 – дожигающее устройство; 4 – выравнивающий перфорированный лист; 5 – гильотинный шибер; 6 – байпасная дымовая труба; 7 – шумоглушитель; 8 – пароперегреватель; 9 – котел; 10 – блок подачи топлива к дожигающему устройству; 11 – входной патрубок КУ; 12 – вентилятор воздуха на уплотнение; 13 – отсечные шиберы вентилятора; 14 – дутьевой вентилятор; 15 – отклоняющий шибер; 16 – топочная часть.

дутьевому вентилятору. Следует отметить, что ГТУ могут продолжать действовать и тогда, когда дымосос выйдет из строя, поскольку система отработана на максимальное избыточное давление 30 Па.

Хотя для вытяжной вентиляции и требуется более мощный дымосос, чем при наддуве, так как вместо воздуха в этом случае перекачиваются горячие газы, однако дополнительные затраты мощности, связанные с этим, почти полностью компенсируются за счет повышения экономичности ГТУ. В системе дожига с дымососом добавочные затраты на реализацию дожигающего устройства перед КУ составляют 20–25 %. При этом дополнительное оборудование увеличивает общую длину установки на 50 %.

По сравнению с установками, оснащенными только системой дожига топлива, наличие еще и стандартной системы наддува с дутьевым вентилятором увеличило бы общую стоимость проекта на 15–20 %. Однако в этом случае потребовался бы также отклоняющий шибер на байпасе для сокращения продолжительности перехода к автономному режиму после отключения ГТУ, и общая стоимость стала бы на 50–55 % выше, поэтому, с точки зрения установленной стоимости, система с дымососом более привлекательна.

установки двух новых КУ потребности завода в паре удовлетворялись шестью паровыми котлами общей производительностью 295 т/ч. После монтажа новых котлов-утилизаторов четыре устаревших паровых котла были демонтированы. В связи с тем, что по технологическому регламенту на заводе не допускалось снижение давления пара более чем на 0,35 МПа в течение 10-секундного периода, в системах дожига и наддува кроме вентиляторов были применены и дымососы. Последние приводятся паровыми турбинами мощностью 735 кВт и находятся в эксплуатации постоянно, даже при работающих ГТУ. Благодаря этому не существует задержки при останове ГТУ и пуске вентилятора в случае перехода на режим работы с дожигом и наддувом. В этих условиях дымосос действует аналогично

При аварийном отключении одной из ГТУ шибер на подаче свежего воздуха в связанном с ней КУ полностью открывается менее чем за 10 с. После того, как выбег ГТУ завершится остановкой ротора, гильотинный шибер, отсекающий ГТУ от КУ, может быть закрыт. Однако это вовсе не обязательно, если не планируется проведение технического обслуживания или ремонта ГТУ в период работы КУ в автономном режиме с системой дожигания и наддува.

Горелочные устройства в газоходе снабжены одним вертикальным и 12 горизонтальными газовыми коллекторами. Вертикальный коллектор работает постоянно как дежурная горелка, обеспечивая примерно 10 % от общей тепловой мощности горелок. При эксплуатации ГТУ в работе может быть до восьми газовых коллекторов, но в среднем используются только два или три. Когда установка переключается на автономный режим с дожиганием и наддувом, система управления предусматривает включение дополнительных шести коллекторов горелок.

Во время аварийного отключения ГТУ выработка пара присоединенным к ней КУ немного снижается, а его температура незначительно повышается. Однако давление в паровом коллекторе восстанавливается быстро. В барабане КУ значительного изменения уровня не происходит, и система регулирования питательной воды функционирует плавно.

При возвращении к режиму эксплуатации совместно с ГТУ после работы в автономном режиме ГТУ пускается и нагружается до 2–3 МВт, после чего по команде системы управления закрывается шибер на подаче свежего воздуха. По мере того как ГТУ нагружается, незначительно увеличивается выработка пара котлом-утилизатором, что сопровождается некоторым снижением температуры пара. При этом больших изменений уровня воды в барабане или давления пара в паровом коллекторе не наблюдается.

ГТУ-надстройка крекинг-печи по сбросной схеме [13]

Использование газовых турбин для выработки электроэнергии в производстве этилена при одновременном применении горячих, насыщенных кислородом отработавших газов в качестве воздуха для горения в крекинг-печах является эффективным методом снижения удельной потребности в энергии. Непосредственное использование выхлопных газов в качестве окислителя для горения является эффективным способом подогрева наддуваемого в печь воздуха. Однако, по сравнению с обычными печами расход выхлопных газов выше вследствие обедненного содержания кислорода. В результате этого в конвекционной части пиролизного модуля, т. е. теплообменнике, образуется большее количество пара.

Во всех установках, проектируемых фирмой ABB Lummus Crest, газовые турбины служат для выработки электроэнергии. Конфигурация системы позволяет осуществлять надежное переключение питания крекинг-печи с выхлопных газов на свежий воздух без отключения установки. Вследствие этого возможно ведение производственного процесса независимо от готовности газовой турбины; с другой стороны, производство электроэнергии надежно гарантируется также при остановке этиленовой установки.

Крекинг-печь и газовая турбина эффективно дополняют друг друга, т. к. они обе работают со значительным расходом воздуха для горения. Топочная

камера крекинг-печи является наиболее крупным потребителем энергии олефинового завода. Термический КПД печи был доведен до $\approx 95\%$, благодаря монтажу конвекторов и более эффективному использованию тепла отработавших газов, при переходе на более высокие давления пара (до 12,5 МПа).

С применением газовой турбины улучшается общий коэффициент полезного действия вследствие подачи в крекинг-печь горячего воздуха для горения вместе с отработавшим газом. Выхлопные газы ГТУ подводятся к горелкам через специальную канальную систему. Содержание кислорода в выхлопных газах составляет, как правило, 15–17% при температуре $\approx 500^\circ\text{C}$.

На рис. 5.34 приводится энергетический баланс при применении газовой турбины. Энергия, выделяемая при сгорании топлива в крекинг-печи за час, превращается, в основном, в механическую энергию и используемое тепло, а в теплообменнике крекинг-печи вырабатывается дополнительный пар.

Печи для крекинга этиленовых установок отличаются от обычных печей тем, что они работают как химические реакторы. В термическом крекинге процессе нефтепродукты дистиллируются, при этом на внутренней стенке отражательных нагревательных змеевиков осажается кокс. Скопление кокса часто обуславливается интервалом между производственным циклом и процессом коксудаления. Максимальная продолжительность эксплуатации обеспечивается плоским распределением профиля тепловых потоков в топочной камере. По этой причине первые печи для крекинга с целью получения равномерного распределения тепла в топочной камере имели много небольших горелок, работающих на газе, что ограничивало выбор топлива.

Проведенные разработки привели к комбинации настенных и подовых горелок, способных работать на газе и на мазуте. Это способствовало получению удовлетворительного профиля тепловых потоков в топочном пространстве высотой 12–13 м. 30–60% топлива подводилось к подовым горелкам, остальное –

к настенным горелкам. Такое исполнение с частичным расположением горелок в зоне пода имело то преимущество, что печи могли работать частично на жидком топливе.

Анализ показал, что схема подачи выхлопных газов ГТУ на горелки существенно упрощается, если нагрев осуществляется только через подовые горелки. Хотя возможен подвод выхлопных газов и к настенным горелкам, однако, подобное решение нуждается в сложной системе распределительных каналов и требует больших издержек. При подовом нагреве расходы на монтаж значительно ниже.

Фирма ABB Lummoos Crest разработала новый тип горелок. С помощью этих горелок, устанавливае-

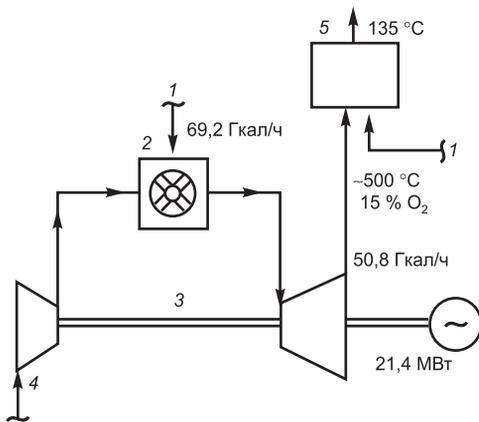


Рис. 5.34. Энергетический баланс комбинированной установки [13]:

1 – топливо; 2 – камера сгорания ГТУ; 3 – газотурбинная группа; 4 – всасываемый воздух; 5 – КУ с дожигом.

мых только в зоне пода, удалось получить профиль тепловых потоков, равноценный прежнему по всей высоте топочного пространства.

В когенерационных установках режим крекинг-печи может непрерывно поддерживаться также во время отключения газовой турбины. При этом важную роль играет скорость падения расхода воздуха вследствие неисправности ГТУ, которое в решающей степени определяет тип и способ функционирования системы.

Приводные ГТУ имеют наиболее быстрое понижение расхода воздуха. Это объясняется двухвальной конструкцией с низким моментом инерции газогенераторной группы. В течение 5 секунд с момента отключения расход воздуха понижается приблизительно до 15 % от номинального значения. В противоположность этому одновальные газотурбинные группы характеризуются медленным понижением расхода, т. к. высокий момент инерции ротора ГТУ и генератора поддерживает еще длительное время поток воздуха и после отключения. Даже по истечении 30 секунд расход составляет ≈ 40 % от начального значения.

Быстрый спад расхода воздуха у приводных ГТУ хотя и вызывает дополнительные трудности, однако, для их устранения были найдены соответствующие решения. Действующие в Корее и Японии этиленовые установки оборудованы приводными ГТУ.

На рис. 5.35 изображена технологическая схема системы, установленной на олефиновом заводе в Корее; полезная мощность приводной газовой турбины составляет ≈ 12 МВт. Выхлопные газы ГТУ подводятся параллельно к трем крекинг-печам. Согласно схеме смесь из выхлопных газов и дополнительного свежего воздуха поступает в главный канал, ведущий к крекинг-печам. При нормальной эксплуатации приблизительно две трети кислорода, необходимого для сжигания, поступает из выхлопных газов. Остальная треть подается вспомогательной воздухоподувкой. Для максимального использования горячих выхлопных газов производится регулирование уровня давления в магистрали. Если давление повышается в пределах первого диапазона индикации, то заслонка вспомогательной воздухоподувки со стороны всасывания закрывается, пока не будет достигнуто минимальное положение. Если давление повышается дальше в пределах второго регулировочного диапазона, то избыток выхлопных газов стравливается в атмосферу. Если печь и ГТУ эксплуатируются независимо друг от друга, то наряду со вспомогательными воздухоподувками воздух в главную магистраль трубопровода подают и резервные воздухоподувки. Последние при нормальном режиме работы печей со смесью выхлопных газов и свежего воздуха остановлены и запускаются только при выходе турбины из строя. Кроме того, резервные воздухоподувки сконструированы так, что они способны быстро разогнаться до номинальной скорости вращения, с целью обеспечения снабжения достаточным количеством воздуха за короткий промежуток времени. С повышением температуры увеличивается также значение регулируемого параметра датчика давления.

На выхлопе ГТУ вмонтирована клапанная пара для направления выхлопных газов или в главный канал, или через дымовую трубу в атмосферу. Эти клапаны обеспечивают независимую друг от друга эксплуатацию ГТУ и крекинг-печи.

Опыт показал, что регулировочные заслонки относятся к наиболее ненадежным элементам всей системы подачи выхлопных газов. При конструиро-

вании заслонок особенно важным является учет проблемы дилатации. Деформация и защемление заслонки являются следствием высоких градиентов температуры при быстром процессе нагрева выхлопными газами; подобные недостатки можно устранить с помощью целенаправленных конструктивных мер.

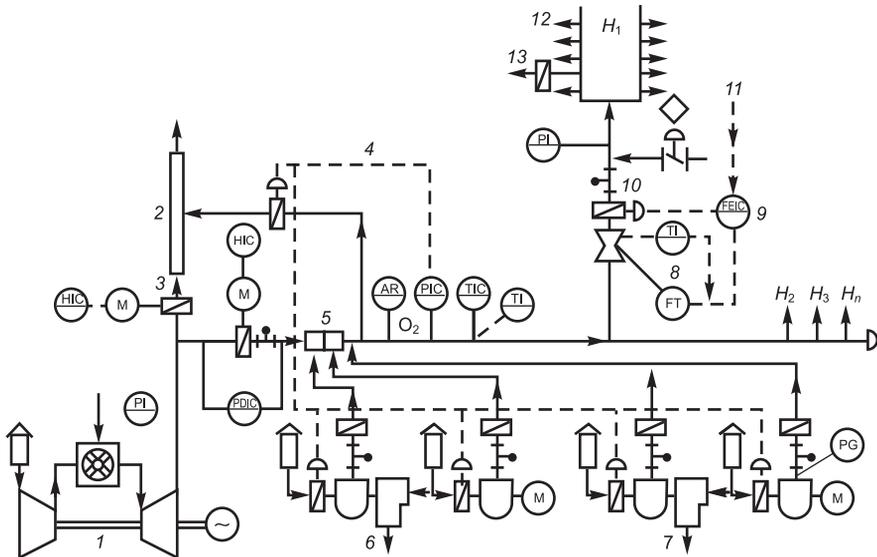


Рис. 5.35. Технологическая схема когенерационной установки на базе ГТУ и крекинг-печей этиленового производства [13]:

$H_1...H_n$ крекинг-печи 1... n имеют одинаковую аппаратуру; М – приводной электродвигатель; 1 – газотурбинная группа; 2 – дымовая труба; 3 – заслонка с устройством защиты от избыточного давления; 4 – система регулирования расходов воздуха и газа; 5 – смесители; 6 – вспомогательная воздуходувка; 7 – резервная воздуходувка; 8 – компенсация температуры; 9 – отношение воздух/топливо; 10 – окружающий воздух; 11 – регулятор подачи топлива; 12 – к горелкам; 13 – заслонка горелки.

Одной из них является замена сдвоенных клапанов на выходе турбины отклонителем. При изменении направления потока отработавшего газа от главного ответвления на выпуск в атмосферу отклонитель не блокируется. Кроме того, отклонитель имеет незначительную утечку, т. к. он может закрываться плотнее чем заслонка. При эксплуатации внутренние детали отклонителя не подвергаются постоянному воздействию горячих газов; поэтому он оказывается более надежным в работе.

При выходе турбины из строя печи работают автономно с наддувом свежего воздуха от вспомогательных воздуходувок. Перед клапанами на выходе турбины расположены устройства защиты от избыточного давления.

В начале линий, подводящих газы к каждой печи, установлены регулировочные клапаны расхода, управляющие подачей воздуха для горения. Расход измеряется с помощью сопел Вентури с введением коррекции на температуру и состав газа. Потребность в воздухе устанавливается программой процесса горения в крекинг-печи. Точно также непрерывно контролируется отношение воздух/топ-

ливо, регулирование которого осуществляется специальной следящей системой с задержкой времени. В результате этого повышение подачи топлива может производиться только после повышения подачи воздуха. Такой способ подачи воздуха обеспечивает полное сгорание топлива. Для снижения тепловой мощности сначала уменьшается количество подаваемого топлива, а затем воздуха.

Операция переключения режима работы печи с выхлопных газов на свежий воздух при выходе турбины из строя в решающей степени зависит от динамической характеристики системы. Кислородный поток к печи является сложной функцией нескольких факторов:

- скорости снижения расхода воздуха при выбеге ГТУ;
- скорости нарастания расхода воздуха от основных воздуходувок;
- воздействия регулировочной системы.

Динамическая характеристика системы в случае неисправности была рассчитана на ЭВМ. Результат показал, что система, представленная на рис. 5.35, в состоянии переключаться с режима выхлопных газов на режим свежего воздуха без отключения крекинг-печей при условии, что тепловая мощность горелок печи непосредственно после отказа турбины будет уменьшена приблизительно на одну треть в течение около 10 секунд. Вследствие большой термической инерционности печи это весьма незначительно повлияет на осредненные параметры крекинг-процесса. Временное снижение мощности необходимо главным образом потому, что у приводных ГТУ подача воздуха падает чрезвычайно быстро и для наполнения главного канала свежим воздухом требуется некоторое время.

В усовершенствованной системе воздухоподачи к печам этот недостаток устранен: каждая крекинг-печь снабжается собственной (индивидуальной) воздуходувкой, расположенной в непосредственной близости от печи. Остальные элементы такие же, как на рис. 5.35. В результате этого подача необходимого количества воздуха после выхода турбины из строя происходит значительно быстрее. С одной стороны, индивидуальные воздуходувки намного меньше по своим размерам и, вследствие этого, могут быстрее разгоняться, с другой стороны, уменьшается объем канала за воздуходувкой, что сокращает время заполнения и улучшает реакцию системы.

Две подобные системы с интегрированной надежной промышленной турбиной находятся в эксплуатации на заводах в Корее.

Технологическая схема была модифицирована и для возможности применения приводных ГТУ. В результате чрезвычайно быстрого провала подачи воздуха после отказа машины данного типа едва ли возможно избежать нестехиометрического сжигания без уменьшения тепловой мощности. Этот недостаток устраняется благодаря непрерывной работе воздуходувки каждой крекинг-печи. При нормальном режиме работы требуемое количество дополнительного воздуха нагнетается этими воздуходувками. При выходе турбины из строя открываются дроссельные заслонки со стороны всасывания настолько, чтобы количество воздуха для поддержания нормальной тепловой мощности оказалось достаточным. В данной системе каждая крекинг-печь снабжена собственным смесителем выхлопных газов ГТУ и свежего воздуха от воздуходувки; вспомогательная и резервная воздуходувки, которые согласно прежней конфигурации, подавали воздух в главный канал, больше не требуются.

Этот метод используется на заводе Osaka Petrochemical (ОРС). В качестве ГТУ использовалась Cooper Rolls Coberra 6462 с электрической мощностью ≈ 25 МВт. Газотурбинная группа является модификацией привода Rolls Royce RB211. При имевших место отключениях ГТУ система функционировала вполне удовлетворительно.

Установка в Японии рассчитана таким образом, что уменьшение тепловой нагрузки после выхода газовой турбины из строя не происходит. Перед вводом воздуходувок в эксплуатацию с выхлопными газами были проведены предварительные испытания с целью проверки, работает ли управление согласно программе, причем результат сравнивался с результатами расчета переходного процесса. Газовая турбина была отключена при наиболее тяжелых условиях в том отношении, что одна печь работала в режиме с выхлопными газами, в то время как остальные печи были отключены от них заслонкой сброса в атмосферу. Результат опытов оказался удовлетворительным; управление реагировало как было предусмотрено. На рис. 5.36 изображена кривая кислорода, определенная путем измерения расхода выхлопных газов и воздуха. Сравнение измеренных значений с расчетными данными показало хорошее согласование на протяжении всего цикла отключения; необходимая потребность в кислороде для процесса горения в данном случае составляла $3481 \text{ нм}^3/\text{ч}$. Вследствие большого количества настенных горелок нецелесообразно определять общий поток непосредственно на входе в печь во время переходного процесса.

На заводе ОРС до сих пор произошли три отключения газовых турбин, вызванные ошибками при контроле, а также проблемами в электроснабжении. Каждый раз система управления срабатывала согласно программе, и печи во время переходного процесса работали без перерыва. Из рис. 5.37 видно, что изменения температуры продукта на выходе из нагревательного змеевика во время переходной фазы незначительны (менее 10°C).

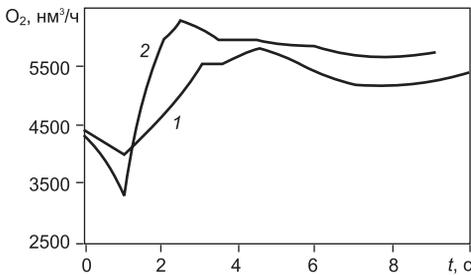


Рис. 5.36. Сравнение расчетных (1) и экспериментальных (2) данных по изменению подачи кислорода в топку крекинг-печи во время переходного периода [13].

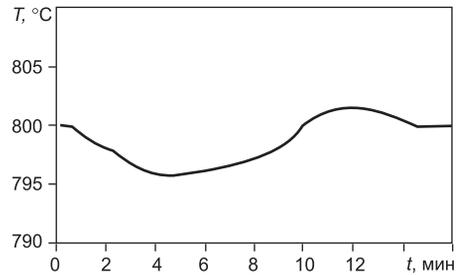


Рис. 5.37. Изменение температуры теплоносителя на выходе змеевикового нагревателя крекинг-печи за время включения топливовоздушной системы печи при аварийном останове ГТУ [13].

Применение газовых турбин в этиленовых установках, благодаря выработке электрической энергии при одновременном использовании выхлопных газов для подогрева воздуха крекинг-печей, снижает расход энергии на $3,3$ МДж на кг этилена.

2.5. Когенерационные станции на базе ГПД

Во всем мире газовые поршневые двигатели являются преобладающим видом приводного двигателя в электрогенераторных установках когенерационных станций сравнительно небольшой электрической мощности. Генераторные установки с газовыми двигателями работают на промышленных коммерческих когенерационных станциях, в сельскохозяйственном производстве, в пищевой промышленности, в системе теплоснабжения и других отраслях производства, а также для комбинированной выработки тепла, электроэнергии и кондиционирования воздуха в учебных заведениях, офисных центрах и административных зданиях и т. п.

Специфика представленных ниже когенерационных проектов заключается в тепловых схемах использования сбросной теплоты двигателей, содержащейся в выхлопных газах (высокотемпературный источник) и отводимой в системе охлаждения двигателя, масляной системы и системы охлаждения наддувочного воздуха (низкотемпературный источник).

Проект когенерации на очистных сооружениях

Данный материал базируется на проекте, реализованном Британским Правительством с целью демонстрации преимуществ комбинированной выработки энергии. Для обеспечения объективности результатов исследований наблюдение за работой оборудования проводилось независимой организацией. Все экономические расчеты основаны на британских ценах на энергоносители. Целью этого проекта было более полное использование энергии биогаза, образующегося из канализационных стоков, и снижение на этой основе затрат на эксплуатацию двигателей, которые до этого работали на двух видах топлива. Система была спроектирована для работы в полностью автоматическом режиме, за счет чего были существенно снижены затраты на обслуживание.

Система перерабатывает $290\,000\text{ м}^3/\text{сут}$ стоков. Используется метод горячего брожения в восьми первичных реакторах. В них образуется около $250\,000\text{ м}^3$ газа в сутки. Этот газ используется для комбинированной выработки электроэнергии и тепла, идущего на подогрев реакторов. На первом этапе модернизации системы были установлены три двигателя с искровым зажиганием по 300 кВт каждый. Они были предназначены для более эффективной утилизации избытков газа, а также для балансирования нагрузки на объекте, что обеспечивало работу основных двухтопливных двигателей в проектном режиме с максимумом эффективности. На второй фазе проекта в 1990 году двухтопливные двигатели были заменены тремя двигателями с искровым зажиганием и турбонадувом мощностью 1750 кВт каждый, подключенными к энергосистеме. Ежедневный выход газа из реакторов составляет около $36\,000\text{ м}^3$, что позволяет двум установкам комбинированной выработки работать практически на полную мощность, а третья используется при наличии избытка газа. Система рассчитана на работу в полностью автоматическом режиме с наблюдением за количеством выделяющегося газа, а также работой двигателей и всего присоединенного оборудования с центрального диспетчерского пульта. Каждая из установок теперь работает в

среднем по 4600 часов в год, вырабатывая более 8 ГВт·ч электроэнергии. Техническое обслуживание головки двигателя требовалось после каждых 10 000 часов, а капитальный ремонт – через 20 000 часов. Стандартное техническое обслуживание проводилось после 750 часов.

Экономический анализ:

1 этап – В 1985–90 годах была достигнута годовая экономия 227 тыс. USD, или 6,03 центов на 1 кВт·ч вырабатываемой электроэнергии (на 3-х двигателях по 300 кВт). Капитальные затраты на первом этапе составили 1 425 тыс. USD, а срок окупаемости 6,3 года.

2 этап – За 3,5 года работы, в 1990–94 годах, была достигнута экономия в 3 435 тыс. USD. Капитальные затраты на систему составили 4 950 тыс. USD. Ежегодная экономия, таким образом, составляет 1 105 тыс. USD, а срок окупаемости 4,5 года. Показатели эффективности проекта представлены в табл. 5.14.

Таблица 5.14

Эффективность проекта когенерации на очистных сооружениях

Показатель	Ежегодная экономия	
	этап 1	этап 2
Экономия		
Выработанная электроэнергия, ГВт·ч	3,56	20,58
Стоимость электроэнергии, USD	262 378	1 296 590
За счет установленной мощности, USD	15 390	23 999
Итого, USD	277 768	1 320 589
Затраты, USD		
Техобслуживание	45 578	188 050
Эксплуатация	5 850	27 000
Итого	51 428	215 050
Экономия	226 341	1 105 539
Капиталовложения, USD	1 425 000	4 950 000
Срок окупаемости, лет	6,3	4,5

*Пивоваренное предприятие Stuttgarter Hofbrau AG,
Штутгарт – Германия [14]*

Предприятие расположено на юге Германии. Его мощность – 1,2 млн гектолитров пива ежегодно, штат составляет 550 сотрудников.

Согласно новой энергетической программе, разработанной в 1990 году, основное энергетическое оборудование состоит из установки для комбинированной выработки тепла и электроэнергии, включающей тепловой аккумулятор, и компрессорной установки для использованного выпара.

Двигатель мощностью 950 кВт, работающий на природном газе, приводит в движение генератор, вырабатывающий электроэнергию, необходимую для работы завода. Все тепловые потоки от двигателя (1510 кВт) направляются на теплоснабжение предприятия.

В условиях температурного режима подачи тепла ниже 100 °С (только за счет системы охлаждения двигателя) возможности для применения таких установок были ограничены. Для применения в моечных машинах горячей воды вместо пара температура охлаждающей воды на выходе из установки первоначально была повышена до 115 °С, а затем до 140 °С за счет использования двух последовательно установленных теплообменников по ходу выхлопных газов. Эффективность КОУ составляет: по электричеству – 32 %, по теплу – 58 % при суммарной эффективности, равной 90 %.

При разнице температуры в 60 °С (140 °С/80 °С) высокотемпературный тепловой аккумулятор объемом 190 м³ воды может накапливать тепло во время 13-часового производства электроэнергии в количестве, достаточном для удовлетворения переменных производственных нагрузок по электроэнергии и теплоте.

Применение новых энергосберегающих технологий позволяет сократить потребности предприятия в тепловой энергии до 50 %. Так, например, в процессе варки сушла вырабатывается большое количество пара (7,2 т/ч) с параметрами 0,1 МПа и 100 °С. Прежде полученный выпар использовался для подогрева воды, а затем выпускался в атмосферу. На новой установке параметры выпара достигают значения 0,14 МПа и 110 °С, благодаря чему он может быть использован в процессе варки.

Ежегодно экономия природного газа на предприятии составляет около 1,5 млн м³. Общий размер капиталовложений составил около 3,97 млн USD. Создание установки финансировалось федеральным штатом Баден-Вютемберг как демонстрационный проект рационального энергопотребления.

Во Франции в 1998 г. на заводе концерна Peugeot (вблизи Мелюза), выпускающем 1600 автомобилей в сутки, сооружена когенерационная станция на базе 10 газопоршневых двигателей фирмы Cummins Wartsila суммарной электрической мощностью 21 МВт [15]. Станция занимает площадку размером 15×70 м. Тепловая энергия в холодный период используется для отопления заводских зданий (в течение 3624 ч в году), а также для генерации пара давлением 1,6 МПа для технологического процесса окраски автомобилей. Особенность маркетинга состоит в том, что практически всю вырабатываемую электроэнергию Peugeot продает электрораспределяющей компании, но покупает со стороны 18,3 МВт тепловой энергии. В результате ежегодная прибыль от эксплуатации когенерационной станции составляет 600 тыс. EUR.

Области применения и показатели когенерационных станций на базе газопоршневых двигателей фирмы JES (Jenbacher Energiesysteme) (Австрия) приведены в табл. 5.15.

В музее науки и промышленности г. Чикаго (США) установлена КОУ электрической мощностью 1,75 МВт, обеспечивающая 80 % потребностей музея в отоплении, горячей воде и электричестве. Кроме того, предполагается сделать ее работающим музейным экспонатом. В качестве приводного двигателя был использован 4-тактный газовый двигатель фирмы Cummins (США), работающий по технологии сжигания обедненной топливной смеси. Для утилизации тепла выхлопных газов двигателя используется котел-утилизатор фирмы Cummins производительностью 0,5 кг/с насыщенного пара при давлении 0,28 МПа.

Таблица 5.15
Примеры когенерационных станций на основе газозопоршневых двигателей фирмы JES

Потребители	Тип двигателя, количество	Установленная эл. мощность, кВт	Тепл. мощность, кВт	КПД эл. %	Кит, %	Температура воды, °С (вход/выход)
<i>College Wellesley (США), 1994 г.</i> Электроснабжение университета города, продажа 800 часов пиковой мощности, генерация пара, горячей воды и холода. Дает экономию 1 млн USD в год	JMS 616GS-N.L.C 16-цилиндровый, 4 шт.	5600	7331	37,5	86,6	70/97
<i>Станция теплоснабжения (Сестриере, Италия), 1993 г.</i> Это известный горнолыжный курорт на высоте 2000 м над уровнем моря. Основное преимущество—низкие выбросы в атмосферу. Работает в комбинации с водогрейным котлом.	JMS 616GS-N.L.C, 16-цилиндровый, 4 шт.	6248	8472	40	90	70/106
<i>Станция муниципального тепло- и электроснабжения (Горлиц, Германия), 1994 г.</i> с населением 20 тыс. Типовой модуль для восточных (новых) земель Германии.	JMS 616GS-N.L.C, 16-цилиндровый, 5 шт.	7055	8980	38	86	70/110
<i>Газовая расширительная станция Naaldwijk (Голландия), 1993 г.</i> Когенерационный модуль работает совместно с расширительной турбиной.	JMS 612GS-N.L.C, 12-цилиндровый, 2 шт.	2328	3106	38,1	87,5	70/90
<i>Теплоснабжение на дальние расстояния (сети большой протяженности) (Хеденстед, Дания), 1993 г.</i> Почти 90 % теплостанций переведено на когенерационные технологии.	JMS 616GS-N.L.C, 16-цилиндровый, 3 шт.	4250	5750	38	86	70/110
<i>Соледобывающая фабрика (Монзон, Испания).</i> Тепло используется для выпаривания растворов.	JMS 616GS-N.L.C, 16-цилиндровый, 3 шт.	1977	2514	39	89	—
<i>Кирпичный 3-д (Пиза, Италия), 1993 г.</i> Электричество полностью потребляет 3-д, теплом обогреваются цеха и офисы (низкотемпературные сети) и сушится кирпич (высокотемп. тепло)	JMS 616GS-N.L.C, 16-цилиндровый, 2 шт.	1320	1974	39,2	97,5	—
<i>Больница на 284 койки вблизи Нанта (Франция), 1994 г.</i> Избыток тепла и электричества продается в местные сети	JMS 208GS, 8-цилиндровый, 1 шт.	278	399	36	87,7	70/90

2.6. Отопительная ТЭЦ на биомассе

Спецификой данного проекта является применение парового котла на биомассе с циркулирующим кипящим слоем и паровой турбины сравнительно небольшой мощности, но на высокие параметры пара; установка за паровым котлом скруббера для глубокой утилизации теплоты уходящих газов и развитая система управления, использующая волоконно-оптические линии связи [16].

Сеть районного отопления в г. Ваксио (Швеция) вместе с ТЭЦ была построена в начале 1970-х годов. В качестве топлива применялся исключительно мазут. В 1980–1983 гг. электростанция была приспособлена под сжигание биомассы в связи с сокращением резервов нефтепродуктов компании. К 1997 г. доля биомассы в топливном балансе станции поднялась до 95 %.

Строительство нового когенерационного блока компании Sandvik является следующим шагом на пути развития энергосистемы города, увеличения ее эффективности и нагрузки. Блок, работающий на сжигании биомассы, производит 38 МВт электричества и 66 МВт тепловой энергии. Являясь как бы частью естественного цикла, установка Sandvik-II – экологически безопасна, т. е. не увеличивает содержание углекислоты в атмосфере: в топливо – энергетическом балансе количество углекислоты, которое образуется при сжигании древесных отходов в установке, равно количеству углекислоты, поглощаемой лесом при выращивании такой же древесной массы. Зола, полученная после сжигания биомассы, которая содержит некоторые питательные вещества и следы некоторых химических элементов, будет возвращена в леса и таким образом природный жизненный цикл может быть завершен.

Блок Sandvik-II может отапливаться всем, что производит лес, начиная с древесной щепы и заканчивая корой и торфом. Развитие энергосистемы означает дополнительные 15 и 25 МВт электрической мощности. Схема когенерационной установки показана на рис. 5.38.

Котел типа Pirflow Compact, включая биотопливную топку, был поставлен фирмой Foster Wheeler Energia из Финляндии. Котел имеет топку с циркулирующим кипящим слоем. Под топку формируется в нижней части котла, через который продувается воздух для сжигания топлива. Топливо над подом топки находится во взвешенном состоянии. На под топки подается также песок с целью стабилизации горения, которое протекает при температуре 800–900 °С.

В котле с циркулирующим кипящим слоем скорость подачи воздуха через под топку увеличивается до того момента пока топливо не поднимется над подом, после чего горение будет протекать во всем объеме камеры сгорания. Песок постоянно циркулирует через сухие фильтры, которые размещены сразу за камерой сгорания, и после потери скорости вновь возвращается в замкнутый контур котла, откуда и возникло название: котел с циркулирующим кипящим слоем.

Котлы с циркулирующим кипящим слоем имеют следующие преимущества:

– гибкость в плане видов сжигаемого топлива: котел может отапливаться и высоко влажными низкокалорийными видами топлива, как, например, биомасса, и высококалорийными, такими, как уголь;

- лучшие показатели в плане воздействия на окружающую среду: благодаря сравнительно невысокой температуре сжигания топлива снижается образование вредных окислов азота;
- широкий диапазон допустимых тепловых нагрузок (от 0,35 до N_{\max}) без привлечения сжигания дополнительного количества жидкого топлива. Небольшое количество топлива, находящегося в камере сгорания, делает быстрый процесс отладки котла при любой нагрузке;
- КПД котла достаточно высок благодаря незначительному недожогу.

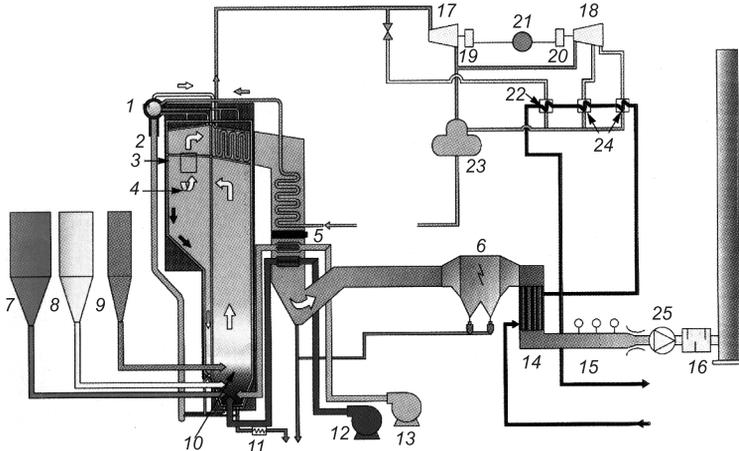


Рис. 5.38. Схема когенерационной установки, работающей на древесных отходах [16]:

1 – паровой барабан; 2 – опускная труба; 3 – ввод аммиака; 4 – сепаратор твердых частиц; 5 – каталитический конвертор; 6 – электрофильтр; 7 – топливо; 8 – известняк; 9 – песок; 10 – топка; 11 – шлак; 12 – вентилятор первичного воздуха; 13 – вентилятор вторичного воздуха; 14 – скруббер; 15 – измерения эмиссии; 16 – глушитель; 17 – ЦВД; 18 – ЦНД; 19, 20 – редуктор; 21 – генератор; 22 – конденсатор; 23 – бак питательной воды; 24 – конденсатор паровой турбины; 25 – дымосос.

Внешний вид котла показан на рис. 5.39.

Котел состоит из специальных, так называемых, панельных стен, каждая из которых состоит из большого количества вертикальных труб, сваренных между собой при помощи так называемых плавников.

Топка котла сформирована в виде коробки, на дно которой подается топливо при помощи шнековых питателей с переменной скоростью вращения. Песок, который циркулирует в камере сгорания, поступает не только из сухих фильтров, но и в виде внешней подпитки. Воздух для сжигания топлива поступает из различных точек топки, размещенных на разных уровнях, а также под основание (под) топки, где имеется отдельное отверстие для удаления золы.

Рассматриваемый котел использует новый тип фильтра, который имеет форму не длинного цилиндра, а коробки. Преимущество такой конструкции в том, что такой фильтр может быть легко интегрирован в конструкцию котла.

В данном случае он вмонтирован в панели стенок топки перед пароперегревателем. Это делает конструкцию котла более компактной.

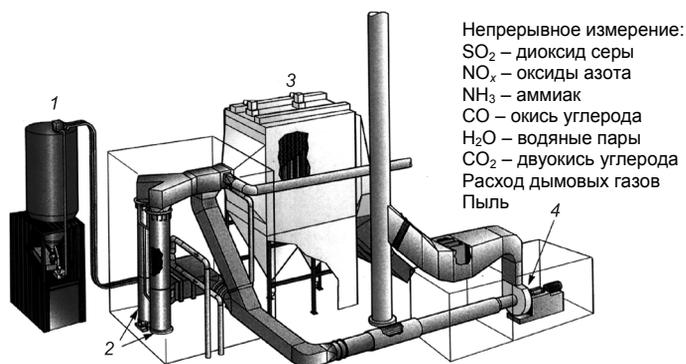


Рис. 5.39. Общий вид котла с циркулирующим кипящим слоем для сжигания древесины [16]:

1 – накопитель летучей золы; 2 – скрубберы (контактные конденсаторы); 3 – электрофильтр; 4 – дымосос.

После очистки в сухих пылеотделителях дымовые газы движутся в сторону пароперегревателя, который представляет собой пакет трубок, окруженный стенками газохода. После пароперегревателя газы попадают в испаритель и экономайзер, в котором происходит нагрев воды перед ее поступлением в испаритель. После этого оставшееся тепло дымовых газов используется в отдельном трубчатом теплообменнике для предварительного нагрева воздуха, поступающего в топку. После котла дымовые газы очищаются в электрофильтре. В нижней части котла и в сухом пылеотделителе панели стен покрыты огнеупорным материалом, который предохраняет стены от эрозии. Котел с естественной циркуляцией воды и имеет только один барабан. Регулирование температуры перегретого пара осуществляется с помощью впрыска воды за пароперегревателем. Из-за высокого давления и температуры пара к качеству подготовки воды предъявляются высокие требования; водоподготовка осуществляется на отдельной станции. Котел производит 43 кг/с перегретого пара давлением 14,2 МПа и температурой 540 °С.

Для снижения выбросов окислов азота (NO_x) котел оборудован системой селективного каталитического снижения содержания этих вредных веществ, а также каталитическим конвертором. Конвертор установлен в середине газохода экономайзера, где температура дымовых газов находится на требуемом уровне. Котел оборудован также устройством для распыла известкового молока, которое применяется при сжигании топлив с высоким содержанием серы (торф): известковое молоко реагирует с серой и превращается в гипс. Известковое молоко впрыскивается в нижнюю часть камеры сгорания, а образовавшийся гипс смешивается с золой топлива.

При помощи дымососа дымовые газы прокачиваются через электростатический фильтр, в котором до 99,5 % пыли осаждается на электродах. Периодически срабатывает механизм встряхивания электродов, и наросты пыли удаляются за счет собственного веса в бункер-накопитель пыли. Очищенные продукты сгорания покидают фильтр и следуют в контактный конденсатор (скруббер), который охлаждается с помощью обратной сетевой воды системы отопления. В скруббере с одной стороны конденсируется влага из дымовых

газов, благодаря чему в отопительной системе полезно используется от 10 до 20 МВт теплоты, выделяемой при конденсации паров. С другой стороны за счет смачивания дымовых газов дополнительно улавливается пыль в сбрасываемых в атмосферу продуктах сгорания. Зола, собранная в электростатическом фильтре, транспортируется с помощью сжатого воздуха в башню-накопитель пыли.

Паровая турбина, которая входит в блок Sandvik-II, была поставлена компанией АВВ Stal для производства электричества и тепла. Паровая турбина (рис. 5.38) является двухкорпусной, и состоит из частей высокого и низкого давления со сдвоенным конденсатором. Каждая часть имеет собственный понижающий редуктор, однако работают они на общий электрогенератор производства компании АВВ Industrial Systems с частотой вращения 1500 об/мин. Частота вращения ротора части высокого давления турбины составляет 10 727 об/мин, тогда как ротор части низкого давления вращается при 6950 об/мин.

Турбина высокого давления выполнена в виде цилиндра, где ротор и диафрагмы собираются вместе в виде узла, который затем вставляется горизонтально в отливку корпуса турбины.

Турбина низкого давления имеет отдельный выпуск отработанного пара с целью организации двухступенчатого нагрева сетевой воды. Такая схема позволяет увеличить выработку электроэнергии в турбине.

Система управления

Система управления на электростанции Sandvik типа TELEPERM XP поставлена фирмой Siemens, полностью компьютеризирована и специально спроектирована для электростанций с их высокими требованиями в отношении безопасности, доступности и надежности. Важные функции в этой системе заложены в плане ее резервирования (сдвоенные компьютеры).

Выполнение всех операций, мониторинг и надзор осуществляются через операционный комплекс, размещенный в центральном зале управления электростанции, где также сосредоточен контроль и управление другими агрегатами станции. С целью обеспечения безопасности и в качестве дополнения к существующим системам имеется некоторое количество мониторов, которые установлены в новом блоке Sandvik-II. Связь между различными системами осуществляется с помощью тонковолоконной оптики. Системы наблюдения и управления держат под контролем и управляют примерно 4200 различного рода числовыми и аналоговыми сигналами и примерно 580 открытыми и замкнутыми контурами, такими как электродвигатели и соленоиды. Надзор за работой электростанции осуществляется операторами с помощью графических станционных дисплеев, а также с помощью дисплеев с технологическими процессами, информационных табло и аварийных дисплеев.

Система управления топкой относится к разряду так называемых систем «отказ–безопасный режим», и это означает на практике, что в случае отказа в ведении какого-то технологического процесса или ошибки в системе управления, система безопасности выведет электростанцию в безопасный режим работы. Для тех агрегатов станции, которые размещены на большом расстоянии от центральной системы наблюдения и управления, используются рассредоточенные

модули управления. Эти модули связаны с системой наблюдения и управления с помощью полевых шин, что значительно сократило длину кабелей управления.

Оборудование станции также подключено к местной сети в зале управления, причем данная сеть обеспечивает обслуживающий персонал станции необходимой информацией (в том числе и о работе станции в предшествующий период времени), что таким образом позволяет ему оптимизировать и отслеживать производство энергии станцией в плане эффективности, затрат топлива, аспектов охраны окружающей среды, а также потребления электрической и тепловой энергии. Система управления станцией состоит из четырех основных частей:

1. Система управления типа OM650 на базе процессоров, которая осуществляет выполнение задач управления технологическими процессами на станции и информирования ее персонала. Кроме того, она выполняет функцию анализа сбоев и чисто расчетные функции. В центральном зале управления имеется три пульта управления, каждый из которых имеет два или четыре монитора. Местный зал управления на блоке Sandvik-II имеет один пульт управления с тремя мониторами. С каждого пульта управления, который работает независимо один от другого, могут осуществляться все функции по управлению и надзору за работой станции. Управление станцией производится с помощью одной мышки, работающей на несколько мониторов, что называется работой в режиме «мультиэкрана».

Система OM650 состоит в основном из стандартных персональных компьютеров с операционной системой типа UNIX. Для целей обучения операторов станции имеется специальный пульт управления, не связанный с управлением технологическими процессами на станции.

2. Система автоматики типа AS620, используемая для всех замкнутых и открытых контуров управления станцией. В структуре электростанции имеется 10 систем автоматики, выделенных отдельно для блоков Sandvik-I и Sandvik-II, а также для систем обучения персонала и контроля за наличием запасных частей. Каждая система автоматики состоит из ее корневой части и процессора, модуля функции, а также автономных открытых и замкнутых контуров индивидуальных контроллеров. Система автоматики для распределения тепла в системе районного отопления, которая является неотъемлемой частью всей электростанции, выполнена с наличием резервирования для достижения высокой надежности.

3. Система автоматики на шине SINECHIFO с виртуальной кольцевой структурой, обеспечивающей высокую степень надежности. В этой шине используется волоконно-оптическая среда для того, чтобы предотвратить электромагнитные помехи, которые могут возникнуть при работе станции. В данной шине используется стандартная протокольная структура.

4. Инжиниринговая система ES680 хранит информацию в конфигурации для всей системы наблюдения и управления. Устройства компьютеров и их программное обеспечение, дисплеи пультов управления имеют конфигурацию системы ES. Система наблюдения и управления обеспечивает опережающее инженерное обслуживание. Эта же система используется для испытаний, приемки и обслуживания электростанции.

ТЭЦ Sandvik вырабатывает ежегодно 160 ГВт·ч электроэнергии и 350 ГВт·ч тепловой энергии для централизованного теплоснабжения, которые суммарно эквивалентны расходу 50 000 м³ мазута.

2.7. Когенерационные станции на основе использования сбросной теплоты ГТУ газоперекачивающих агрегатов

Установка за ГТУ-приводами компрессорных станций котлов-утилизаторов позволяет генерировать пар одного или двух уровней давлений. Спецификой когенерационных проектов является использование генерируемого пара, которое можно осуществить тремя способами: подача пара в паротурбинную установку, сооружаемую на территории КС, при этом паровая турбина вращает либо электрогенератор, либо центробежный нагнетатель газа; подача пара в качестве дополнительного энергоносителя в блок ПГУ-станции или паровой турбины ТЭЦ, находящихся на определенном удалении от КС, для увеличения их электрической мощности; пар подается в качестве технологического, находящимся недалеко от КС промышленным потребителям, теплицам и пр. Указанные специфические особенности отчетливо проявляются в описанных ниже проектах.

В западных странах накопился значительный опыт создания и эксплуатации бинарных ПГУ на КС.

В г. Гербере (США) на КС газопровода компании Pacific gas and electric работает утилизационная паротурбинная установка с газотурбинным ГПА мощностью 8,8 МВт. Конденсационная паровая турбина приводит во вращение электрогенератор, который вырабатывает 3,7 МВт электроэнергии, достаточной для обеспечения потребностей поселка с населением 4 тыс. чел. Стоимость установки 10 млн USD. Температура выхлопных газов турбин составляет 500–600 °С, коэффициент использования топлива при комбинированном производстве механической (или тепловой) и электрической энергии составляет около 80–90 %.

Фирма Solar International (США) на базе ГТУ Centraver и Mars разработала ПГУ, предназначенные для привода как электрогенераторов, так и нагнетателей

газа. Паровая и газовая турбины могут осуществлять привод как одинаковых, так и различающихся нагрузок нагнетателя и электрогенератора. Эффективный КПД парогазового цикла составляет соответственно 37,2 и 43,9 %.

На КС Weithaus международного газопровода «Мегал» установлена бинарная парогазовая установка на базе газотурбинных ГПА Ingersoll Rand (США) (рис. 5.40). На КС установлены три ГПА единичной номинальной мощности 18,9 МВт и КПД 34,5 % с нагнетателями газа, КУ+ПТ и дополнительным нагнетателем с приводом от паровой

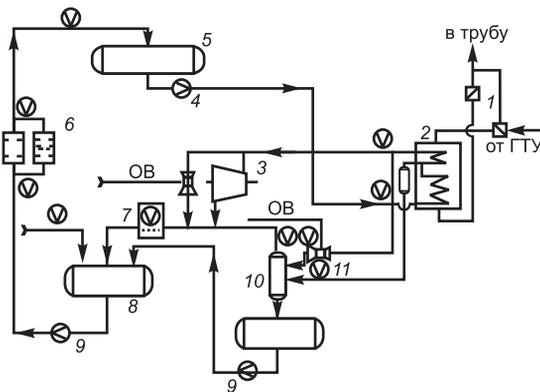


Рис. 5.40. Схема БПГУ КС Weithaus [17]:

1 – газорегулирующие заслонки (байпас); 2 – котел-утилизатор; 3 – паровая турбина; 4 – питательный насос; 5 – резервуар воды; 6 – установка водоподготовки; 7 – воздушный конденсатор; 8 – конденсатосборник; 9 – конденсатный насос; 10 – расширительный сосуд; 11 – МЭО задвижка с электроприводом.

турбины. Это обеспечивает при одном или двух включенных газотурбинных ГПА работу станции и паровой турбины мощностью 7–14 МВт с нагнетателем. Третий газотурбинный ГПА в нормальном режиме работы КС остается в резерве. КПД цикла повышается с 34,5 до 47,5 %. Котлы-утилизаторы имеют температуру перегретого пара 480 °С [17].

Баланс располагаемой мощности КС Weithaus и эффективность работы агрегатов приведены в табл. 5.16.

Таблица 5.16

Некоторые параметры модернизированной КС Weithaus

Схема включения агрегатов	Мощность ГТУ, МВт	Мощность ПТ, МВт	КПД, %
ГТУ	18,9	–	34,5
ГТУ+ПТ	18,9	7,1	47,4
2 ГТУ+ПТ	37,8	14,3	47,5
3 ГТУ+ПТ	56,7	20,0	46,7

По аналогичной схеме была выполнена паротурбинная надстройка ГПА мощностью 25 МВт на российской КС «Грязовец» [18]. Паровая турбина мощностью 9,7 МВт вращает центробежный газовый нагнетатель. В результате надстройки КПД ГТУ-привода возрос с 24 % до 34 %.

Комбинированная выработка энергии на базе газоперекачивающих станций широко реализуется на газопроводе Trans Canada Power в Онтарио [19].

В 1997 г. компания Trans Canada Power (TCP) построила три электростанции и создала для их эксплуатации холдинговую компанию TC Power. Эти станции составили дистрибутивную систему для надежного энергоснабжения инфраструктуры Северного Онтарио. Благодаря использованию сбросной теплоты газовых турбин компрессорных станций были достигнуты высокая эффективность их работы и снижены выбросы.

В дополнение к трем упомянутым выше КС, TCP приобрела в 1998 г. электростанции в городках Тунис и Кэлсток. В г. Кэлстоке КС расположена вблизи деревообрабатывающих и бумажных заводов. В котле электростанции сжигаются древесные отходы и на полученном паре работает паровая турбина мощностью 35 МВт. TCP заключила 20-летние контракты с четырьмя заводами в этой местности на снабжение станции древесными отходами. Дополнительно были установлены утилизационные котлы на двух компрессорных установках RB211, пар от которых используется на электростанции. Станция введена в действие в 2000 г.

Первая из новых энергетических станций по комбинированному циклу была построена в 1992 г. на КС Найпигон. На базе ГТ LM 2500 установлена паровая турбина Alstom мощностью 18 МВт. В результате использования пара от котлов-утилизаторов установленных на двух компрессорных установках RB211, мощность ПГУ электростанции была увеличена до 40 МВт.

На КС Кепаскесинга ГТУ FT8 мощностью 25 МВт работает с паровой турбиной ABB VAX мощностью 31 МВт совместно с котлом-утилизатором на существующей компрессорной установке RB211. КС впоследствии была

расширена контейнерной установкой Коббера 6000, которая также была подсоединена к котлу-утилизатору, в результате чего мощность станции увеличена на 8 МВт.

Электростанция Норсбей в 400 км к северу от Торонто аналогична станции Кепаскесинг и была сооружена в 1997 г.

Оборудование то же, но компоновка отличается, поскольку Норсбей находится на расстоянии 1 км от КС с компрессорной установкой на базе RB211 и утилизационным котлом двух давлений. Котел-утилизатор КС эффективно работает в параллель на общую паровую систему электростанции с общим деаэратором и питательными насосами, которые расположены в помещениях электростанции.

Электростанция содержит двухвальный блок комбинированного (парогазового) цикла с ГТУ FT8 от Pratt & Whitney, приводящей электрогенератор мощностью 25 МВт, и паровую турбину ABB VAX мощностью 27 МВт, получающую пар от двух котлов-утилизаторов. Как и на других новых станциях парогазового цикла, выхлоп паровой турбины осуществляется в конденсатор воздушного охлаждения. Котлы, как для парогазового цикла, так и для компрессорной установки, являются вертикальными, прямоточными двух давлений пара фирмы IST. Эта компания будет поставлять котлы-утилизаторы для всех пяти ПГУ Trans Canada Power – 13 шт. котлов после RB211 и по одному на каждый из четырех блоков ПГУ-электростанций.

Такой тип котла особенно подходит для применения в расширяемых комбинированных циклах, т. к. их конструкция допускает работу в «сухом» режиме и нет необходимости в согласовании работы компрессорного привода в случае перерыва в работе паровой турбины блока ПГУ. Возможность работы в сухом режиме является важным преимуществом в условиях экстремальной зимней погоды. Выхлопные газы имеют при условиях ISO температуру: газовая турбина FT8 – 535 °С, привод RB211 – 490 °С.

Утилизация теплоты от компрессорных приводов повышает паропроизводительность за счет выхлопа работающих ГПА, и поэтому топливная эффективность парогазовой электростанции, работающей совместно с КУ приводных ГТУ, значительно выше эффективности обычного комбинированного цикла.

Эффективность, достигнутая при 100 % утилизации теплоты компрессорных приводов, составляет 60 % для каждой из упомянутых выше станций, причем только с одним компрессорным приводом, введенным в эксплуатацию. Добавка электрической мощности от использования второго привода на Кепаскесинге подняла эффективность до 68 %. Такой же результат получен и на Найпигоне после установки второго компрессорного привода в 1998 году. Ожидается, что и расширение станции Норсбей также приведет к подобному результату.

Еще один проект когенерационной установки на базе ГТУ и КУДН реализован на газоперекачивающей станции Игнасио (шт. Колорадо, США). В состав оборудования станции входят несколько ГТУ для привода газоперекачивающих компрессоров.

Из шести существующих газовых турбин пять оборудованы КУ, при этом два из них – это котлы двух уровней давлений, а остальные три – котлы одного давления. Пар высокого давления (4,2 МПа), выработанный в КУ, используется

СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ ЕДИНИЦАМИ ИЗМЕРЕНИЙ

Единицы измерения энергии

	Joule Дж	Calorie кал	Btu	Chu	kW·h кВт·ч	Hp·h л.с. ·ч	ft.lbf
1 J (Дж)	1	0.239	9.48-04	5.27-04	2.78-07	3.72-07	0.738
1 Cal (кал)	4.18	1	3.97-03	2.20-03	1.162-06	1.559-06	3.09
1 Btu	1.055+03	252	1	0.556	2.93-04	3.93-04	778
1 Chu	1.889+03	454	1.8	1	5.28-04	7.07-04	1.401+03
1 kW·h (кВт·ч)	3.60+06	8.60+05	3.41+03	1.896+03	1	1.341	2.66+06
1 Hp·h (л.с.·ч)	2.68+06	6.42+05	2.54+03	1.41+03	0.746	1	1.980+06
1 ft.lbf	1.356	0.324	1.285-03	7.14-04	3.77-07	5.05-07	1

Единицы измерения мощности

	Watt Вт	ft.pdl/s	cal/s кал/с	kcal/h ккал/ч	Btu/s	Btu/h	ft.lbf/s	Chu/s	Hp л.с.
1 W (Вт)	1	23.7	0.239	0.860	9.48-04	3.41	0.738	5.27-04	1.341-03
1 ft.pdl/s	4.21-02	1	1.007-02	3.63-02	3.99-05	0.1438	3.11-02	2.22-05	5.64-05
1 cal/s (1 кал/с)	4.18	99.3	1	3.6	3.97-03	14.28	3.09	2.20-03	5.61-03
1 kcal/h (1 ккал/ч)	1.162	27.6	0.278	1	1.102-03	3.97	0.857	6.12-04	1.559-03
1 Btu/s	1.055+03	2.50+04	252	908	1	3.60+03	778	0.556	1.415
1 Btu/h	0.293	6.96	7.00-02	0.252	2.78-04	1	0.216	1.543-04	3.93-04
1 ft.lbf/s	1.356	32.2	0.324	1.167	1.285-03	4.63	1	7.14-04	1.818-03
1 Chu/s	1.899+03	4.51+04	454	1.634+03	1.8	6.48+03	1.401+03	1	2.55
1 Hp (л.с.)	740	1.774+04	178.2	642	0.707	2.54+03	550	0.393	1

Единицы измерения давления

	Pa Па	bar бар	atm атм	Torr	in H ₂ O дюйм вод. ст.	in Hg дюйм рт. ст.	Psi	lbf/ft ²
1 Pa (Па)	1	1-05	9.87-06	7.50-03	4.20-03	2.95-04	1.450-04	2.09-02
1 bar (1 бар)	1+05	1	0.987	750	402	29.5	14.5	2.09+03
1 atm (1 атм)	1.013+05	1.013	1	760	407	29.9	14.70	2.12+03
Torr	133.3	1.33-03	1.316-03	1	0.535	3.94-02	1.934-02	2.78
1 in H ₂ O 1 дюйм вод. ст.	249	2.49-03	2.46-03	1.868	1	7.36-02	3.61-02	5.20
1 in Hg 1 дюйм рт. ст.	3.39+03	3.39-02	3.34-02	25.4	13.60	1	0.491	70.7
1 psi	6.90+03	6.90-02	6.80-02	51.7	27.7	2.04	1	144
1 lbf/ft ²	47.9	4.79-04	4.72-04	0.359	0.1922	1.414-02	6.94-03	1

Примечание: 1+04 соответствует 1×10^4 ; 1-04 соответствует 1×10^{-4} .

Приставки к единицам измерения

Наименование	Приставка		Множитель
	Обозначение		
Деци	д	d	10^{-1}
Дека	да	da	10^1
Гекто	г	h	10^2
Кило	к	k	10^3
Мега	М	M	10^6
Гига	Г	G	10^9
Тера	Т	T	10^{12}
Пита	П	P	10^{15}

Греческий алфавит

α – альфа	ι – йота	ρ – ро
β – бэта	κ – каппа	σ – сигма
γ – гамма	λ – ламбда	τ – тау
δ – дельта	μ – мю	φ – фи
ε – эпсилон	ν – ню	χ – хи
ζ – дзета	ξ – кси	υ – ипсилон
η – эта	ο – омикрон	ψ – пси
θ – тэта	π – пи	ω – омега

для привода противодавленческой паровой турбины, которая производит 6 МВт электроэнергии. Избыточный пар высокого давления, ненужный для привода паровой турбины, дросселируется до 0,42 МПа и направляется потребителю. В то же время парогенерирующие трубные пучки низкого давления двух КУ непосредственно вырабатывают пар давлением 0,42 МПа для потребителя. Два транспортабельных котла прямого сжигания, используемые как резервные, могут обеспечить подачу 22,7 т/ч такого пара. Всего вырабатывается приблизительно 59 т/ч пара давлением 0,42 МПа, который используется для снабжения установки по производству амина и ректификационного завода.

С целью повышения производительности станции и надежности пароснабжения установлены 2 ГПА с КУДН рассчитанными на работу в автономном режиме с дожиганием топлива и наддувом свежего воздуха при помощи дутьевых вентиляторов (рис. 5.41) [12]. Оба КУДН спроектированы для производства 9 т/ч пара давлением 4,2 МПа и температурой 370 °С при работе с дожиганием совместно с ГТУ и 6,8 т/ч при работе в автономном режиме. Они соединены с выхлопными газоходами ГТУ, имеющих относительно небольшую мощность – 3,7 МВт. Применение двух малых комбинированных установок ГТУ+КУ вместо одной крупной обеспечивает дополнительную гибкость и надежность эксплуатации при изменении нагрузок потребителя. Топливная система котла, подачи дутьевого воздуха и байпасирования сбросных газов ГТУ аналогичны показанным на рис. 5.33.

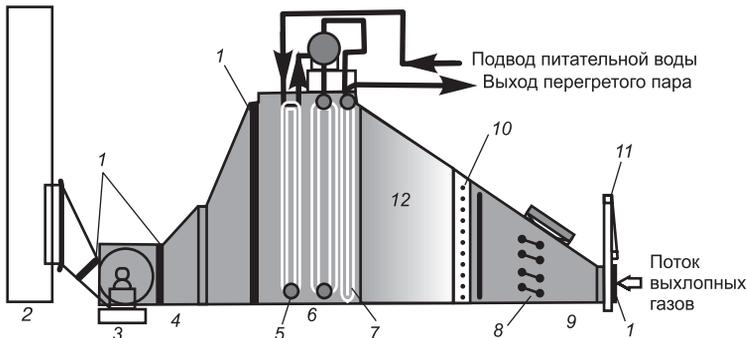


Рис. 5.41. КУ с системой дожигания и наддува для турбин мощностью 3,7 МВт [12]:

1 – компенсатор; 2 – выходная дымовая труба; 3 – дымосос; 4 – выходной патрубок КУ; 5 – экономайзер; 6 – котел; 7 – пароперегреватель; 8 – поворотные лопатки; 9 – входной патрубок КУ; 10 – дожигающее устройство в газоходе; 11 – отсечной шибер; 12 – топочная часть.

Система дожигания и наддува оказалась оптимальным техническим решением для станций Ignasio, которой уже была необходима дополнительная мощность приводных ГТУ для увеличения пропускной способности газопровода. Установка новых КУ с дожиганием топлива позволила уменьшить общую стоимость выработки пара станцией, так как по своей сути эксплуатация по комбинированному циклу более эффективна по сравнению с прямым сжиганием топлива в транспортабельных котлах.

Следует отметить, что если бы конструкция КУ не предусматривала дожигание топлива, то соответствующее добавление пара от дополнительного котла вызвало бы увеличение общей стоимости проекта на 18 %, а использование дополнительного транспортабельного парового котла для компенсации пара, недополученного от двух новых КУ при отключении ГТУ, привело бы к увеличению стоимости проекта на 50 %.

3. ПЕРСПЕКТИВЫ КОГЕНЕРАЦИИ ЗА РУБЕЖОМ

Согласно Киотскому протоколу 1997 г. правительства промышленно развитых стран взяли на себя обязательства по сокращению выбросов парниковых (CO_2) и вредных (NO_x , SO_2) газов в окружающую среду. Одним из наилучших средств достижения этой цели является когенерация, поэтому во многих странах развитие и внедрение когенерационных технологий при генерировании электроэнергии регулируются на государственном уровне. Правительства принимают соответствующие нормативно-законодательные акты, которые стимулируют применение когенерации во всех секторах экономики. Этим когенерация признается как средство противодействия глобальному изменению климата, преодоления нехватки топлива, сельского и регионального возрождения, занятости в машиностроении.

Во многих странах разработаны планы или стратегии развития когенерации на перспективу до 2010 г. Так, правительства США и Великобритании планируют удвоить установленную электрическую мощность когенерационных станций; Китай намерен ежегодно вводить около 3 тыс. МВт таких мощностей, в том числе на природном газе; Япония, Австралия, Канада имеют перечни утвержденных к строительству когенерационных проектов, реализация которых позволит добавлять ежегодно 200–300 МВт когенерационных мощностей в национальные секторы энергетики.

Для освещения состояния, проблем и перспектив когенерации за границей в 2000 г. начато специальное периодическое издание «Cogeneration and on-site power production», сокращенно COSPP. Изложенная ниже информация основана на публикациях этого журнала.

3.1. Когенерация в США

Когенерация на уровне государственных задач

1. Разработана «Концепция 2020» по развитию такой инфраструктуры электроэнергетики, которая будет более благоприятной для применения когенерационных систем, чем существующая. В основу будет положена измененная нормативно-законодательная база, которая отвечает как общественным, так и частным целям в области электропроизводства, обеспечивая при этом экономический рост способом, более приемлемым с точки зрения охраны окружающей среды.

2. В марте 2001 г. в США вышел из печати «Национальный когенерационный путеводитель» при участии Ассоциации когенерации США, Депар-

тамента энергетики и Департамента охраны окружающей среды. В нем содержится программа расширения когенерации, местоположения установок и их оборудование, Белый список по экологическим выгодам от когенерации, поправка к Закону об определении графика ускоренной амортизации когенерационных установок. Стратегия правительства США в сфере когенерации представлена в табл. 5.17.

Таблица 5.17

Стратегия Правительства США в сфере когенерации

Среднесрочные цели до 2010 года	Долгосрочные цели до 2020 года
<i>Планируемые цели</i>	
<ul style="list-style-type: none"> – Общая установленная мощность когенерации в США возрастет в два раза по сравнению с 1997 годом. – Все новые и 50 % существующих федеральных электростанций, которые могут использовать когенерацию, будут делать это. – 50 % районных энергосистем в городской местности будут иметь когенерацию. 	<p>Общая установленная мощность когенерации в США возрастет в два раза по сравнению с 2010 годом.</p>
<i>Технические характеристики</i>	
<ul style="list-style-type: none"> – Средняя проектная эффективность Кит новой установки превышает 75 %. – Затраты на установку на 20 % ниже, чем в 2000 г. – Эксплуатационные затраты на 20 % ниже, чем в 2000 г. – Срок эксплуатации когенерационных систем мощностью < 1 МВт превышает 60 000 часов. 	<ul style="list-style-type: none"> – Средняя проектная эффективность Кит новой установки превышает 80 %. – Затраты на установку на 40 % ниже, чем в 2000 г.
<i>Экологические характеристики</i>	
<p>Выбросы NO_x средней по мощности новой установкой составляет менее 45 г/МВт·ч (тепла и электроэнергии).</p>	<ul style="list-style-type: none"> – Средние по мощности новые установки используют различные виды топлива, включая полученные биологическим путем твердые вещества, жидкости и газы. – В среднем новые установки выбрасывают порядка единиц ppm.
<i>Нормативно-законодательная база</i>	
<ul style="list-style-type: none"> – Стандарты, основанные на производительности, полностью приняты и применяются на всех уровнях. – Существует возможность получения разрешения в одном месте для всех потенциальных пользователей когенерацией. 	<p>Преодолены барьеры выхода на внешний рынок.</p>

Окончание табл. 5.17.

Среднесрочные цели до 2010 года	Долгосрочные цели до 2020 года
Расширение применения	
<ul style="list-style-type: none"> – Существуют стандартные пакеты готовых к применению операций для когенерационных установок всех типов и уровней мощности. – Существуют когенерационные системы, использующие разные виды топлива. – Существуют недорогие системы распределения тепловой энергии. – Существуют новые когенерационные технологии. 	Можно установить агрегированные по нагрузке энергосистемы в районах города.
Информированность	
– Все ответственные лица, определяющие политику, и потенциальные пользователи когенерации, проинформированы о ценах и выгодах когенерационных систем.	

3. Когенерационные мощности (полные) составляют 54 ГВт или около 7 % от общего объема генерирующих мощностей США 770 ГВт. Структура промышленной когенерации США представлена в табл. 5.18 и на рис. 5.42, а характеристики применяемых когенерационных технологий в табл. 5.19.

Перспективы когенерации. Установленная электрическая мощность когенерационных станций:

- до 2010 г. увеличится на 50 ГВт;
- до 2020 г. составит 200 ГВт.

Плановые оценки указывают на возможность удвоения электрогенерирующих мощностей когенерации каждые следующие 10 лет.

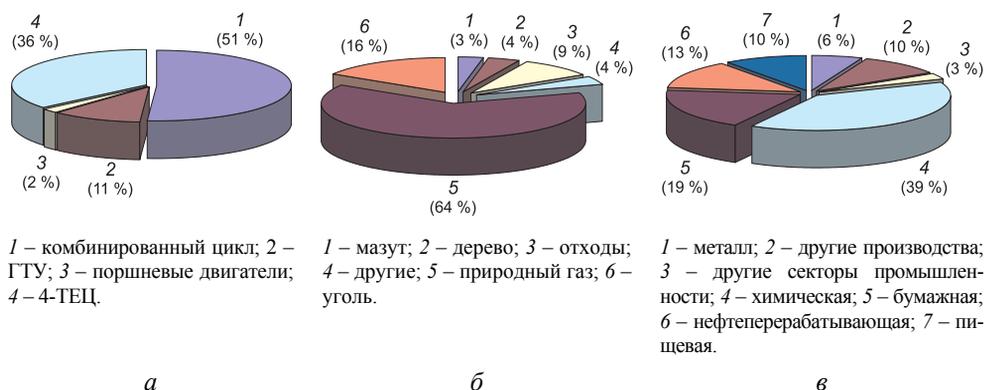


Рис. 5.42. Структура промышленной когенерации в США (установленная мощность на 1999 г. – 44 242 МВт):

а – по технологиям; б – по видам топлива; в – по областям.

Таблица 5.18

Когенерация в промышленном секторе США (полный потенциал, существующие мощности и излишек потенциала, МВт)

Область промышленности	Малые станции, $N_s = 100-1000$ кВт	Потенциал когенерации, МВт $N_s/N_T < 0,4$	Потенциал когенерации, МВт $0,4 < N_s/N_T < 1,5$	Полный потенциал когенерации	Установленные мощности когенерации	Излишек потенциала	Существующая мощность относительно полного потенциала, %
Пищевая	2 683	6 652	3 345	12 680	4 596	8 086	36,2
Табачная	16	24	63	103	131	0	100,0
Текстильная	766	1 854	1157	3 777	651	3 126	17,2
Швейная	–	77	86	163	0	163	0,0
Лесозаготовительная и деревообрабатывающая	595	1220	726	2 542	806	1 736	31,7
Фурнитура	–	108	294	401	68	333	16,9
Бумажная	1 168	28 774	4 810	34 751	8 553	26 198	24,6
Издательская и печатная	–	258	146	404	19	385	4,7
Химическая	1 780	17 957	7 395	27 132	17 692	944	65,2
Нефтяная и угольная	154	8 067	4 186	12 407	5 618	6789	45,3
Резиновая промышленность и производство пластмасс	2 772	839	802	4 413	787	3626	17,8
Кожаная	–	89	9	98	0	98	0,0
Производство стекла	–	2 348	351	2 698	774	1924	28,6
Металлургия	294	4 744	4 776	9 814	2 873	6 941	29,3
Производство металлопродукции	4 050	920	756	5 726	78	5648	1,4
Промышленное оборудование и машины	4 787	403	1 195	6 385	149	6 236	2,3
Электрическое и электронное оборудование	–	327	660	987	180	807	18,2
Транспорт	1 169	1 242	3 001	5 412	808	4 604	14,9
Инструментальная	972	344	246	1 562	59	1 503	3,8
Другие области	784	270	73	1 128	402	726	35,6
Всего	21 990	76 518	34 075	132 583	44 242	88 341	33,4

Таблица 5.19

Сравнение технологий когенерации в США

Показатели	Поршневые двигатели	Паровые турбины	Газовые турбины	ПГУ
КПД электрический, %	25–45	15–25	25–40	40–50
Мощность, МВт	0,05–5	Любая	1–100	25–300
Удельная площадь под оборудование, которое устанавливается, м ² /кВт	0,02–0,03	<0,1	0,002–0,06	0,06
Удельная цена установленной мощности, USD/кВт	800–1500	800–1000	700–900	600–800
Удельные эксплуатационные затраты, цент/кВт·ч	0,7–1,5	0,4	0,2–0,8	0,002–0,008
Готовность, %	92–97	Около 100	90–98	90–98
Межремонтный срок, ч	24 000–60 000	>50 000	30 000–50 000	30 000–50 000
Время запуска	10 с	1 ч – 1 день	10 мин – 1 ч	10 мин – 1 ч
Давление топлива, кПа	6,9–310,5	–	828–3450 (возможная необходимость в компрессоре)	828–3450 (возможная необходимость в компрессоре)
Вид топлива	Природный газ, биогаз, пропан	Любое	Природный газ, биогаз, пропан, керосин	Природный газ, биогаз, пропан, керосин
Уровень шума	От среднего до высокого (нуждается в закрытых зданиях)	От среднего до высокого (нуждается в закрытых зданиях)	Средний (блочно-контейнерная поставка)	Средний (блочно-контейнерная поставка)
Эмиссия NO _x г/МВт·ч	9240–25420	820	140–1800	140–1800
Потребители тепловой энергии	Горячее водоснабжение, пар низкого давления, коммунальное отопление	Пар низкого и высокого давления, коммунальное отопление	Технологическое тепло, горячее водоснабжение, пар низкого и высокого давления, коммунальное отопление	Технологическое тепло, горячее водоснабжение, пар низкого и высокого давления, коммунальное отопление
Тепловая мощность установок, ккал/кВт·ч	252–1260	1260–6300	8568–3024	504–2016
Диапазон температур, которые используются, °С	135–245	<150	245–580	245–580

3.2. Когенерация в Японии

1. Развитием когенерации занимается Японский Когенерационный Центр, который также проводит фундаментальные исследования, анализ когенерационных установок, разрабатывает методы их оценок, представляет ежегодные обзоры текущего состояния когенерации в стране. Согласно определению когенерационного центра, когенерация включает технологии комбинированного производства тепла и электроэнергии исключительно на базе газотурбинных, газопоршневых и дизельных двигателей. Поэтому в приведенных ниже объемах установленной мощности когенерации не учитываются мощности паротурбинных ТЭЦ.

На конец марта 2002 г. в коммунальном и коммерческом секторе установлено 2381 установка с суммарной мощностью 1260 МВт и 1470 установок в промышленном секторе с мощностью 4789 МВт, т. е. суммарно 6049 МВт, это составляет 2,4 % от 254 ГВт общей электрогенерирующей мощности страны.

Цель на 2010 г. – достичь суммарной установленной мощности когенерации 10 ГВт, т. е. увеличить этот показатель относительно 1997 г. на 5,7 ГВт (больше чем вдвое).

Согласно приведенным данным по установленной мощности и количеству КОУ по годам (рис. 5.43), наблюдается стабильный рост этих показателей. Ежегодное увеличение установленных мощностей когенерации составляет 300–400 МВт (рис. 5.44). В начале XXI столетия темпы наращивания когенерационных мощностей возрастают.

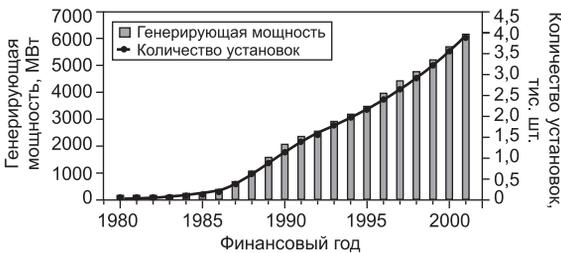


Рис. 5.43. Количество установленных когенерационных установок и суммарная мощность.



Рис. 5.44. Ежегодное введение когенерационных установок по мощности и количеству.

2. Большая часть первичной энергии Японии является импортированной. Поэтому, возрастающая необходимость в эффективном использовании этой энергии и охране окружающей среды увеличивают значение когенерации. Темпы внедрения когенерации увеличиваются благодаря улучшению характеристик, уменьшению стоимости и правительственной поддержке.

3. Бурный рост децентрализованных генерирующих систем, в том числе когенерации, начался в 2000 г. как следствие либерализации энергетического рынка, однако вызванное этим некоторое снижение (3–5 %) тарифов на электроэнергию, сокращает конкурентоспособность когенерационных систем.

Учитывая роль когенерации в деле экономии топлива и защите окружающей среды, правительство стимулирует развитие когенерации; некоторые действующие законы приведены в табл. 5.20.

Таблица 5.20

Существующие системы субсидий в Японии

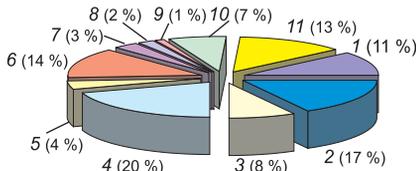
Назначение системы	Главная сфера использования	Детали
Субсидия для энергетического бизнеса, положительно влияющего на окружающую среду	Теплоснабжение от когенерационных систем больших размеров	Уровень субсидий: 15 % от общей стоимости (верхнее ограничение: 83 млн USD)
Субсидия для исследований в этой сфере		Фиксированный размер (верхнее ограничение: 250 тыс. USD)
Субсидия и гарантия для нового энергетического бизнеса	Высокоэффективные когенерационные системы, которые используют природный газ. Когенерационные установки, которые используют природный газ (в частном секторе)	Уровень субсидии: к трети стоимости. Уровень использования – 90 %
Субсидия для использования новых видов энергии и для бизнеса и их популяризации	Те же самые, для правительства префектур	Уровень субсидии: фиксированный размер до 41,5 тыс. USD
Продвижение безопасных газовых станций для условий стихийного бедствия	Газовые станции с генерирующим оборудованием, которые используют когенерационные системы (больше чем 10 кВт)	1/5 от стоимости установки и ее монтажа (верхнее ограничение: 41,5 тыс. USD)
Продвижение энергетических систем, которые используют нефтяной газ	Когенерационные установки, мощностью больше 500 кВт для коммунального отопления или для коммерческих целей	1/2 стоимости установки или 750 тыс. USD с верхним ограничением в 1000 USD на кВт генерирующей мощности
Продвижение новых систем, которые используют энергию нефти	Генерирующие установки, которые используют мазутные когенерационные системы для коммунального отопления	1/2 от стоимости установки и ее монтажа
Субсидия для больниц, предназначенных для предоставления помощи в случае катастроф	Частные генерирующие установки, как независимые энергосистемы в центрах неотложной помощи в случае катастроф, или в региональных медицинских центрах катастроф	1/3 от стоимости установки и ее монтажа; государственная власть и власть префектур (верхнее ограничение 1,48 млн USD на установку)

Структура когенерационных мощностей Японии по типу установок, секторам экономики и топливу приведена в табл. 5.21 и на рис. 5.45.

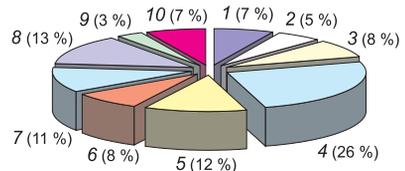
Таблица 5.21

Структура когенерационных установок по типу приводного двигателя

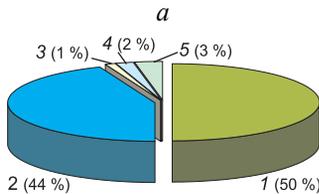
Первичный двигатель	Количество установок,	Общая генерирующая мощность, МВт	Мощность на одну установку, кВт
Газовая турбина			
Для коммунального отопления и для коммерческого использования	226	282,0	1247
Для промышленного производства	588	2748,0	4674
Всего	814	3030,0	3723
Газопоршневые двигатели			
Для коммунального отопления и коммерческого использования	1798	406,0	226
Для промышленного использования	475	231,0	486
Всего	2273	637,0	280
Дизельные двигатели			
Для коммунального отопления и коммерческого использования	1796	572,0	319
Для промышленного использования	1526	1810,0	1186
Всего	3322	2382,0	717



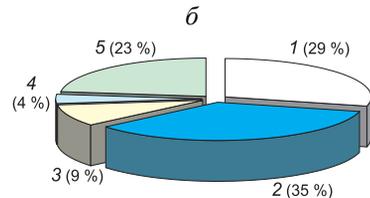
1 – офисы; 2 – отели; 3 – спортивные сооружения; 4 – складские помещения; 5 – оздоровительные центры и санатории; 6 – больницы; 7 – школы и другие образовательные учреждения; 8 – бассейны; 9 – соборы; 10 – система районного водоснабжения; 11 – другие



1 – пищевая; 2 – текстильная; 3 – бумажная; 4 – химическая и фармацевтическая; 5 – металлургическая; 6 – электротехническая; 7 – машиностроительная; 8 – энергетика; 9 – производство стекла; керамики; 10 – другие



1 – естественный газ; 2 – мазут (А2); 3 – мазут (С3); 4 – керосин и светлые нефтепродукты; 5 – другие



1 – природный газ; 2 – мазут (А); 3 – мазут (С); 4 – керосин и светлые нефтепродукты; 5 – другие

Рис. 5.45. Структура когенерационных мощностей в Японии:

а – установленных мощностей в коммунальном и коммерческом секторах (1260 МВт); б – по отраслям промышленного сектора (по мощности, 4788 МВт); в – по топливу в коммерческом секторе (1260 МВт); г – по топливу в промышленном секторе (4788 МВт).

3.3. Когенерация в странах Евросоюза

К 2000-му году когенерация обеспечивает Евросоюзу сокращение выбросов CO₂ до уровня 350 млн тонн и снижает зависимость от энергетических ресурсов до 1200 МДж в год, что эквивалентно потреблению энергии такой страной как Австрия. Статус когенерации в странах Европейского союза – это результат взаимодействия разнообразных факторов, таких как: структура энергетического сектора; долгосрочные правительственные приоритеты; климатические условия; структура экономики и структурная политика.

Доля электрической энергии, вырабатываемой комбинированным способом изменяется для разных Государств – членов ЕС от 1 % до 50 %; в период с 1974 по 1990 г. имелась тенденция снижения доли когенерационной энергии. Только в последние годы эту отрицательную тенденцию удалось изменить.

В 1997 г. Европейская Комиссия приняла документ со стратегией по удвоению объемов когенерации на европейском рынке, согласно которой до 2010 г. установленная мощность когенерационных станций должна составить 18 % от общеевропейской мощности электрогенерирования. Это обеспечит снижение выбросов CO₂ на 180 млн тонн и экономию 1000 МДж топлива за год. Проценты необходимого роста объемов когенерации в государствах-членах ЕС приведены на рис. 5.46. Стратегия также предлагает снять барьеры для развития когенерации.

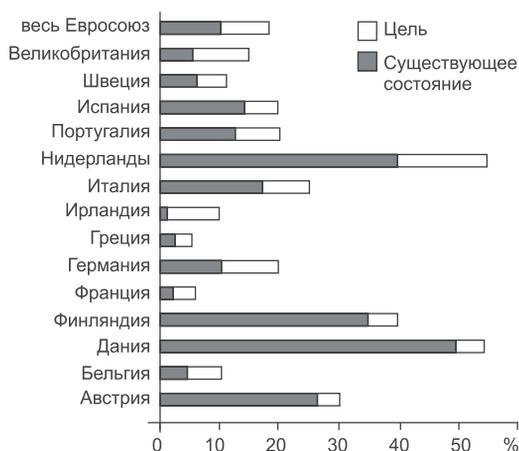


Рис. 5.46. Когенерация в процентах от национального производства электроэнергии в 1990 г. и необходимое его возростание для достижения цели стратегии ЕС.

Действующие мероприятия по поддержке когенерации

Основная цель энергетической политики Еврокомиссии состоит в либерализации энергорынков, что обеспечит конкуренцию в энергоснабжении, повышение прозрачности рынка в ценообразовании, обеспечит доступ к электросетям и газовым сетям, будет оказывать содействие привлечению энергоснабжающих и энергосервисных компаний к когенерации. Еще в 1974 г. Совет Европы принял «Обращение Совета к странам-участницам ЕС» изучить возможности улучшения и переоборудования тепловых электростанций с целью повышения их эффективности, а также создать консультативные органы (комитеты) с задачами идентификации и преодоления нетехнических препятствий развитию когенерации и содействие развитию когенерации и систем передачи теплоты.

В 1988 г. Совет Европы рекомендовал организовать сотрудничество (кооперацию) между коммунальными службами и независимыми производителями электроэнергии, использующими возобновляемые источники энергии, отходы топлива и когенерационные установки. Для предотвращения юридических и административных препятствий были введены такие принципы (которых крайне не хватает в статьях украинского законодательства об энергетике):

- обязательства энергоснабжающих компаний покупать излишки электроэнергии у производителей;
- беспрепятственное лицензирование ТЭЦ, находящихся в частной собственности;
- оплата закупленной от КОУ электроэнергии по принципу «непонесенных затрат», включающих расходы на топливо и оборудование;

Комбинированное производство тепловой и электрической энергии

Государства-члены ЕС	1994*			1996	
	Электроэнергия, полученная от когенерации, ГВт	Доля от электроэнергии, полученной от источников тепловой энергии, %	Доля от общего объема производства электроэнергии, %	Электроэнергия, полученная от когенерации, ГВт	Доля от электроэнергии, полученной от источников тепловой энергии, %
Бельгия	2 448	8,0	3,4	3 000	9,5
Дания	21 874	56,2	54,5	29 260	55,9
Германия *	47 752	13,5	9,0	37 817	10,3
Греция	819	2,2	2,0	886	2,3
Испания	8 537	11,1	5,3	13 390	17,5
Франция	8 506	24,5	1,8	9 864	22,0
Ирландия	259	1,6	1,5	357	2,0
Италия	26 477	14,7	11,4	31 383	16,2
Люксембург					
Нидерланды	31 543	41,7	39,5	36 410	45,1
Австрия	11 721	66,0	21,4	13 539	70,3
Португалия	3 111	15,1	9,9	2 845	14,5
Финляндия	20 312	59,0	30,9	22 536	59,3
Швеция	9 257	85,0	6,4	10 241	70,9
Великобритания	11 619	5,0	3,6	15 108	6,1
Евросоюз-15	204 235	17,6	9,0	226 336	18,3

Примечание: * данные по Германии относятся до 1995 г. Источник информации: Комбинированное производство тепла и энергии (КПТЭ) – Итоговый статистический

– недискриминационное отношение владельцев электросетей к поставщикам когенерационной электроэнергии.

В 1992 г. Еврокомиссия отметила, что отношение между независимыми производителями и энергогенерирующими компаниями, а также недостаточный уровень прогресса на внутреннем энергорынке являются основными препятствиями в развитии когенерации.

Директивы Еврокомиссии относительно либерализации внутренних рынков электроэнергии и природного газа предлагают странам-участницам предоставить привилегии когенерационным станциям и повысить конкурентноспособность тех из них, которые работают на природном газе, за счет реструктуризации системы налогообложения энергопродуктов в ЕС. Показатели развития комбинированной выработки электрической и тепловой энергии в странах ЕС на конец XX века представлены в табл. 5.22.

Таблица 5.22

в странах Европы в 1994–1998 гг.

	Доля от общего объема производства электроэнергии, %	1997			1998		
		Электроэнергия, полученная от когенерации, ГВт	Доля от электроэнергии, полученной от источников тепловой энергии, %	Доля от общего объема производства электроэнергии, %	Электроэнергия, полученная от когенерации, ГВт	Доля от электроэнергии, полученной от источников тепловой энергии, %	Доля от общего объема производства электроэнергии, %
	3,9	3 069	10,2	3,9	3 410	9,6	4,1
	54,6	26 562	62,7	59,9	25 591	66,9	62,3
	6,8	36 834	10,3	6,7	41 770	11,3	7,5
	2,1	968	2,5	2,2	981	2,3	2,1
	7,7	18 567	18,9	9,8	21 916	22,2	11,2
	1,9	10 663	26,2	2,1	12 660	22,7	2,5
	1,9	457	2,4	2,3	404	2,0	1,9
	12,9	40 164	20,1	16,0	44 856	21,6	17,3
		120	371	95	320	877	225
	42,7	41 502	49,6	47,9	47 835	55,4	52,6
	24,7	14 025	71,7	24,7	14 268	76,2	24,8
	8,2	2 949	14,1	8,6	3 288	12,8	8,4
	32,5	23 051	64,0	33,3	25 128	75,6	35,8
	7,3	9 301	91,4	6,2	9 544	95,5	6,0
	4,3	16 762	7,0	4,9	18 644	7,4	5,2
	9,4	244 994	19,8	10,1	270 615	21,0	10,9

справочник 1994–1998 гг. Евростат 2001.

Стратегия ЕС в области когенерации

Когенерация – одна из немногих технологий, которые нуждаются в сравнительно невысоких инвестициях для эффективного производства энергии в ЕС, в дополнение к этому имеет положительный вклад в защиту окружающей среды. В сравнении с раздельным производством теплоты и электроэнергии, при использовании когенерации выделение CO_2 сокращается в среднем до 500 кг/МВт·ч. Приблизительные оценки свидетельствуют, что использование этого средства производства энергии и замены существующих ТЭС и котельных на когенерационные установки, могло бы уменьшить выделение CO_2 на 300 млн т ежегодно или на 9 % от общей эмиссии в 3457 млн т в 2010 г.

В декабре 1997 г. Совет Европы предложил для промышленно развитых стран стратегию, направленную на сокращение эмиссии основных парниковых газов на 15 % до 2010 года в сравнении с уровнем выбросов в 1990 году. При существующей политике в области выбросов парниковых газов наблюдается тенденция увеличения эмиссии CO_2 приблизительно на 8 % до 2010 года. Это означает, что необходимо реальное сокращение эмиссии парниковых газов на 23 %, чтобы достичь поставленную в Киото цель.

Сценарии возможного развития когенерации в Европе на период до 2020 г. показаны на рис. 5.47.

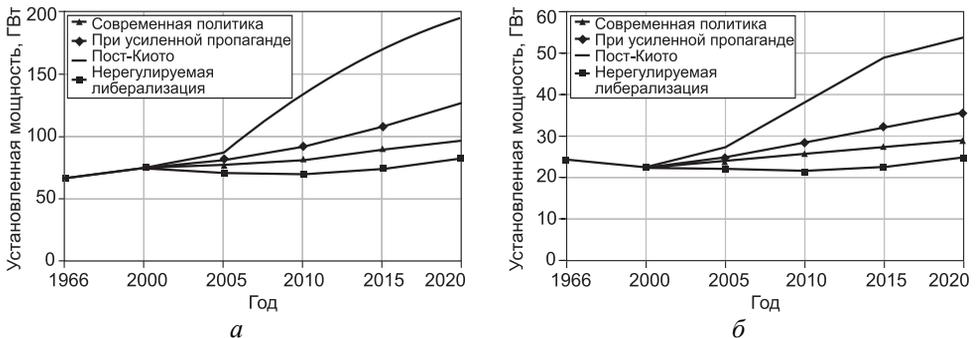


Рис. 5.47. Сценарии будущего распространения когенерации в Европе:

a – потенциал для когенерации в Евросоюзе; *б* – потенциал для когенерации в Центральной и Восточной Европе.

В 2002 г. Европейская Комиссия подготавливает предложение по поводу Европейской когенерационной директивы с целью определения специфических механизмов политики для более широкого использования комбинированного производства тепла и электроэнергии (табл. 5.23). Еще несколько европейских директив разнообразными способами стимулируют распространение когенерации в странах-членах ЕС и странах кандидатах на вступление в ЕС.

Одним из лидеров по масштабам использования когенерационных технологий в Евросоюзе является Голландия. После нефтяного кризиса в 70-х и 80-х годах Голландия, как и другие страны, искала новые пути удовлетворения своих потребностей в энергии. Комбинированное производство тепла и

электроэнергии для использования в промышленности и районное тепло-снабжение было одним из таких путей в плане снижения энергетических затрат. Несколько позднее требования по охране окружающей среды стали главными факторами в развитии когенерации.

Таблица 5.23

Меры по поддержке когенерации в Европе

Категории мероприятий	Общие рамки	Государства-члены ЕС, которые приняли мероприятия
Гарантированная закупка электричества от когенерации (возобновляемых источников энергии)	Механизмы обеспечения права когенерация на производство энергии включая «приоритетный прием» энергии от когенерационных станций системными операторами	Австрия, Бельгия, Дания, Франция, Германия, Греция, Италия, Ирландия, Люксембург, Нидерланды, Испания
Тарифная поддержка	Включая: – фиксированные тарифы от качественных когенерационных производителей энергии; – фиксированная премия выше рыночной цены на электричество; – административно управляемые цены в зависимости от характеристик установки; – минимальная покупная цена.	Испания, Нидерланды, Португалия, Франция, Германия, Бельгия.
Налоговые льготы или освобождение от налогов	Содержат в себе: – налоги на CO ₂ ; – энергетический налог; – налог на топливо.	Дания, Великобритания, Германия, Италия
Стимулирование капитала для инвестирования когенерации	Содержит в себе: – гранты и субсидии; – налоговые льготы; – ускоренная амортизация	Бельгия, Дания, Греция, Люксембург, Швеция, Великобритания
Субсидии в когенерацию или «зеленую» энергетику	–	Австрия, Бельгия, Дания, Люксембург

С самого начала было признано, что развитие когенерации должно потребовать изменения в отношениях внутри энергетического сектора и среди потребителей энергии. Вместо больших электростанций, располагаемых далеко от городов, должны были строиться небольшие местные энергоустановки. В случае районного отопления такие установки должны были располагаться как можно ближе к городу. Вместо того, чтобы делать упор на про-

изводство электричества, мощность электростанции должна была определяться по тепловому потреблению. Вместо высокого уровня КПД выработки электроэнергии суммарный КПД (Кит) использования топлива стал наиболее важным критерием.

Голландское правительство сделало несколько шагов по стимулированию использования комбинированной выработки тепла и электроэнергии. В 1988 г. была запущена Программа Стимулирования когенерации. Важными элементами этой программы были инвестиционные гранты, благоприятствующие тарифы на газ (особенно привлекательные для малых когенерационных установок) и устройство когенерационного промоутерского агентства под названием *Projectbureau Warmte/Kracht*.

Были введены некоторые изменения в энергетическом секторе. Хотя когенерация не была единственной причиной для реструктурирования энергетического сектора, эти изменения, однако, поддержали развитие когенерации. Новый Электрический Акт дал когенерации специальный статус. Энергокомпании обязаны были принять энергию, произведенную когенерационной установкой. Был введен минимальный тариф для электроэнергии, поставляемой в общественную сеть, а разделение производства электроэнергии и ее распределение открыло новые возможности для когенерации.

Благодаря этому в течение 10 лет когенерационные мощности более чем удвоились, с 2700 МВт электрической мощности в 1987 г. до 8000 МВт в 2000 г. В последующие годы комбинированная выработка тепла и энергии будет наиболее важным источником электричества в Голландии.

В 1987 г. когенерационные мощности включали 1000 МВт электрических мощностей районного отопления, 1600 МВт электрических мощностей когенерационных установок на базе газовых турбин, которые имелись в промышленности, и 100 МВт электрических мощностей когенерационных установок на базе газовых двигателей. Использование газовых двигателей для когенерации быстро возросло за последние годы, достигнув к настоящему времени 1000 МВт электрических мощностей. Они используются в садовых хозяйствах, больницах, отелях, плавательных бассейнах и в малых местных районных отопительных схемах. Мощность промышленных когенерационных установок удвоилась между 1988 и 1996 гг. и все большее количество проектов находится на стадии реализации.

Одним из ключей к успеху когенерации в Голландии является развитие блочных (контейнерных) когенерационных систем. Более низкие цены и высокое качество малых когенерационных установок объясняет их широкое распространение.

3.4. Когенерация в Великобритании

За последние 5 лет положение с когенерацией изменяется в неблагоприятную сторону, хотя еще с 1993 г. происходило значительное ежегодное введение новых когенерационных мощностей. Кульминационным был 2000 г. (рис. 5.48) с утвержденными 844 МВт новых КОУ – наибольшее пополнение когенерации на протяжении одного года! Это отражало благоприятные условия на рынке электроэнергии.

В 2000 г. газовая сеть Англии была подключена к континентальному рынку, цены на природный газ подскочили вследствие появления возможности продавать газ на более дорогом континентальном рынке и выгоды от когенерации уменьшились.

Однако появились признаки того, что цены на природный газ возвращаются к более приемлемым значениям, и определяющим фактором в ограничении когенерации стали увеличенные риски и удешевление электроэнергии на оптовом рынке, как следствие введения новых правил торговли электроэнергией (2001 г.). Поэтому в 2001 г. было введено лишь 38 МВт когенерационных мощностей.

Правительство Великобритании предложило «Программу противодействия изменению климата», которая включает задачу доведения до 10 тыс. МВт когенерационных мощностей до 2010 г. с соответствующими средствами для стимулирования и поддержки когенерации как эффективного и экологичного источника энергии. Достижение этой цели требует введения 500 МВт мощностей ежегодно на протяжении последующих 10 лет. Правительство признает, что в случае невыполнения поставленных задач в условиях созданного в секторе энергетики Великобритании климата для дальнейшего продвижения этой технологии потребуются неизбежные затраты.

В настоящее время Великобритания имеет порядка 5 тыс. МВт установленных когенерационных мощностей, которые экономят ежегодно приблизительно 3,5 мегатонны углерода и 960 млн USD. Правительство Соединенного Королевства рассматривает когенерацию как один из наиболее экономически оправданных путей для снижения выбросов вредных веществ в атмосферу.

Мощности когенерационных установок за последние годы уже более чем удвоились. В 1999 г. 5,5 % от произведенной электроэнергии приходится на когенерационные установки, причем 50 % из них имели мощность

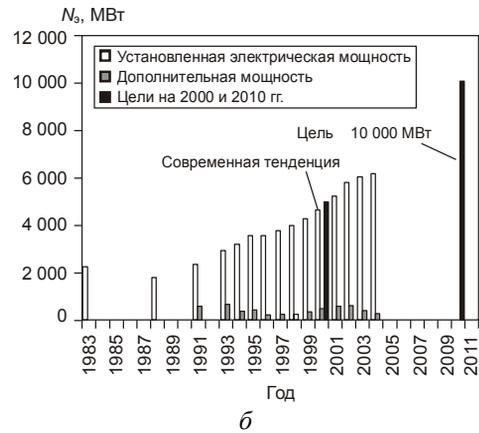
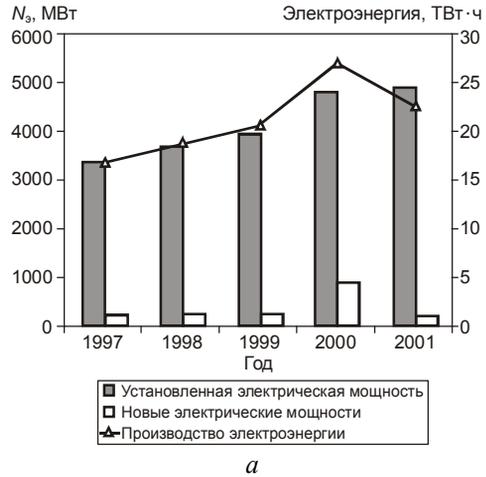


Рис. 5.48. Состояние и перспективы развития когенерации в Великобритании: а – состояние когенерации на период 1997–2001 гг.; б – тенденции роста и перспективы на 2011 г.

меньше 100 кВт, но в то же время установки с мощностью больше 10 МВт покрывали 80 % от полной установленной мощности. Предыдущая задача Правительства по внедрению 5 тыс. МВт мощности выполнена в 2001 г.

Одна из основных проблем внедрения когенерационных станций заключается в сроках окупаемости, которые обычно на 4–5 лет дольше, чем большинство компаний ожидает при разовых инвестициях. Это часто создает основное препятствие для инвестиций.

За последние годы цены на газ в Великобритании значительно повысились, тогда как цены на электроэнергию продолжали падать (на 26 % в сравнении с 1990 г.). Дорогой газ и недорогая электроэнергия снизили финансовую выгоду и привлекательность когенерации. Эти факторы усилили необходимость оценить вклад когенерационных технологий в обеспечение стабильности энергоснабжения и разнообразия Энергорынка.

Исходя из когенерационной стратегии Великобритании Правительство осуществило ряд мероприятий, основанных на связи финансовых вознаграждений владельцам КОУ с выигрышами в охране окружающей среды, и являющихся стимулом для выбора технологии когенерации. Стимулами являются:

1) разрешения на увеличение суммы капитала, освобождаемого от налогов при покупке эффективных технологий (т. е. снижение капитальных затрат);

2) разрешение на Государственную помощь, которая выдается энергетической комиссией, являющейся налоговой льготой для создания когенерационных установок в экологически напряженных промышленных секторах экономики. Высококачественные когенерационные установки освобождаются от налога «на изменение климата» (это уменьшает эксплуатационные затраты).

Сбор за изменение климата – это новый английский налог, который вступил в силу в апреле 2000 г. для определенных видов топлива (уголь, нефть, нефтяной газ) и на электричество. Введение этих стимулов нуждается в определении, что такое высококачественные когенерационные установки, и наличии рабочих методик для оценки их качества.

К июлю 2002 г. некоторое количество когенерационных систем мощностью 1755 МВт (электрических) уже получили необходимые плановые соглашения для продолжения строительства. Они перечислены в табл. 5.24. Эти станции могут сэкономить 1,6 млн тонн углерода за период действия Киотских обязательств.

Политика правительства Великобритании состоит в том, чтобы поставить приоритетным вопрос эффективного использования существующих поставок топлива, включая природный газ. Недавние оценки департамента торговли и транспорта свидетельствуют о том, что новые инвестиции в энергогенерирующие мощности будут направлены на строительство ПГУ, имеющих КПД 50 % и выше. В то же время, когенерационные станции на природном газе имеют КПД равный 70–90 % и являются перспективными в плане экономики недостаточных ресурсов природного газа. В сравнении с вариантом раздельного производства электроэнергии и тепла (от котлов) когенерация обеспечивает снижение расхода топлива на 25–50 %.

Таблица 5.24

**Согласованные с Правительством Великобритании
когенерационные проекты**

Проект	Электрическая мощность, МВт
<i>Когенерационные проекты, которые утверждены департаментом торговли и транспорта, и находятся в «режиме ожидания»</i>	
BP Energy Halewood	70
British Sugar Cantley	70
British Sugar York	70
BP Energy Kellog's Trafford Park	62
Nothern Electric Avonmouth	180
Scottish Brevary Reading	60
Всего	512
<i>Когенерационные проекты, которые утверждены департаментом и «отсрочены»</i>	
Powergen Ixguardian	19
Powergen Port Talbon	200
Powergen British Salt Middlewich	19
Scottish & Southern Energy Kimberley Clark Gravesend	100
BP Energy Enichem Hythe	59
ICI Runcorn	240
Всего	637
<i>Когенерационные проекты, которые утверждены департаментом и рекомендованы в строительство</i>	
Alcan Fife	13
Tullies Russels	10
St. Regis Paper Monmouthshire	115
Powergen Dupont Gloucester	18
Rolls Royce PV North Devon	450
Всего	606

3.5. Когенерация в Канаде

Установление стандарта выбросов NO_x на единицу произведенной (тепловой и электрической) энергии сразу предоставляет когенерации существенные преимущества. Газотурбинные когенерационные станции являются одними из наиболее чистых типов оборудования для производства энергии – $0,3 \text{ г NO}_x/\text{кВт} \cdot \text{ч}$ или 25 ppm.

К 1990-му году построено 150 больших и малых когенерационных станций для промышленного или коммерческого использования. Табл. 5.25 приводит данные по КОУ с газовыми турбинами или газопоршневыми двигателями

лями, которые уже построены или планируются к реализации в различных областях.

Таблица 5.25

Структура когенерации по областям промышленности

Область	Количество станций (законченных или на стадии строительства)	Запланированная электрическая мощность, МВт	Количество электростанций	Электрическая мощность, МВт
Химическая	7	1070	3	560
Нефтяная	8	1340	2	530
Бумажная	12	750	6	720
Газовая	3	190	2	200
Пищевая	7	300	–	–
Металлургическая	2	115	2	400
Машиностроительная	8	190	6	50
Больницы	6	95	2	10
Университеты	8	28	3	15
Муниципальные службы	12	55	5	40
Коммунальное энергообеспечение	1	200	5	1800
Всего	75	4333	36	4325

Канада имеет 5500 МВт установленных электрических когенерационных мощностей, которые работают на природном газе или отходах древесины. Большая часть этих мощностей установлена после 1990 г. Приблизительно 5000 МВт когенерационных мощностей планировалось установить в период 2002–2005 гг. Потенциал внедрения когенерации на природном газе и биомассе составляет 30–40 тыс. МВт на период до 2020 г.

Начиная с 1993 г. много малых городов Канады установили газоиспользующие КОУ мощностью по 5 МВт каждая, а северные города – дизельные КОУ мощностью по 1,8 МВт. В 1992 г. в больничном комплексе г. Оттавы построена КОУ мощностью 68 МВт на базе ГТУ LM 6000 компании GE. Планируется установить такие когенерационные станции в аэропорту и некоторых предприятиях Минобороны, Научно-исследовательском центре и т. п.

Перечень основных промышленных газотурбинных когенерационных станций приведены в табл. 5.26. После реализации этих проектов когенерационные мощности составят 20 % от общей электрогенерирующей мощности Канады.

На трех компрессорных станциях Трансканадского магистрального газопровода в 1992–1997 гг. реализована технология использования сбросной теплоты выхлопных газов ГТУ-приводов для производства электроэнергии. Общая электрическая мощность этих когенерационных электростанций составляет 148 МВт.

Таблица 5.26

Основные промышленные когенерационные станции, которые работают на природном газе

Название фирмы	Местоположение	Электрическая мощность, МВт	Модель газовой турбины
Cascades Paper	Квебек	25	2LM 1600
Magnola Metallurgy	Квебек	20	2 Solar Mars
Casco Foods	Онтарио	156	W501D
ADM Salt	Онтарио	102	ABB 11N
Algoma Steel	Онтарио	95	2 LM 6000
Celenese Chemicals	Онтарио	110	GE Frame 6FA
Abitibi Paper	Онтарио	115	2 LM 6000
Algoma Steel	Онтарио	50	RR Trent
NOVA Chemicals	Альберта	416	2 W501F
Amoco Heavy Oil	Альберта	84	Frame 7EA
Suncor Oilsands	Альберта	360	2 Alstom GT11N
PetroCan Offshore	Ньюфаундленд	80	2 Frame 6
Fletcher Pulp	Британская Колумбия	250	Alstom GT24
Husky Heavy Oil	Саскачеван	215	2 Frame 7EA
Всего		2075	

3.6. Когенерация в Австралии

Основным видом топлива для ТЭС является уголь. На нем вырабатывается свыше 80 % от всего количества электроэнергии, произведенной в стране. В этой связи страна имеет наибольшие в мире выбросы парниковых газов в расчете на душу населения. Так как почти 40 % выбросов этих газов происходит именно при производстве электроэнергии, принимаются меры для стимулирования когенерационных технологий, использующих природный газ и возобновляемые источники энергии.

Потенциал технологий, рекомендуемых Австралийской ассоциацией экогенерирования как экологически чистые, достигает 18 000 МВт, что составляет 40 % от всей установленной генерирующей мощности в 45 000 МВт. Однако, по состоянию на 2000 г. выработанная с помощью экотехнологий электроэнергия составляет 22 % от всего произведенного электричества.

Сопоставление экогенерирующих проектов по типу используемого топлива показывает, что почти 43 % от общей мощности австралийской экогенерации приходится на крупные ГЭС, работающие по графику нагрузки, 34 % – газоиспользующие электростанции, 10 % – чистые технологии электрогенерации на угле, 8 % – электрогенерация на биомассе, 5 % – на сбросном технологическом газе.

Суммарная мощность установок по проектам, использующим возобновляемые источники энергии (без учета крупных ГЭС), составляют 912 МВт.

Когенерационные проекты предусматривают ввод 2477 МВт электрогенерирующих мощностей, а проекты по использованию сбросного тепла – 490 МВт.

По состоянию на середину 2001 г. в Австралии суммарная мощность 142 действующих когенерационных станций (табл. 5.27) составила 2477 МВт. Алюминиевая промышленность представлена наибольшим объемом когенерации 652 МВт мощности или 25 % от общей мощности когенерационных установок. Каждый из 6 австралийских алюминиевых заводов имеет свои когенерационные установки.

Таблица 5.27

Когенерационные мощности в различных областях производства Австралии

Области применения	Установленная мощность, МВт	Количество проектов
Алюминиевая	652	7
Строительство	8	7
Химическая	216	6
Образование	9	4
Пищевая	13	10
Медицина	60	24
Переработка минералов	77	4
Производство товаров широкого потребления	215	4
Переработка отходов города	5	1
Производство никеля	261	6
Нефтеперерабатывающая	215	5
Бумажная	305	10
Индустрия отдыха	3	12
Стальная	74	3
Сахарная	343	30
Очищение канализационных вод	21	9
Всего	2477	142

Сахарная промышленность по масштабам использования когенерации (343 МВт) находится на втором месте. Химическая, бумажная промышленность и цветная металлургия (производство никеля) имеют каждая по 10 % когенерационных мощностей в общей мощности предприятия. Природный газ является первичным топливом для 75 когенерационных установок мощностью 1348 МВт или 55 % от общего объема. Приблизительно 19 % когенерационных мощностей, или 452 МВт работают на возобновляемых источниках энергии.

В 2001 г. было представлено 605 МВт новых экогенерирующих проектов, причем преобладающее место в них занимает когенерационные станции, работающие на природном газе (4 проекта общей мощностью 511 МВт). Мощность генерирующих установок на возобновляемых источниках энергии составляет 87 МВт.

Другие значительные проекты включают: бумажную фабрику в г. Тумут с когенерационной станцией мощностью 20 МВт на отходах древесины и проект гидроэлектростанции «Бурринджак II» компании Eraring Energy мощностью 16 МВт.

Находятся на стадии согласования строительство когенерационных станций, работающих на природном газе и предназначенных для покрытия пиковых нагрузок по электричеству: электростанция компании Origin Energy мощностью 95 МВт и электростанция компании AGL мощностью 180 МВт в Южной Австралии, а также электростанции мощностью 150 МВт и 86 МВт в штате Виктория.

В 2002 г. 14 проектов (табл. 5.28) общей мощностью 989 МВт было принято к реализации, в числе которых 6 энергетических проектов по возобновляемым источникам энергии, суммарной мощностью 58 МВт. Сюда входят проекты установок суммарной мощностью 540 МВт, которые используют в качестве топлива природный газ; самым значительным по мощности является проект когенерационной установки в 30 МВт для сахарного завода.

Таблица 5.28

Проекты на стадии строительства

Название проекта	Место строительства	Тип технологии	Установленная мощность, МВт
Stanwell	Рокки-Пойнт	биомасса (отходы свеклы, тростника)	30,0
Stanwell	Тоора	ветроэнергия	15,0
Hydro Tasmania	Вулнорс	ветроэнергия	10,5
EDL	терн Вольш	свалочный газ	2,5
EDL	Бруклин	свалочный газ	1,0
Western Power	Норриджин	биомасса (после сбора сельхозкультур)	1,0
Pacific Hydro	Денеликвин	гидроэнергия	1,0
Pacific Hydro	Берриджан	гидроэнергия	1,0
AGL	Новра	свалочный газ	1,0
AGL	Вега Вега	свалочный газ	0,6
CS Energy	Свенбенк I	шахтный метан	385,0
Valley Power	Лой Йанг	природный газ	300,0
Western Power	Квайнана	природный газ	240,0
UNSW	Рендвик	природный газ	0,2
Всего			988,8

Стимулом для новых когенерационных проектов в Австралии является программа поддержки развития когенерации с объемом финансирования 32,4–37,8 млн USD, субсидируемая Федеральным правительством с целью сокращения выбросов парниковых газов. Планируется таким способом сократить выбросы парниковых газов на 250 000 тонн/год, что эквивалентно изъятию 60 000 автомобилей с дорог Австралии.

Мощности проектируемых установок будут изменяться от 100 кВт (капитальные вложения 81 тыс. USD) для коммунального сектора до 25 МВт (капитальные вложения 16,2 млн USD) для промышленности.

Такие мероприятия могут решить задачи, поставленные Киотскими соглашениями, которые Правительство Австралии обязалось выполнять.

3.7. Когенерация в Китае

Страна имеет много больших когенерационных установок (ТЭЦ), работающих на угле как в жилом секторе, так и в промышленности. На начало 1999 г. Китай имел 1313 когенерационных установок, каждая мощностью больше 6 МВт. Общая их мощность составляла 28 тыс. МВт. Ежегодный рост количества таких установок (ТЭЦ) показан на рис. 5.49, а сопоставление мощностей угольных ТЭС и когенерационных станций – на рис. 5.50. Достигнутая электрическая мощность ТЭЦ равняется 13,3 % от суммарной мощности всех угольных ТЭС страны. После 1998 г. были введены еще несколько ТЭЦ мощностью от 17 до 35 МВт на один блок. Характерно, что тепло от когенерационных установок в северной части Китая используется для отопления жилого сектора. В южном Китае тепло производится для коммерческого и промышленного применения. Ожидается, что спрос на тепло для жилого сектора со временем будет возрастать и в южном Китае. До конца 2000 г. больше 15 % жилого сектора в Китае имело централизованное теплоснабжение (при 29 % в северных провинциях).

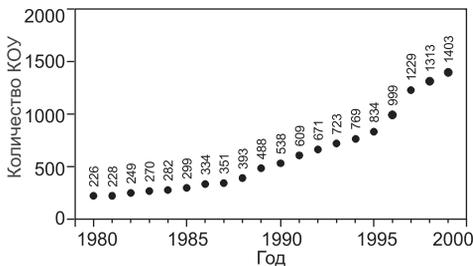


Рис. 5.49. Рост количества когенерационных установок мощностью более 6 МВт по годам.

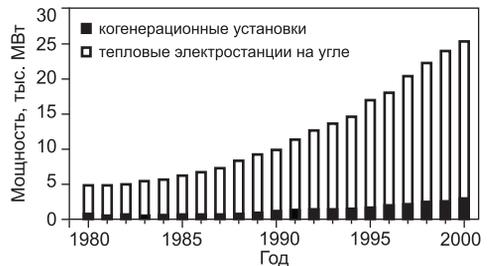


Рис. 5.50. Сравнение установленной мощности угольных электростанций и когенерационных установок (единичной установленной мощностью более 6 МВт).

В данное время приблизительно 95 % когенерационных установок в Китае используют уголь. Тем не менее, китайское правительство стимулирует использование природного газа, что связано с проблемами защиты окружающей среды

Все более широкое использование в энергетике Китая находят газотурбинные технологии. Компания паровых турбин из Пекина в кооперации с американской фирмой GE выпускает известную модель ГТУ типа MS 6000B мощностью 36 МВт. Эксплуатируется 14 таких электрогенерирующих агрегатов. Другая компания по лицензии изготавливает энергетические ГТУ FT-8 мощностью 25 МВт, которые работают на Шанхайских и Хайпанских электростанциях.

Китай имеет 83 электростанции, на которых установлено 80 газотурбогенераторов на общую мощность 7200 МВт. Около 80 % этой мощности или 5500 МВт составляют парогазовые электростанции с КПД свыше 45 %. Кроме того, 111 ГТУ работают на дизельном топливе и имеют общую мощность 4560 МВт; десятая часть из них – отечественного производства (330 МВт). Еще 74 электрогенерирующие газотурбинные установки общей мощностью 1600 МВт построены на основе иностранных ГТД авиационного типа; импортировано и установлено также 10 газотурбогенераторов на суммарную мощность 135 МВт. На газовых и нефтяных месторождениях Китая работает 10 парогазовых когенерационных станций, которые в качестве топлива используют природный газ или дизельное топливо.

Значительно возросли объемы использования когенерации на газовых турбинах после ввода в эксплуатацию Транскитайского газопровода «Запад–Восток» (2003 г.). Правительство Китая поддерживает развитие когенерации в промышленном и коммунальном секторах экономики. Базируясь на тенденциях развития когенерации на протяжении последних лет и стратегии реформирования энергосистемы страны и энергорынка планируется ежегодный прирост когенерационных мощностей на уровне 3000 МВт, в т. ч. в промышленности – 600 МВт/год, для отопления жилого сектора и производственных помещений в северных районах – 2000 МВт/год, и в развивающихся зонах южного Китая – 500 МВт/год.

Кроме того Китай планирует увеличивать мощность отопительных систем на 4500 МВт в год и тепловые нагрузки на 20 ГВт·ч ежегодно. Необходимые для этого инвестиции составят примерно 2–3 млрд USD в год, не считая инвестиций в строительство тепловых сетей.

Используя когенерацию, можно экономить 2,9 млн тонн угля за год на каждых 3000 МВт установленной мощности, при этом снизить выбросы CO₂ на 7,6 млн тонн и серного ангидрида на 58 000 тонн в год.

Генерация с помощью комбинированного цикла на природном газе не может конкурировать с угольными ТЭС в 3-х северных районах Китая, вследствие низких цен на уголь и отсутствия очистки дымовых газов от сернистых соединений. В то же время в южных регионах страны, в связи с необходимостью крупных капитальных затрат на сероочистные устройства парогазовые станции будут вполне конкурентоспособны даже с мощными угольными ТЭС. Уже запланировано, что в Шанхае будет построена когенерационная ПГУ мощностью 200 МВт для двух развивающихся промзон.

В 1999 г. была построена наибольшая когенерационная станция с комбинированным циклом мощностью 50 МВт в одном блоке, использующая в качестве топлива природный газ. Станция расположена в зоне экономического и технологического развития Тяньжин.

В данное время проходят обсуждение проекты когенерационных установок с комбинированным циклом для нужд отопления городских районов. Например, в Бейджинге обсуждается проект демонстрационной ПГУ для Технопарка «Электронного Города». Еще 5 других когенерационных станций с комбинированным циклом планируется построить для Пекина. Предполагалось, что до 2005 г. более 1000 МВт мощностей когенерационных установок с комбинированным циклом будет запущено в эксплуатацию.

На протяжении последних нескольких лет в Китае было проведено много реформ. Некоторые из них устранили проблемные барьеры на пути иностранных инвестиций в когенерационные станции. Например: снижены пошлины на импортное когенерационное оборудование; упрощен порядок подключения когенерационных станций к электросети; приближено к рыночным ценообразование на когенерационное тепло и электричество.

3.8. Когенерация в Мексике

Мощность электростанций в 1998 году составила 35 256 МВт (табл. 5.29), из которых две трети принадлежит тепловым станциям. За это время было произведено 170 ТВт·ч электроэнергии, из них 66,4 % выработанные за счет сжигания углеводородов, 14,4 % – гидроэнергия, 10,5 % – за счет угля, 5,4 % – атомная энергия и 3,3 % – геотермальная и ветроэлектростанции. Это отвечает дневному потреблению 590 тыс. м³ мазута, 1370 м³ дизельного топлива, 19 млн м³ природного газа и 9 млн тонн угля.

Таблица 5.29

Структура электрических мощностей Мексики в 1998 г.

Тип электростанции	Мощность, МВт	% от суммарной мощности
Тепловые (на мазуте)	14 283	40,5
С комбинированным циклом	2 463	7,0
Газотурбинные	1 929	5,4
Станции с дизельными двигателями	120	0,3
ТЭЦ	2 100	6,0
Угольные	2 600	7,3
Гидроэлектростанции	9 702	27,5
Геотермальные и ветровые	750	2,1
Атомные	1 309	3,7
Всего	35 256	100,0

В 1999 году Комиссия по регулированию энергетики, которая ответственна за секторы электроэнергетики и природного газа, санкционировала выполнение 30 когенерационных проектов общей мощностью 1340 МВт. На август 2000 г. уже работало 17 когенерационных станций с установленной мощностью 711 МВт.

Согласно информации Комиссии дополнительная установленная мощность когенерационных проектов в 2001 году (табл. 5.30) составит 1086 МВт, что отвечает существующим разрешениям на когенерацию и экологическим требованиям на проектирование. Также учитывается существующая законодательная база для энергетического сектора.

Таблица 5.30

Установленная мощность когенерационных станций и выработанная электроэнергия за 2000–2001 гг.

Сектор	2000		2001	
	Установленная мощность, МВт	Выработанная электроэнергия, ГВт·ч	Установленная мощность, МВт	Выработанная электроэнергия, ГВт·ч
Промышленность и коммерция	466,3	2879	567,7	3499
Нефтехимия	398,5	1789	398,5	1979
Нефтяная промышленность	120,7	300	120,7	300
Всего	985,5	4968	1086,9	5778

Когенерация – это одна из стратегий, которая принята Правительством Мексики для достижения энергоэффективности. За деятельность в этом направлении отвечает Национальная комиссия по энергосбережению (подраздел Министерства энергетики). Эта Комиссия через Дирекцию по когенерации и нетрадиционным энергоресурсам в 1995 году оценила потенциал когенерации в стране на уровне 7500–14 000 МВт в зависимости от когенерационных технологий, которые будут внедряться. 70 % его приходится на промышленность, 20 % на предприятия нефтедобычи и нефтехимии и 10 % – на коммерческий сектор.

Потенциал когенерации в промышленности был оценен путем принятия в расчет объема потребления топлива почти 1700 предприятиями. Соответственно этому потенциал когенерации в промышленном секторе оценивается в 5200 МВт электрических мощностей, 1613 МВт на предприятиях нефтедобычи и нефтехимии и 773 МВт для коммерческого сектора, суммарно – 7586 МВт. Использование этого потенциала могло бы означать экономию в первичной энергии 9,6 млрд м³ нефти за год.

Реализация потенциала когенерации до 2006 г. оценивается в 3507 МВт электрических мощностей, что потребует 2,8 млрд USD инвестиций, или 800 USD/кВт установленной мощности

В 1998 г. общая продажа электроэнергии составила 137,2 ТВт·ч; планируется, что спрос на электроэнергию будет возрастать в среднем на 5,6 % ежегодно и в 2008 г. составит 236,2 ТВт·ч. Секторами с наибольшим спросом на электроэнергию будут промышленный и жилой со среднегодовым приростом потребления на 6,3 % и 5 %, соответственно на период 1999–2008 гг.

Согласно планам за этот период необходимо будет установить 22 248 МВт электрических мощностей, т. е. 10 установок по 225 МВт ежегодно. Планиру-

мая структура (по технологиям) электрогенерирующих мощностей, которые будут введены до 2008 г., приведена в табл. 5.31.

Таблица 5.31

Электрические мощности (МВт), которые будут введены в Мексике до 2008 г.

Тип технологии	Существующие проекты	Дополнительные проекты	Всего
Комбинированный цикл	5 813,9	12 878,0	18 691,9
Газовые турбины	459,9	0,0	459,9
Двигатели внутреннего сгорания	51,3	84,0	135,3
Модернизация	0,0	226,0	226,0
Гидроэнергия	0,0	2 511,0	2 511,0
Мазут	0,0	0,0	0,0
Геотермальная энергия	118,7	105,0	223,7
Атомная энергия	0,0	0,0	0,0
Всего	6 443,8	15 804,0	22 247,8

Снижение потребления топочного мазута в электрическом секторе на 4,6 % ежегодно является результатом требований Федеральной электрической комиссии по снижению выбросов вредных веществ. Это снижение достигается путем замены существующих видов топлива на природный газ и строительства новых ПГУ-ТЭС.

3.9. Когенерация в Турции

Развитие когенерации в Турции идет быстрыми темпами. Если до 1994 года были в работе только четыре когенерационные станции суммарной электрической мощностью 30 МВт, то в 2000 г. в стране работают 90 когенерационных станций суммарной мощностью 2400 МВт, еще 55 станций суммарной мощностью 2060 МВт, находятся на стадии строительства и 153 станции суммарной мощностью 10 400 МВт, находятся на стадии оценки в Министерстве Энергетики и природных ресурсов. Таким образом, общая установленная мощность когенерационных станций должна была достигнуть 6000 МВт, к 2005 году, что составляет 20 % от всех установленных мощностей электростанций. Это результат правительственной поддержки в виде налоговых льгот для производителей когенерационной электроэнергии и введения обязательств по покупке избытка этой электроэнергии компаниями Turkey Electric Inc. или Turkey Electricity Transmission.

В 2000 году общие электрогенерирующие мощности в Турции достигли 27 257 МВт. В 2000 году электростанции компании Turkey Electric Inc. вырабатывали 78 % электричества от ее общей выработки 128 ГВт·ч. Дефицит в почти 4000 ГВт·ч электроэнергии был покрыт путем импорта; 22 % от общей

выработки электроэнергии было произведено частным энергетическим сектором и производителями собственной энергии.

В 1984 г. закон 3096, позволил частным компаниям строить электростанции, генерировать, передавать, распределять и продавать электроэнергию. 8 октября 2000 г. турецкое правительство приняло новые законодательные акты, повышающие продажные цены на электричество, выработанное частными производителями.

С установлением Закона о рынке электричества 20 февраля 2001 года Турция сделала важный шаг в направлении либерализации, благодаря чему частный сектор электрогенерации стал реальностью.

Изменения в законодательстве означают, что международные арбитражные нормы распространяются и на контракты с государством Турции. Кроме этого, Турция окончательно ратифицировала Европейский Энергетический Хартерный Договор, улучшающий гарантии для иностранного инвестора в энергетическом секторе страны.

Производство электроэнергии на когенерационных станциях стремительно развивается благодаря высокой топливной экономичности, стимулирующей политике правительства и гарантиям на покупку электричества от компаний Turkey Electric Inc., Turkey Electricity Transmission Inc.

Инвесторы в частный сектор энергетики концентрировались полностью на выработке электричества, пренебрегая выигрышами от совместной выработки электричества и тепла.

Большинство электростанций вырабатывали электричество как основной продукт, а тепло – как сопутствующий. Однако, мировая практика показала, что наиболее эффективный и, таким образом, наиболее выгодный тип когенерации там, где тепло производится как основной продукт, а электричество получается как сопутствующий. Устанавливая когенерационные системы близко к крупным потребителям тепла, к таким, например, как районы домовладений и торговые комплексы, можно получить КПД цикла до 90 % с потерями тепла, в основном, только с отходящими газами. Вторым фактором, привлекающим частные инвестиции в собственное производство электроэнергии, является осознание выгод от децентрализации, которая снижает потери в процессе передачи энергии и ее распределения.

Многие производители собственной электроэнергии используют ГТУ или ГПД, работающие на природном газе. С проектом «Голубой поток» и с другими международными соглашениями в Турции ожидают получить в ближайшие годы значительные количества природного газа.

С 1997 года нехватка природного газа заставила производителей собственной энергии обратиться к использованию альтернативных топлив в комбинации с природным газом, или отказаться от всех вариантов использования природного газа. В 2004 г. 67 % электроэнергии от когенерации производилось за счет сжигания природного газа, 17 % за счет сжигания мазута, 3,2 % за счет использования сжиженного попутного газа и 13 % за счет других видов топлива (нефть, лигнит, дизельное топливо и др.). Однако, альтернативные топлива являются дорогими, а некоторые из них имеют высокое содержание серы. Потому, с конца 2000 г. для смягчения нечестной конкуренции между пользователями природного газа и альтер-

нативных топлив правительством была запущена специальная система субсидирования.

Легкая промышленность (текстиль и одежда) являются наиболее подходящим сектором для внедрения когенерационных установок, причем она следует за сталелитейной, химической, керамической и бумажной промышленностью. Однако, Промышленные зоны также строят свои собственные когенерационные станции (Манисо, Бурса, Измир). Администрация других 8 промышленных зон планирует построить когенерационные установки, самые крупные из которых будут в Искендеруне мощностью 220 МВт.

Четверть от всех рассмотренных муниципалитетов заинтересованы в системах по утилизации сбросного тепла, включая Анкару, Эрзерум и Конию. Турция имеет значительный потенциал когенерации в теплоснабжении городских районов, например, в проекте района Бахцесехир в Стамбуле, в проекте района Батикент в Анкаре, в проекте района Кандира в Измите и Енизехир в Измире.

По некоторым оценкам доля когенерации в суммарной установленной мощности электрогенерирующих установок в стране достигнет к 2005 г. 20 % и 30 % в 2010 г. Турция была выбрана как наиболее успешная страна в ее когенерационных достижениях на 7 Международной когенерационной конференции. Если принять во внимание, что Евросоюз намерен достигнуть к 2010 г. 18 % установленных мощностей от собственных производителей энергии, то, по-видимому, эта цель будет достигнута быстрее в Турции, чем в Евросоюзе.

Литература

1. Холодильные машины / Под ред. Н. Н. Кошкина. – М.: Пищевая промышленность. – 1973. – 512 с.
2. Integrated Power/Heat/Cold Cogeneration / Проспект компании MAN Dezentrale Energiesysteme GmbH, Германия.
3. McNeely M. Operating a «Tri Generation plant» // *Disel and Gas Turbine Worldwide*. – 1999, № 1. – Р. 28–29.
4. Теплотехника / И. Т. Швец, В. И. Толубинский, А. Н. Алабовский и др. – К.: Вища школа, 1976. – 518 с.
5. Горожанкин С. А. Машины Стирлинга: параметры рабочих процессов. – Макеевка: Дон ГАСА, 2003. – 209 с.
6. Теплоэнергетика / О. Н. Фаворский, В. М. Батенин, Ю. А. Зейгарник и др. Комплексная парогазовая установка с впрыском пара и теплонасосной установки (ПГУ МЭС-60) для АО «Мосэнерго». – 2001. – № 9. – С. 50–58.
7. Macchi E., Campanari S. Potential developments for gas microturbines: Hybrid cycles and trigeneration // *Cogeneration and On-Site Power Production*, 2001, № 2. – Р. 41–51.
8. Модернизация Казанской ТЭЦ-1 на основе газотурбинных технологий / И. Фардиев, А. Салихов, И. Шитарев и др. // *Газотурбинные технологии*. – 2004. – март. – С. 24–26.
9. Кашуко А. Д., Сиварг О. О., Корасов О. М., Гут П. О. Результати освоєння і випробування когенераційної газотурбінної установки з котлом утилізатором П-92 і газотурбінним приводом ГТП55СТ-20 // *Енергетика та електрофікація*. – 2004, № 8. – С. 15–20.

10. Такано, Китаути, Хиура. Проект установки комбинированного цикла мощностью 145 МВт с газовой турбиной, работающей на доменном газе // Современное машиностроение. – 1989. – № 11. – С. 21–29.
11. Салихов А. А., Сулимов Д. Д. Газотурбинная теплоэлектростанция «Урал-4000» в Башкортостане // Электрические станции. – 2003. – № 1. – С. 4–7.
12. Фреминг Д., Хьялмерсон Л., Хаушменд М. Применение КУДН для гарантированного пароснабжения при комбинированной выработке тепла и электроэнергии // Мировая электроэнергетика. – 1995. – № 1. – С. 32–35.
13. Альбано Д., Фукусима Т., Ольшевский Э., Применение газовых турбин в этиленовых установках // Обзоры АВВ. – 1986. – № 6. – С. 3–8.
14. Украина: Энергосбережение в пищевой промышленности Украины / ЕС Energy Centre in Kiev (Takis Programme), 1996. – 200 с.
15. The largest gas engine CHP plant in France // News letter (The European association for the promotion of Cogeneration). – 1999. – № 14. – Р. 6.
16. Johnsson U. 104 MW Cogen block for Vaxjo: Sandvik expands its biomass base // Cogeneration and On-Site Power Production. – 1999. – № 3. – Р. 52–60.
17. Карп И. Н., Говдяк Р. М., Калапунь И. М. и др. // Эффективное производство энергии на компрессорных станциях магистральных газопроводов. Экологические и энергосбережение. – 2002. – № 3. – С. 12–22.
18. Парогазовые установки компрессорных станций / А. Д. Седых и др. // Пром. энергетика. – 1997. – № 3. – С. 33–37.
19. Jeffs E. Heat recovery from compressor drivers boots combined cycle output // Turbomachinery International. – 1999. – Vol. 40. – № 3. – Р. 28–32.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

b_T – удельный расход топлива на выработку тепла	w – влагосодержание
b_E – удельный расход топлива на выработку электроэнергии	E – выработанная электроэнергия
B – расход топлива	$[NO_x]$ – концентрация NO_x
c_p – удельная теплоемкость	α – коэффициент избытка воздуха
G – массовый расход выхлопных газов, воздуха	β – коэффициент перерасхода топлива при когенерации
i, h – энтальпия	ΔQ_k – тепловая мощность топлива дожигаемого в КУ
k – доля тепла, отводимого в систему охлаждения; коэффициент теплопередачи	ε – коэффициент экономии топлива, холодильный коэффициент КХМ
Кит – коэффициент использования топлива	ζ – тепловой коэффициент АХМ
L_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива	η_k – КПД котла, котла-утилизатора
N_e – электрическая мощность	η_e – электрический КПД (на клеммах генератора)
$q_{эк}$ – удельная экономия теплоты топлива	$\eta_{э}^{ког}$ – эффективный КПД выработки электроэнергии в КОУ
Q_H^p – низшая теплотворная способность топлива	$\eta_{кот}$ – КПД замещаемой котельной
Q – тепловая мощность	$\eta_{КЭС}$ – КПД замещаемой КЭС
p – давление	Θ' – температура дымовых газов на входе в КУ
R – газовая постоянная, степень рециркуляции	$\Theta_{ух}$ – температура дымовых газов на выходе из КУ
t, T – температура	ξ – концентрация раствора
H – тепловая энергия	τ – время работы установки
$T_{дв}^{ух}$ – температура уходящих газов двигателя	φ – коэффициент использования в КУ теплоты выхлопных газов ГТУ
$u_{э}^*$ – удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении	χ – доля электрической мощности в суммарной (тепловой и электрической мощности установки)
	Ψ – коэффициент тепловой эффективности

ПРИНЯТЫЕ СОКРАЩЕНИЯ

АХ – абсорбционный холодильник	КУ – котел-утилизатор
АХМ – абсорбционная холодильная машина	КХМ – компрессорная холодильная машина
БПГУ – бинарная ПГУ	МТ – микротурбина (газовая)
ГПД – газопоршневой двигатель	МТГ – микротурбогенератор
ГТ – газовая турбина	МТЭЦ – мини-ТЭЦ
ГТД – газотурбинный двигатель	ПГУ – парогазовая установка
ГТУ – газотурбинная установка	ПТ – паровая турбина
ДВС – двигатель внутреннего сгорания	ПТУ – паротурбинная установка
ДД – дизельный двигатель	ТН – тепловый насос
КОСТ – когенерационная станция	ТНУ – теплонасосная установка
КОУ – когенерационная установка	ТЭС – теплоэлектростанция
КС – компрессорная станция; камера сгорания	ТЭЦ – теплоэлектроцентраль

Довідкове видання

Клименко Віктор Миколайович
Мазур Олександр Іустинович
Сабашук Петро Павлович

**КОГЕНЕРАЦІЙНІ СИСТЕМИ
З ТЕПЛОВИМИ ДВИГУНАМИ**
(рос. мовою)

Довідковий посібник

В 3-х частинах

Під редакцією О. І. Мазура

Частина I

**ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ
КОГЕНЕРАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

Комп'ютерна верстка та коректура О. В. Авдєєнко

Підписано до друку 12.05.2008. Формат 70×100/16. Папір крейд.
Гарнітура «Times New Roman». Друк офсетний. Ум. друк. арк. 45,15. Обл. вид. арк. 35,49.
Тираж 1000 прим. Зам. № 1323.

Підготовлено до друку та надруковано в Державному підприємстві
«Інженерно-Виробничий Центр АЛКОН» НАН України
04074, м. Київ-74, вул. Автозаводська, 2, тел./факс: (044) 430-82-47.

*Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру видавців,
виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 987 від 22.07.2002 р.*