NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES OF UKRAINE
INSTITUTE OF ENGINEERING THERMOPHYSICS

THERMAL ENGINES
COGENERATION SYSTEMS

HANDBOOK
IN 3 PARTS

Part 3

Innovation Cogeneration Technologies

Kiev
EPC ALCON NAS of Ukraine
2016

НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК УКРАИНЫ
ИНСТИТУТ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕПЛОФИЗИКИ

КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ С ТЕПЛОВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

СПРАВОЧНОЕ ПОСОБИЕ
В 3 ЧАСТЯХ

Часть 3

Инновационные технологии для когенерации

Киев
ИПЦ АЛКОН НАН Украины
2016

УДК 621.31(03)
ББК 31.2я2
К57

Авторы:
Клименко Виктор Николаевич,
Мазур Александр Иустинович,
Письменный Евгений Николаевич,
Багрий Петр Иванович,
Гелетуха Георгий Георгиевич

К57 **Когенерационные системы с тепловыми двигателями** : справочное пособие. – В 3-х частях. – К. : ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2008 – .
ISBN 978-966-8449-25-3

Часть 3: Инновационные технологии для когенерации / В. Н. Клименко, А. И. Мазур, Е. Н. Письменный и др. // Институт технической теплофизики НАН Украины. – К. : ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2016 – 528 с.: ил. 292, табл. 124.
ISBN 978-966-8449-28-4

В настоящей, заключительной, части справочного пособия представлены материалы по существующим технологическим схемам когенерационных установок, созданных на базе поршневых двигателей внутреннего и внешнего сгорания топлива, паровых турбин с водяным паром и органическим теплоносителем в качестве рабочего тела, паровых винтовых машин, газовых турбин малой мощности (микротурбинные когенерационные установки), электрохимических генераторов тока (топливных элементов), биоэнергетических технологий. Рассмотрены устройство, характеристики и особенности указанных базовых энергетических объектов, необходимые для проектирования когенерационных установок на их основе. Приведены типичные примеры их реализации и сведения о ведущих предприятиях-производителях оборудования.

УДК 621.31(03)
ББК 31.2я2

ISBN 978-966-8449-25-3 (Общий)
ISBN 978-966-8449-28-4 (Ч. 3)

© В. Н. Клименко, А. И. Мазур,
Е. Н. Письменный, П. И. Багрий,
Г. Г. Гелетуха, 2016
© ИПЦ АЛКОН НАН Украины,
оформление, 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение 10

Раздел I
КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ С ПОРШНЕВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ ВНУТРЕННЕГО И ВНЕШНЕГО СГОРАНИЯ

Глава 1. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ ПОРШНЕВЫХ ДВС, ВКЛЮЧАЯ МИНИМИЗАЦИЮ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ С ВЫХЛОПНЫМИ ГАЗАМИ 21
1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ 21
1.1. Четырехтактные циклы Отто и Дизеля 22
1.2. Циклы Аткинсона и Миллера 29
1.3. Двухтактный цикл 35
1.4. Турбонаддув цилиндров и охлаждение наддувочного воздуха 40
2. ИНДИКАТОРНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ДВИГАТЕЛЕЙ 44
3. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ 51
4. ПРИНЦИПЫ УПРАВЛЕНИЯ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ И СЖИГАНИЕМ РАБОЧЕЙ СМЕСИ ДЛЯ МИНИМИЗАЦИИ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ С ВЫХЛОПНЫМИ ГАЗАМИ 55
4.1. Общие сведения об устройстве поршневых двигателей 55
4.2. Топливные системы и управление процессом сжигания топлива 62
Литература 70

Глава 2. ТЕХНИЧЕСКИЙ УРОВЕНЬ ГАЗОПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВЕДУЩИХ МИРОВЫХ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ 72
1. ГАЗОПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ CATERPILLAR 75
2. ВЫСОКООБОРОТНЫЕ ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ CUMMINS 88
3. ДВИГАТЕЛИ КОМПАНИИ GUASCOR 92
4. ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ GE ENERGY JENBACHER 95
5. ГАЗОВЫЕ И ГАЗОДИЗЕЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ MAN DIESEL&TURBO 104
6. ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES (MHI) 117
7. ВЫСОКООБОРОТНЫЕ ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ MOTORTURBINEUNION (MTU) 121

8. ВЫСОКООБОРОТНЫЕ ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ MOTORENWERKEMANNHEIM (MWM) 123
9. СРЕДНЕОБОРОТНЫЕ ДВУХТОПЛИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ NIIGATAPOWERSYSTEMS 132
10. ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ-ГЕНЕРАТОРЫ АООТ «ПЕРВОМАЙСКДИЗЕЛЬМАШ» 134
11. ВЫСОКООБОРОТНЫЕ ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ PERKINS GROUP OF COMPANIES 139
12. ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ ROLLS-ROYCEMARINE BERGEN 145
13. СРЕДНЕОБОРОТНЫЕ ГАЗОВЫЕ И МНОГОТОПЛИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ WÄRTSILÄ ENGINES 150
14. ВЫСОКООБОРОТНЫЕ ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ WAUKESHA ENGINE 160
15. ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ДРУГИХ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ 167
15.1. Газовые и двухтопливные двигатели ГП «Завод им. В. А. Малышева» 167
15.2. Среднеоборотный двухтопливный двигатель фирмы Mitsui Engineering & Shipbuilding 169
15.3. Газовые и двухтопливные двигатели предприятия РУМО и ОАО «Волжский дизель им. Маминых» 170
15.4. Газовые двигатель-генераторы предприятия PZL-Wola 173

Глава 3. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ И КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ СТАНЦИИ НА ОСНОВЕ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ КАК НОВЫЙ СЕКТОР ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ 177
1. СОПОСТАВЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОПОРШНЕВЫХ И ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ОДНОГО КЛАССА МОЩНОСТИ 177
2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОГЕНЕРАЦИОННЫХ СТАНЦИЯХ НА ОСНОВЕ ГПД 183
2.1. Модульные газопоршневые электростанции, примеры реализации 183
2.2. Преимущества ГПД-ТЭЦ 188
3. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ГПД-ТЭЦ 192
4. ОБОРУДОВАНИЕ ТЭЦ ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ ГПД 203
5. ТРИГЕНЕРАЦИОННАЯ СТАНЦИЯ В СОЦИАЛЬНОЙ СФЕРЕ НА ОСНОВЕ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ 232
6. КОГЕНЕРАЦИОННАЯ СТАНЦИЯ, ИНТЕГРИРОВАННАЯ В ПРОМЫШЛЕННУЮ КОТЕЛЬНУЮ 237
7. ПАРОГАЗОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ С ПОРШНЕВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ 242
Литература 249

Глава 4. ДВИГАТЕЛИ ВНЕШНЕГО СГОРАНИЯ
И КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ НА ИХ ОСНОВЕ..... 251
1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ, ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ
СХЕМЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА 251
2. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ 265
3. ПРИМЕНЕНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА
В КОГЕНЕРАЦИИ И ДРУГИХ ТЕХНОЛОГИЯХ..... 280
Литература..... 288

Раздел II
ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
ДЛЯ КОГЕНЕРАЦИИ

Глава 5. МИКРОТУРБИННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
В КОГЕНЕРАЦИОННЫХ СИСТЕМАХ 291
1. ТЕПЛОВАЯ СХЕМА И КОНСТРУКЦИЯ УЗЛОВ
МИКРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ 292
1.1. Основные положения 292
1.2. Классификация МТГ по отдельным признакам 296
1.3. Основные узлы и системы 297
1.4. Совершенствование микротурбинных технологий 303
2. МТУ ВЕДУЩИХ МИРОВЫХ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ..... 309
2.1. Микротурбинная установка MT250 Flex Energy-Ingersoll Rand..... 309
2.2. Микротурбогенераторы фирмы Capstone Turbine Corporation... 313
2.3. Микротурбины фирмы Calnetix-Elliott 319
2.4. Микротурбины компании Turbec..... 324
2.5. МТУ производства других фирм 327
3. ПРИМЕНЕНИЕ МИКРОТУРБИН В ГОРОДСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ ... 332
Литература..... 342

Глава 6. ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКИЕ ГЕНЕРАТОРЫ
В КОГЕНЕРАЦИОННЫХ МИНИ-СИСТЕМАХ 343
1. РАБОТА И УСТРОЙСТВО ТОПЛИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ.
1.1. Принцип действия топливных элементов 343
1.2. Электролиты и электроды ТЭ..... 346
1.2.1. Топливные элементы с жидким/расплавленным электролитом 347
1.2.2. Топливные элементы с твердотельным электролитом..... 354
2. ТОПЛИВНО-ЭЛЕМЕНТНЫЕ МОДУЛИ (БАТАРЕИ)
И ПОДГОТОВКА ТОПЛИВА..... 361
3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ
НА БАЗЕ ТОПЛИВНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ ГЕНЕРАТОРОВ..... 369

3.1. Возможности применения топливных элементов в электроэнергетике ... 369
3.2. Комбинированные (гибридные) циклы на основе топливно-элементных установок ... 373
3.3. Когенерационные модули и мини-системы на основе ТЭ. Пример практической реализации ... 377
Литература ... 385

Глава 7. КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПАРОВЫХ ТУРБИН ... 387
1. ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА ПРИ РЕКОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ КОТЕЛЬНЫХ ПО КОГЕНЕРАЦИОННОЙ ТЕХНОЛОГИИ ... 387
1.1. Общие сведения о возможности реконструкции котельных в малые ТЭЦ ... 387
1.2. Сопоставление топливной экономичности паровой котельной в базовом варианте и с паротурбинной надстройкой ... 392
2. СПОСОБЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОГО ПАРА КОТЕЛЬНЫХ ... 399
3. РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК МТЭЦ НА БАЗЕ ОТОПИТЕЛЬНЫХ КОТЕЛЬНЫХ ... 402
3.1. Тепловые схемы мини-ТЭЦ для открытых систем теплоснабжения ... 405
3.2. Тепловые схемы мини-ТЭЦ для закрытых систем теплоснабжения ... 411
4. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ МАЛЫХ ТЭЦ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПАРОВЫХ ТУРБИН РАЗНОГО ТИПА ... 417
4.1. Сухие градирни системы Геллера ... 422
4.2. Примеры проектов реконструкций паровых котелен ... 425
4.2.1. Котельная предприятия «Вентспилс нафта» ... 425
4.2.2. Котельная Обуховского промузла ... 425
4.2.3. Реконструкция промышленно-отопительной котельной Ирбитского мотозавода ... 426
5. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС И ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО ТУРБИН МАЛОЙ МОЩНОСТИ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ ... 428
5.1. Способы регулирования турбин ... 432
5.2. Эксплуатационные характеристики турбин с противодавлением ... 435
6. ТЕХНИЧЕСКИЙ УРОВЕНЬ И ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ПРОТИВОДАВЛЕНЧЕСКИХ ПАРОВЫХ ТУРБИН ВЕДУЩИХ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ ... 439
6.1. Модульные паровые турбины фирмы Siemens Turbomachinery Equipment ... 439
6.2. Турбогенераторы и паровые турбины с противодавлением ОАО «Калужский турбинный завод» ... 443
6.3. Паровые турбины с противодавлением ОАО «Турбоатом» ... 446

6.4. Паровые турбины малой мощности концерна Alstom Power/ABB 450
6.5. Паротурбогенераторы с противодавлением производства ОАО «Невский завод» (г. С.-Петербург) 456
6.6. Турбины ГНПП «Пролетарский завод» (г. С.-Петербург) 458
7. НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЙ ПАРОТУРБИННЫЙ ЦИКЛ 460
Литература 466

Глава 8. КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ НА БАЗЕ БИОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ТЕХНОЛОГИЙ 467
1. КЛАССИФИКАЦИЯ И СВОЙСТВА БИОМАССОВЫХ ТОПЛИВ 467
1.1. Общие сведения и классификация биомассы 467
1.2. Свойства биомассовых топлив и продуктов сгорания 471
2. ТЕХНОЛОГИИ ПРЯМОГО СЖИГАНИЯ ТВЕРДОЙ БИОМАССЫ 480
2.1. Сжигание биомассы на решетках 481
2.2. Пылевидное сжигание биомассы 487
2.3. Совместное сжигание 489
3. ТЕХНИЧЕСКИЙ УРОВЕНЬ ЗАРУБЕЖНЫХ ТЭЦ И ТЕС, РАБОТАЮЩИХ НА БИОМАССЕ 492
4. ПОЛУЧЕНИЕ БИОГАЗА ПУТЕМ АНАЭРОБНОГО СБРАЖИВАНИЯ БИОМАССЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ БИОГАЗОВЫХ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ СТАНЦИЙ 497
5. ПОЛУЧЕНИЕ БИОГАЗА С ПОЛИГОНОВ ТБО 505
5.1. Получение биогаза с полигонов ТБО 505
5.2. Расчетное определение количества собираемого биогаза 509
5.3. Когенерация на базе биогаза с полигонов ТБО 514
6. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БИОТОПЛИВА НА ПРЕДПРИЯТИЯХ УКРАИНЫ 515
7. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПАРОВЫХ ВИНТОВЫХ МАШИН ДЛЯ РЕКОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ КОТЕЛЬНЫХ 517
Литература 526

ВВЕДЕНИЕ

Настоящая книга является третьей завершающей частью справочного издания «Когенерационные системы с тепловыми двигателями», впервые осуществленного в Украине и на территории бывшего СССР. Первая часть справочного пособия, в которой рассматриваются общие вопросы когенерационных технологий, вышла в свет в 2008 г. в объеме 560 страниц. Эта часть составляет, если можно так сказать, – идеологическую базу когенерационных технологий. В ней рассматриваются энергетические характеристики и эффективность совместного производства электрической и тепловой энергии (а также холода) в различных технологических процессах, разнообразные схемные решения при реализации когенерационных технологий, роль и место когенерации в структуре экономики а также проблемы интеграции их в тепловые и электрические сети, технические характеристики применяемого оборудования, проблемы сжигания различных видов топлива и связанные с ними экологические аспекты использования когенерационных технологий, включая решение проблем снижения вредных выбросов в когенерационных установках, и, наконец, опыт проектирования, строительства и эксплуатации когенерационных станций, а также перспективы развития когенерации в зарубежных странах.

Во второй части издания, опубликованной в 2011 г. в объеме 792 страниц, с исчерпывающей полнотой изложены различные аспекты газотурбинных когенерационных технологий. Газотурбинный двигатель, являясь (наряду с поршневым двигателем) одним из самых распространенных тепловых двигателей, характеризуется самым высоким уровнем теплоты, сбрасываемой в окружающую среду непосредственно отработавшими продуктами сгорания топлива (до 60–70 % от теплоты сгорания использованного топлива). Поэтому проблемам полезного использования этой теплоты уделяется в современной энергетике особо пристальное внимание. Во второй части издания рассматриваются энергетические характеристики различных тепловых схем газотурбинных ТЭЦ и парогазовых электростанций преимущественно малой и средней мощности, условия обеспечения максимальной эффективности ГТУ-надстроек при модернизации отопительных котельных и превращении промышленных ТЭЦ в ПГУ сбросных схем, приводятся методология и результаты исследования эффективности различных когенерационных схем,

устройство и характеристики газовых турбин и котлов-утилизаторов ведущих мировых производителей. Поглавное содержание обеих частей можно найти в конце введения к данной книге.

В предлагаемой третьей части издания излагаются возможности и способы применения комбинированного производства электрической и тепловой энергии в ряде инновационных технологий, основанных на самых современных устройствах преобразования химической энергии топлива в механическую работу, непосредственно в электричество и теплоту. К таким устройствам относятся прежде всего поршневые двигатели внутреннего сгорания различного типа, поршневые двигатели внешнего сгорания – так называемые двигатели Стирлинга, паротурбинные установки (паровые турбины с паровыми котлами, а также паровые поршневые и винтовые машины), микротурбинные установки – отдельный класс маломощных (10–400 кВт) генераторов электроэнергии с газотурбинным приводом, и, наконец, электрохимические генераторы тока – так называемые топливные элементы. Все они в той или иной степени применяются в когенерационных схемах при совместной выработке тепловой и электрической энергии.

Структурно материал книги изложен в двух разделах: в первом (главы 1–4) рассмотрены когенерационные системы на основе газопоршневых двигателей внутреннего сгорания и двигателей Стирлинга (внешнего сгорания); во втором разделе (главы 5–8) последовательно рассматриваются когенерационные системы на основе газовых микротурбинных генераторов, топливных элементов и современных модульных паровых турбин малой мощности. Учитывая непрерывно растущую стоимость ископаемых видов топлива, в особенности газообразных, рассмотрены возможности реализации когенерационных технологий отдельно на базе альтернативных топлив, получаемых из биомассы (глава 8).

Среди реализованных когенерационных технологий наибольшее распространение получили на сегодняшний день установки, выполненные на базе газопоршневых двигателей (ГПД) внутреннего сгорания. Это можно объяснить следующими свойствами указанного источника тепловой энергии для когенерационной установки:

– чрезвычайно высоким распространением поршневых двигателей;

– высоким электрическим КПД: до 40 % у ГПД малой мощности в то время, как ГТД аналогичной мощности – не более 30 %;

– относительно слабой зависимостью КПД от нагрузки двигателя: при снижении нагрузки до 50 % КПД ГПД снижается не более, чем на 4–5 %, в то время как у ГТД почти на одну треть;

– значительно меньшей, чем у ГТД, зависимостью мощности и КПД ГПД от температуры окружающей среды;

– слабой чувствительностью ГПД к частым пускам–остановкам и значительно меньшим временем пуска из холодного состояния, чем у ГТД, что является весьма важным фактором для обеспечения стабильности энергосистемы;

– большой продолжительностью жизненного цикла двигателя – 60–80 тыс. ч до капитального ремонта для среднеоборотного ГПД при сроке службы до 300 тыс. ч в сравнении с 20–30 тыс. ч до капитального ремонта у ГТД при сроке его службы до 150 тыс. ч;

– ГПД не требует компрессора для дожима топливного газа, т. к. в двигателе используется газ низкого давления 0,010–0,035 МПа;

– в целом, удельная стоимость установленного кВт мощности ГПД в диапазоне до 30 МВт является более низкой, чем для ГТУ.

Все это в значительной степени предопределило область наиболее эффективного и предпочтительного по технико-экономическим показателям применения газопоршневых когенерационных технологий, а именно, – социальную сферу теплоэнергетики и промышленные объекты небольшой мощности потребляемой электроэнергии (до 10 МВт). В большинстве случаев эти когенерационные установки реализуются в виде модульных электростанций с ГПД и блок-ТЭЦ в качестве основного источника теплоты и электроэнергии. Широкому распространению газопоршневых когенерационных установок способствует также и то, что на ведущих мировых двигателестроительных фирмах налажено производство таких ТЭЦ в модульном исполнении и в широком диапазоне мощностей.

Следует отметить, что когенерационные технологии, осуществленные на базе поршневых двигателей, кроме выполнения основных своих задач – экономии топлива при комбинированном производстве теплоты и электроэнергии и, как следствие, снижения выбросов парниковых газов, благодаря таким своим качествам, как быстрый запуск и выход на номинальную мощность, отсутствие ограничений на количество пусков и изменение нагрузки, наличие современных быстродействующих систем управления, обеспечивающих стабильную работу двигателя и надежное следование за нагрузкой, могут являться прекрасными регуляторами сети, обеспечивающими повышение стабильности ее работы. Особенно важными эти качества поршневых электростанций являются для случая их работы с сетями, к которым подключено большое количество возобновляемых источников энергии – ветровых и солнечных электростанций, характеризуемых естественными колебаниями ветровой нагрузки и интенсивности солнечного света. Возможность выхода поршневой электростанции на 100 % нагрузки в течение 5 мин позволяет надежно поддерживать баланс в энергосистеме при реальных колебаниях выработки электроэнергии возобновляемыми источниками, либо даже в случаях аварийных ситуаций.

Возможность выхода газопоршневых двигателей на 100 %-ю нагрузку из холодного резерва подтверждена опытом их эксплуатации. В качестве примера может быть приведена электростанция компании Lea County Electric Cooperative Inc. в штате Нью Мексико (США). В ее состав входит пять энергоблоков Wärtsilä 34SG. Были проведены проверки эксплуатационных параметров энергоблоков, целью которых являлось установление времени выхода станции на 100 %-ю нагрузку – 46,7 МВт. Двигатели были готовы к работе в течение 30 с после нажатия пусковой кнопки, шаг набора мощности после запуска составил 25 % в минуту. Общее время выхода станции на полную мощность в итоге составило 4 мин 17 с. Создание многоагрегатных модульных электростанций обеспечивает широкие возможности эксплуатационной гибкости, при этом отсутствуют ограничения по выбору стратегии производства электроэнергии для энергосистемы, которые зависят от времени года, прогнозов потребления или ситуации на энергетическом рынке.

Проблемам создания, производства, строительства и эксплуатации когенерационных установок на базе газопоршневых двигателей в книге посвящены первые 3 главы. В первой главе представлены сведения об устройстве, работе, тепловом балансе и характеристиках поршневых двигателей, необходимые для оптимальной интеграции двигателя в состав когенерационной установки. Рассмотрены основные термодинамические циклы работы поршневых двигателей внутреннего сгорания включая цикл Миллера, который находит все большее применение в современном двигателестроении. Большое внимание уделено вопросам управления смесеобразованием и сжиганием рабочей смеси с целью минимизации вредных выбросов с продуктами сгорания. Решение этой задачи особенно важно для ДВС, работающего в составе когенерационной установки, поскольку обеспечение экологической безопасности наряду с повышением эффективности сжигания топлива является главным стимулирующим фактором развития когенерационных технологий. В главе использованы материалы двухтомной монографии «Двигатели внутреннего сгорания» под редакцией Орлина А. С. и Круглова М. Г., изд-во «Машиностроение», 1983 г.

Во второй главе рассмотрены технические характеристики двигателей внутреннего сгорания различного назначения, производимых ведущими мировым двигателестроительными фирмами Caterpillar, Jenbacher, MAN, Mitsubishi, MWM, Rolls-Royse, Wärtsilä и др. (всего 18 двигателестроительных фирм). При составлении главы основное внимание было уделено газовым и двухтопливным двигателям, наиболее широко применяемым в когенерационных схемах, а также модульным электростанциям на их основе. Среди мощных двигателей рассмотрены двухтопливные судовые дизельные двигатели.

Для общего ознакомления в главе описываются также конструктивные особенности таких двигателей, которые уже находят применение и в стационарной электроэнергетике. Полезными могут оказаться также приводимые сведения об объемах и мощностях производимых двигателей, а также о масштабах их применения в различных регионах мира. При составлении данного раздела книги использованы справочные материалы из журналов «Diezel and Gas Turbine World Wide», «Турбины и дизели» а также рекламные материалы фирм-производителей.

Третья глава посвящена рассмотрению когенерационных схем и установок, созданных на базе поршневых двигателей внутреннего сгорания. Прежде всего было выполнено сопоставление эксплуатационных характеристик электростанций на основе ГПД и ГТД, что дало возможность сформулировать достоинства и преимущества газопоршневых когенерационных систем и определить сферу их наиболее эффективного применения.

Характерной отличительной особенностью когенерационных схем на поршневых двигателях является применение нескольких утилизаторов теплоты: рубашки двигателя, смазочного масла, наддувочного воздуха, выхлопных газов. Кроме того, в некоторых случаях в схему включают вспомогательный котел с целью теплоснабжения потребителя при остановке двигателя. Состав и характеристики теплообменного оборудования конкретной когенерационной установки определяются ее назначением и требованиями потребителя

теплоты. Благодаря наличию нескольких источников теплоты когенерационные станции на основе газовых двигателей могут быть гибко и оптимально приспособлены к большинству производств. Наивысший КПД установки достигается при утилизации всего имеющегося тепла двигателя на соответствующих температурных уровнях. В книге подробно рассмотрены многочисленные когенерационные схемы, применяемые в промышленной и социальной сферах, включая тригенерацию и парогазовые электростанции с поршневыми двигателями.

Конструкция котлов-утилизаторов трубчатого типа, применяемых в когенерационных установках, выполненных на базе газотурбинных двигателей, были рассмотрены во 2-й части настоящего справочного пособия. Здесь мы рассматриваем компактные теплообменники пластинчатого типа, а также теплообменники с оребренными трубами, более применимые для газопоршневых когенерационных установок. Массогабаритные показатели теплообменников для когенерационных установок малой мощности, рассматриваемых в данной книге, имеют существенное значение при реализации проекта. Снижение этих показателей связано с интенсификацией процессов теплоотдачи в теплообменных элементах. Поэтому мы посчитали уместным представить в 3-й главе результаты исследований и разработок высокоэффективных теплообменных поверхностей из плоскоовальных труб с неполным оребрением, выполненных в НТУУ «Киевский политехнический институт» под руководством профессора Е. Н. Письменного. Эти результаты могут оказаться весьма полезными при проектировании высокоэффективных и компактных теплообменников для когенерационных установок.

Одной из разновидностей поршневых тепловых двигателей являются рассматриваемые в главе 4 двигатели Стирлинга (ДС), или так называемые двигатели внешнего сгорания. Их принципиальное отличие от двигателей внутреннего сгорания (ДВС) заключается в том, что подвод теплоты к рабочему телу осуществляется в них через стенку цилиндра от внешнего источника, в то время как в ДВС это происходит в процессе сгорания топлива в самом рабочем теле в цилиндре. Отвод теплоты в ДС осуществляется также через стенку цилиндра, а в ДВС – теплота сбрасывается в окружающую среду вместе с отработавшим рабочим телом, т. е. в ДС осуществляется замкнутый рабочий цикл, а в ДВС – разомкнутый. Одновременно в цикле ДС осуществляется глубокая регенерация, т. е. возврат большей части отводимой теплоты в канал подводимой. Благодаря этому КПД ДС существенно (до 1,5–3,0 раз) превышает КПД ДВС при малых номинальных мощностях (до 30–50 кВт), а при больших мощностях это превышение особенно существенно при частичных нагрузках.

По принципу действия двигатель Стерлинга подобен паровой машине (ПМ), которая также является двигателем внешнего сгорания (с подводом теплоты к рабочему телу в паровом котле), осуществляющим замкнутый цикл. Их отличие состоит в том, что в ДС применяется однофазное рабочее тело (газ), а в ПМ – двухфазное (вода – водяной пар). Поэтому в ДС не требуется применение парового котла и конденсатора, хотя конструкция собственно двигателя из-за наличия встроенных теплообменников является более сложной и дорогой. Вследствие низких параметров рабочего тела, реализуе-

мых в ПМ простого цикла, их КПД намного ниже по сравнению не только с ДС, но и с ДВС. Поэтому когенерационные схемы на базе ПМ в данной книге не рассматриваются, хотя они могут оказаться перспективными для когенерационных схем при определенных усложнениях рабочего цикла.

Кроме высокого КПД несомненными достоинствами двигателей Стирлинга являются анаэробность, т. е. возможность работы двигателя при отсутствии кислорода – воздуха, экологичность – благодаря большим возможностям обеспечить полноту внешнего сгорания топлива, бесшумность, топливная «всеядность», т. е. возможность работы на любом виде топлива – твердом, жидком и газообразном, а также использовать источники тепла, не связанные с горением: ядерной, солнечной, геотермальной энергии, тепловых вторичных энергоресурсов. Считается, что для эффективной работы таких двигателей при температуре внешней среды около 30 °С пригоден источник теплоты с температурой не ниже 227 °С. Важно отметить то, что топливо сжигается при низком давлении и оптимальном избытке воздуха в камере сгорания, расположенной вне рабочего объема. Поэтому, содержание вредных веществ в продуктах сгорания уменьшается до минимума, т.е. двигатель Стирлинга практически не загрязняет окружающую среду. Сдерживают массовое производство этих двигателей прежде всего экономические факторы. Современные двигатели Стирлинга работают с высоким КПД при давлении заполнения рабочим газом не менее 5–7 МПа, имеют водяное охлаждение и сложный механизм привода поршней, что удорожает двигатель и снижает их конкурентоспособность. Важно определить рациональные области применения двигателей Стирлинга, включая их использование в когенерационных системах, что позволит уменьшить потребление нефтепродуктов и природного газа за счет более широкого использования местных видов топлива – древесины, торфа, биогаза и т. п., а также более полно использовать их преимущества и достоинства. В настоящее время в Германии, Швеции, Франции, Италии, США, Японии созданы, прошли испытания и начато серийное производство для подводного флота анаэробных энергоустановок на основе двигателей Стирлинга. В С.-Петербурге в период с 2004 по 2008 гг. создано несколько научно-производственных компаний для реализации крупных проектов по применению двигателей Стирлинга в энергетике; был реализован проект контейнерной электростанции с двигателем Стирлинга, работающим на угольном метане.

Когенерационным системам, построенным на базе использования сбросной теплоты газовых турбин, была посвящена целиком вторая часть настоящего справочного пособия. В указанном издании рассмотрены установки и схемы электрической мощностью свыше 0,5 МВт. Однако в последние годы получили распространение когенерационные установки в диапазоне мощностей от 10 до 400 кВт – так называемые микротурбинные установки (МТУ). Представленные на рынке МТУ отвечают ряду специфических требований, предъявляемых маломощным источникам электро- и теплоснабжения: высокая экономичность, простота устройства и обслуживания, всережимность работы, надежность и компактность, экологическая безопасность, автономность работы. Рассмотрению устройства и характеристик таких установок, а также методам и способам выполнения указанных требований к МТУ, посвящена 5-я глава данной книги.

В большинстве случаев МТУ выполняются по одновальной конструктивной схеме, объединяющей валы турбокомпрессора и генератора, и работающими по регенеративному циклу Брайтона. Новые разработки в области газовых турбин с внутренней рекуперацией тепла, параллельной работой генераторов, силовой электроникой с регулированием напряжения вне зависимости от скорости вращения позволяют достичь сравнительно высокого КПД при частичной нагрузке вплоть до 10 кВт при незначительной эмиссии и сравнительно небольших инвестиционных расходах.

Детально рассмотрены характеристики МТУ, выпускаемых ведущими двигателестроительными фирмами: Ingersoll-Rand Energy Systems, Capstone Turbine Corporation, Calnetix Power Solutions, Turbec AB и др.

Все рассмотренные ранее в этой книге устройства для производства тепловой и электрической энергии как раздельно, так и в комбинированном цикле, основаны на сжигании органических топлив и преобразовании полученной тепловой энергии в электрическую через посредство использования тех или иных тепловых двигателей для привода электрогенераторов. Однако, существует и другой путь получения теплоты и электроэнергии – при помощи так называемых топливных, или гальванических элементов, в которых осуществляется непосредственное преобразование химической энергии топлива в электроэнергию и теплоту без использования процесса сжигания за счет организации окислительно-восстановительных превращений реагентов, поступающих в ячейку извне. В таких устройствах КПД выработки электроэнергии может достигать 60 % и выше при общем термическом КПД (с учетом производимой теплоты) свыше 95 %. По своей сути топливный элемент является высокоэффективным когенерационным устройством, способным обеспечить теплотой и электроэнергией небольшие объекты мощностью от 1 до 20 кВт. Поэтому несмотря на дороговизну топливных элементов уже сейчас во всем мире функционируют десятки тысяч таких когенерационных установок.

Следует к тому же отметить, что в рассматриваемой технологии генерирования энергии практически отсутствуют вредные выбросы. При использовании органического топлива общие выбросы SO_x, NO_x и CnHm не превышает 20 ppm, т. е. менее 0,002 % (об.) в полученном газе. Если в качестве реагентов, подаваемых в топливный элемент, используются водород и кислород, то можно обеспечить нулевые вредные выбросы, т. к. в устройстве в результате реакций образуется вода. В 6-й главе рассмотрены устройство и основные типы топливных элементов, принципы организации батарей из топливных элементов, энергетические и когенерационные установки на базе топливных элементов, комбинированные циклы и когенерационные модули, производимые существующими фирмами.

Использование паровых турбин в когенерационных схемах уже рассматривалось во второй части монографии применительно к парогазовым схемам. В таких установках базовым устройством является газовая турбина, а паротурбинная установка – устройством, утилизирующим сбросную теплоту газовой турбины. В когенерационных схемах, рассматриваемых в данной книге (глава 7), паротурбинная установка, включающая паровой котел, является базовым устройством для выработки электроэнергии и основной

задачей создания когенерационной установки на ее базе является разработка методов и схем утилизации сбросной теплоты турбины. В частности, рассматриваются противодавленческая и теплофикационная схемы паротурбинных установок, в которых теплота отработавшего в турбине пара используется полностью и непосредственно (противодавленческая турбина), либо частично в комбинации с конденсацией пара в конденсаторе (теплофикационная турбина).

Разновидностью рассматриваемых когенерационных схем с использованием паровых турбин является надстройка существующих паровых котлов паровой турбиной, т. е. превращение существующих паровых теплогенерирующих котельных в мини-ТЭЦ.

Как и для других рассмотренных выше когенерационных схем приведены сведения о рабочем процессе и устройстве базового генератора теплоты – паровых противодавленческих турбин, способах их регулирования и эксплуатационных характеристиках. Приведены тепловые схемы мини-ТЭЦ для открытых и закрытых систем теплоснабжения, а также малых ТЭЦ с производством пара для технологических процессов промышленных предприятий. Рассмотрены характеристики паровых турбин малой мощности, выпускаемых рядом ведущих производителей. В заключении главы рассмотрен низкотемпературный паротурбинный цикл и оборудование, работающее на низкокипящих органических теплоносителях – так называемый органический цикл Ренкина (ОРЦ). Такие установки позволяют утилизировать теплоту в парогазовых циклах от низкопотенциальных источников теплоты (ниже 300 °С), например, геотермальную теплоту, или производить глубокую утилизацию сбросной теплоты различных энергетических установок (котлов, двигателей, печей и т. п.).

Среди возобновляемых источников энергии, которые находят в последнее время все более широкое применение в энергетике как альтернатива традиционным технологиям сжигания природного топлива, биоэнергетика наиболее «приспособлена» для своей реализации в когенерационном цикле, поскольку она предлагает в качестве источника энергии – биомассу, которая может быть использована непосредственно как топливо, либо как сырье для получения топлива. Следовательно, технология получения тепловой и электрической энергии в данном случае может отличаться от традиционных лишь элементами производства из биомассы твердых, жидких и газообразных топлив и учетом некоторых специфических особенностей их сжигания. В восьмой главе представлена классификация биомассовых топлив, рассмотрены их свойства, а также свойства продуктов их сгорания. Рассмотрены технологии и оборудование для сжигания твердой биомассы трех типов: сжигание в слое, пылевидное сжигание, сжигание в псевдоожиженном состоянии, а также комбинированный тип – совместное сжигание биомассы с другими топливами.

В связи с рассмотрением когенерационных схем на базе применения поршневых двигателей с использованием биогаза рассмотрены технологии его получения путем анаэробного сбраживания биомассы в метантенках, а также на полигонах твердых бытовых отходов. Большой практический интерес имеют представленные в книге материалы по оценке энергетического потенциала биомассы в Украине и возможностях его реализации.

С учетом таких специфических особенностей паровых биоэнергетических когенерационных установок как небольшие мощности и расходы пара, возможность его конденсации в процессе расширения и образование капель жидкости, что является недопустимым для лопаточных машин, повышенные требования к надежности и простоте конструкции и обслуживания, предполагается использование в качестве привода электрогенератора винтовых паровых машин. Поэтому в данной главе рассмотрены конструкция и характеристики существующих паровых винтовых машин.

Главы 1, 2 и 4 написаны А. И. Мазуром, гл. 3 – Е. Н. Письменным и П. И. Багрием, гл. 5–7 – В. Н. Клименко, гл. 8 – Г. Г. Гелетухой.

В заключение напоминаем содержание первых двух частей книги:

Часть I

Глава 1. Когенерация – эффективная энергосберегающая и экологически чистая технология.

Глава 2. Разновидности когенерационных технологий и выбор тепловых схем.

Глава 3. Топливо и топливные компрессоры для когенерационных установок.

Глава 4. Управление выбросами NO_x в когенерационных установках.

Глава 5. Когенерационно-холодильные станции. О специфике и деталях когенерационных проектов. Перспективы когенерации за рубежом.

Часть II

Глава 1. Газотурбинные установки – схемы, характеристики, основные компоненты.

Глава 2. Технический уровень ГТУ малой и средней мощности ведущих мировых производителей.

Глава 3. Котлы-утилизаторы сбросной теплоты ГТУ, поршневых двигателей и технологических печей.

Глава 4. Газотурбинные ТЭЦ сбросной и утилизационной схем.

Глава 5. Типы и основные характеристики ПГУ. Бинарные ПГУ-ТЭЦ.

Глава 6. Парогазовые установки со степенью бинарности $\beta < 1$. ПГУ других типов.

Отзывы о книге и заказы направлять по электронной почте по адресу: glagolevyu@ukr.net

Раздел I

КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ С ПОРШНЕВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ ВНУТРЕННЕГО И ВНЕШНЕГО СГОРАНИЯ

Глава 1

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ ПОРШНЕВЫХ ДВС, ВКЛЮЧАЯ МИНИМИЗАЦИЮ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ С ВЫХЛОПНЫМИ ГАЗАМИ

1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

За примерно полуторавековой период развития двигатели внутреннего сгорания достигли высокой степени экономичности (45–55 %) и совершенства. В настоящее время двигатели ведущих мировых производителей представляют собой неразделимый сплав механических технологий и компьютерной электроники: все основные, а часто и вспомогательные, системы двигателей контролируются и управляются многоуровневыми электронными системами, обеспечивающими наивысшие показатели экономичности и надежности при минимально возможных выбросах загрязняющих веществ в атмосферу. Двигатели внутреннего сгорания принадлежат к наиболее распространенному типу тепловых двигателей. В таких двигателях процессы сжигания топлива, выделения теплоты и преобразование части ее в механическую работу происходят непосредственно внутри двигателя. В связи с возвратно-поступательным движением поршня сгорание топлива в поршневых двигателях, в отличии от газотурбинных, возможно лишь периодически последовательными порциями, причем сгоранию каждой порции должен предшествовать ряд подготовительных процессов (тактов).

Первый промышленный двигатель внутреннего сгорания был построен во Франции в 1860 г. Ленуаром. Это был двухтактный двигатель с золотниковым газораспределением, работавший на светильном газе с воспламенением от электрической искры. Классическая схема четырехтактного газового двигателя с клапанным газораспределением и воспламенением от электрической свечи была реализована в 1876 г. кельнским механиком Н. Отто. В двигателе Отто было осуществлено предварительное сжатие горючей смеси и ее сгорание при постоянном объеме. Расход газа в нем оказался в 2 раза меньшим, чем в двигателе Ленуара. В двигателе использовались различные топливные газы: светильный, генераторный, доменный, природный и др. В 1893 г. немецкий инженер Р. Дизель приступил к изготовлению нового типа двигателя высокого сжатия. В 1897 г. был построен двигатель, который работал на керосине с воздушным распылением топлива и со сгоранием при постоянном давлении. Двигатели такого типа получили название дизелей. В 1899 году был создан четырехтактный двигатель, который в отличие от двигателя

Р. Дизеля работал не на керосине, а на сырой нефти и имел расход топлива 300 г/кВт·ч. Стационарные двигатели, работающие на керосине и более тяжелых сортах топлива, появились в ряде стран в период с 1884 г. по 1890 г. Такие двигатели нашли широкое применение в различных отраслях промышленности, что было обусловлено рядом существенных их преимуществ по сравнению с другими типами тепловых машин. В частности, они выгодно отличались высоким для того времени КПД (до 29 %), компактностью и др. Впоследствии, применение на дизельных двигателях газотурбинного наддува воздуха еще более повысило их экономичность.

В последнее время все чаще находят применение в составе стационарных и судовых энергетических установок газопоршневые двигатели. Основными критериями при этом являются меньшая по сравнению с дизельными двигателями стоимость топлива и низкие уровни эмиссии. Как ожидается, цены на природный, а также сланцевый газ, останутся ниже, чем стоимость жидких видов топлива. Согласно прогнозам, наиболее востребованы будут двигатели мощностью от 7–10 МВт.

В термодинамическом отношении протекание всех рабочих процессов в одном цилиндре с малыми потерями теплоты и значительным перепадом температур между источником теплоты и холодильником лежит в основе высокой экономичности поршневых двигателей. Одним из преимуществ поршневых двигателей является хорошая приспособляемость к любым потребителям энергии, обусловленная широкими возможностями получения соответствующих характеристик изменения мощности и крутящего момента. Сравнительно невысокая стоимость производства и приемлемые массо-габаритные показатели позволяют их широко использовать как силовой привод в различных сферах экономики. Важной является также возможность их быстрого пуска и приема полной нагрузки. ДВС достаточно хорошо приспособлены для работы на неустановившихся и переходных режимах. Дизельные двигатели (а в последнее время и газодизельные) могут работать как многотопливные на различных сортах топлива – от дизельного топлива до котельного мазута; последнее особенно характерно для судовых двигателей.

Совокупность различных процессов (тактов), происходящих в цилиндре в определенной последовательности, называется рабочим циклом. Рабочий цикл в цилиндре ДВС может быть осуществлен за четыре или два такта, соответственно двигатели называют четырехтактными или двухтактными.

1.1. Четырехтактные циклы Отто и Дизеля

В четырехтактном двигателе рабочий процесс, или рабочий цикл, осуществляется за четыре такта, что соответствует двум оборотам коленчатого вала. На рис. 1.1 представлена схема четырехтактного двигателя и P,V-диаграмма его рабочего процесса. Рабочий цилиндр *1* снабжен двумя клапанами – впускным *2* и выхлопным *4*. Открытие и закрытие клапанов осуществляется специальным газораспределительным механизмом. Поршень *5* совершает возвратно-поступательные движения, которые с помощью кривошипно-шатунного механизма – шатуна *6* и кривошипа *7* – преобразуется во вращательное движение коленчатого вала *8*. Крайние положения поршня, определя-

емые удвоенным радиусом кривошипа (2R) называются мертвыми точками – у крышки цилиндра верхней мертвой точкой (ВМТ), и противоположная – нижней мертвой точкой (НМТ). Путь поршня между ВМТ и НМТ составляет его ход. Объем, заключенный между днищем поршня при нахождении его в ВМТ и крышкой цилиндра, называется камерой сгорания и обозначается v_c. Объем, описываемый поршнем, обозначается v_h, полный объем цилиндра – $v_a = v_c + v_h$.

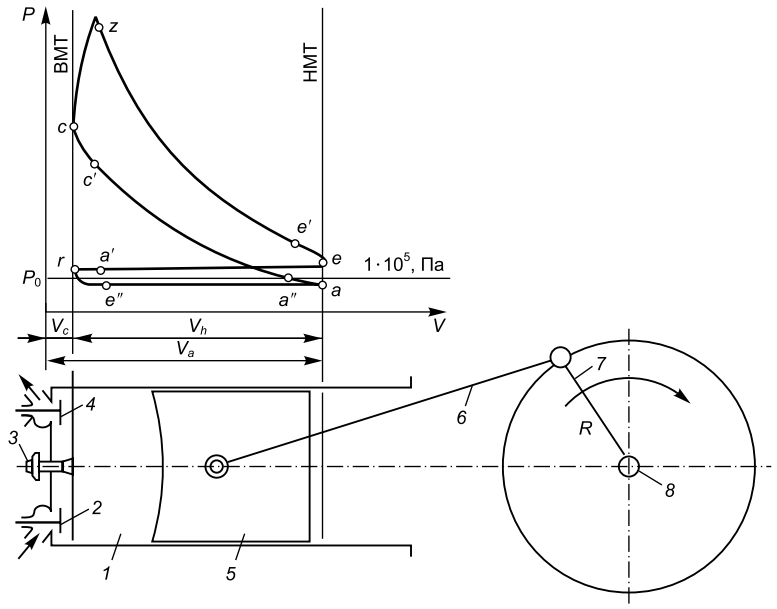


Рис. 1.1. Схема устройства и диаграмма рабочего процесса четырехтактного двигателя.

Первый такт (впуск). Поршень движется от ВМТ к НМТ; впускной клапан *2* открыт; происходит наполнение цилиндра. При этом в цилиндр поступает: в карбюраторных двигателях – смесь паров бензина с воздухом, в газовых – смесь топливного газа с воздухом и в двигателях высокого сжатия – чистый воздух. На диаграмме процессу наполнения соответствует линия *r–a*, которая для двигателей с атмосферным всасыванием проходит несколько ниже атмосферной линии (10^5 Па) вследствие наличия гидравлического сопротивления тракта наполнения. Поскольку клапан не открывается мгновенно, а в течение некоторого времени, то его открытие происходит с некоторым опережением, еще до прихода поршня в ВМТ, например, в точке *a′* и закрывается с запаздыванием, когда поршень уже движется от НМТ к ВМТ, например, в точке *a″*. Опережение открытия и запаздывание закрытия впускного клапана обеспечивает полное открытие проходного сечения на всем протяжении хода наполнения и лучшее наполнение цилиндра газом.

Второй такт (сжатие). Поршень движется от НМТ к ВМТ, а оба клапана закрыты, при этом происходит сжатие газа с нарастанием его давления и

температуры. На диаграмме процесс сжатия представлен кривой *a–c*, которая теоретически представляет собой адиабату, а в реальных условиях – политропу за счет теплообмена газа с внешней средой. При подходе поршня к ВМТ, например в точке *c′*, в двигателях с принудительным воспламенением топлива (карбюраторных, газовых) между электродами специальной свечи *3* образуется искра и топливо воспламеняется, сгорая в момент прихода поршня в ВМТ. В результате давление газов в цилиндре резко возрастает, что представлено на диаграмме отрезком *c–z*. В двигателях высокого сжатия, работающих на жидком топливе по принципу Дизеля, в среду сильно сжатого и нагретого до 500–600 °С воздуха впрыскивается через форсунку порция мелкораспыленного (в туманообразном состоянии) жидкого топлива. Это также происходит при подходе поршня к ВМТ, т. е. с опережением, с тем, чтобы к моменту прихода поршня в ВМТ топливо успело прогреться, испариться, самовоспламениться и частично сгореть.

Третий такт (сгорание и расширение). Поршень движется от ВМТ к НМТ, осуществляется рабочий ход при обоих закрытых клапанах. Движение поршня происходит под давлением расширяющихся газов, при этом работа газов, передаваемая на коленчатый вал двигателя, оказывается достаточной не только для осуществления трех вспомогательных тактов, но и для приведения в действие соответствующего потребителя энергии. При подходе поршня к НМТ, т. е. с некоторым опережением, например, в точке *e′* начинает открываться выхлопной клапан *4* и к моменту подхода поршня в НМТ давление газа в цилиндре снизится до уровня противодавления в выхлопной системе.

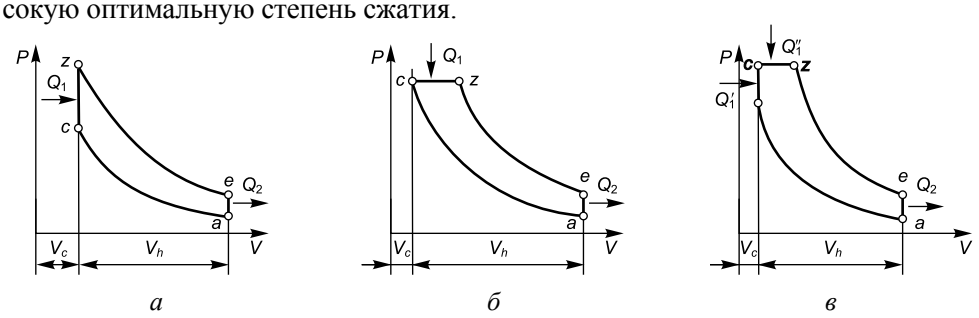
Четвертый такт (выпуск). Поршень движется от НМТ к ВМТ; выхлопной клапан 4 открыт; происходит выталкивание поршнем остатков продуктов горения. В момент прихода поршня в ВМТ цикл замыкается, чему соответствует на диаграмме точка *r*. В действительности выхлопной клапан *4* закрывается не в момент прихода поршня в ВМТ, а с некоторым запаздыванием, например, в точке *e″*. Это обеспечивает свободный выход удаляемых поршнем продуктов горения на всем протяжении четвертого такта. Величины опережения и запаздывания открытия и закрытия клапанов, отнесенные к углу поворота кривошипа, называются фазами газораспределения и представляются обычно в виде круговых диаграмм фаз газораспределения описанных ниже. Оптимальные значения фаз газораспределения для различных двигателей устанавливаются опытным путем.

Графическое изображение рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания, представленное на рис. 1.1, называется индикаторной диаграммой. Диаграмма, изображенная на рис. 1.1, характерна для двигателей быстрого сгорания, с низким сжатием (карбюраторных, газовых). По структуре она наиболее близка к диаграмме теоретического цикла с подводом теплоты при v = const. Поэтому такие двигатели называют также двигателями со сгоранием при постоянном объеме.

Существуют двигатели, у которых рабочий цикл наиболее близок к теоретическому циклу с подводом теплоты при p = const. Эти двигатели называют также двигателями медленного горения, или двигателями со сгоранием при p = const.

В дизельных двигателях с инжекторным распылением топлива рабочий цикл наиболее близок к теоретическому циклу со смешанным подводом теплоты. Топливо здесь частично сгорает при постоянном объеме и догорает при постоянном давлении.

Для того чтобы судить о степени совершенства рабочего цикла, индикаторную диаграмму реального двигателя сопоставляют с теоретической диаграммой, в которой для упрощения сложного рабочего цикла отдельные его процессы заменяют легко поддающимися исследованию элементарными термодинамическими процессами. В идеальных термодинамических циклах отсутствуют потери энергии и утечки газа, кроме передачи теплоты холодному источнику, а процессы сжатия и расширения протекают при неизменной энтропии с постоянным показателем изоэнтропы, т. е. без теплообмена с окружающей средой. Указанные термодинамические циклы представлены на рис. 1.2. Рабочий цикл с подводом теплоты при постоянном объеме осуществляется в двигателях с внешним (вне цилиндра) смесеобразованием, в которых к моменту сгорания вся порция топлива в виде горючей смеси уже находится в цилиндре. В дизелях сжимается воздух, а не рабочая смесь, поэтому можно выбрать более высокую оптимальную степень сжатия.



а *б* *в*

Рис. 1.2. Индикаторные диаграммы термодинамических циклов:
а – с подводом теплоты при $V = const$; *б* – то же при $p = const$; *в* – при смешанном подводе.

Основным показателем термодинамической эффективности цикла служит его термодинамический КПД

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}, \qquad (1.1)$$

где Q_1 – теплота, подведенная в цикле (при смешанном подводе $Q_1 = Q_1' + Q_1''$ – см. рис. 1.2, *в*); Q_2 – теплота, отведенная с выхлопными газами; $L_t = Q_1 - Q_2$ – термодинамическая работа цикла.

Наибольшее распространение получили дизельные двигатели, выполненные по циклу со смешанным подводом теплоты (рис. 1.3).

В цилиндрах дизеля сжимается чистый воздух и происходит самовоспламенение топлива, распыление которого осуществляется механическим путем с помощью насос-форсунки под давлением 10–15 МПа. Топливо впрыскивается в камеру сгорания или специальную предкамеру. Процесс сгорания идет вначале с повышением давления, а затем при постоянном давлении. При термодинамическом анализе рассматривают цикл, состоящий из следующих

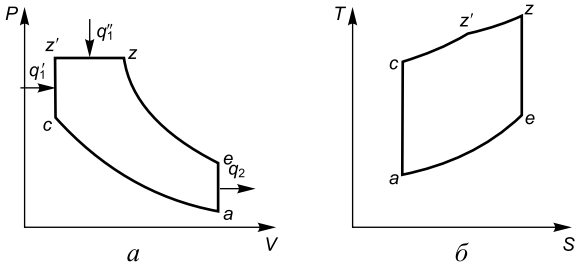


Рис. 1.3. *P,V*-диаграмма (*а*) и *T,S*-диаграмма (*б*) идеального цикла 4-тактного двигателя со смешанным подводом теплоты.

процессов (рис. 1.3, *а*, *б*): *а*–*с* – адиабатное сжатие; *с*–*z′* – изохорный подвод теплоты; *z′*–*z* – изобарный подвод теплоты; *z*–*e* – адиабатное расширение; *e*–*a* – изохорный отвод теплоты. Цикл является как бы обобщающим для всех циклов поршневых ДВС. Для анализа цикла задаются начальные условия в точке *а* и следующие параметры: степень сжатия $\varepsilon = V_a/V_c$, степень изохорного повышения давления $\lambda = p_{z'}/p_c$, степень предварительного (изобарного) расширения $\rho = V_z/V_{z'}$. Параметры рабочего тела в узловых точках цикла, определяемые при рассмотрении отдельных процессов, находят по формулам термодинамики для соответствующих газовых процессов.

В точке *с*

$$\frac{p_c}{p_a} = \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^k = \varepsilon^k;\ p_c = p_a\varepsilon^k;$$

$$\frac{T_c}{T_a} = \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1};\ T_c = T_a\varepsilon^{k-1};$$

В точке *z*

$$p_z = p_{z'};\ p_z = p_a\varepsilon^k\lambda;$$

$$\frac{T_z}{T_{z'}} = \frac{V_z}{V_{z'}} = \rho;\ T_z = T_{z'}\rho = T_a\varepsilon^{k-1};$$

В точке *z′*

$$\frac{p_{z'}}{p_c} = \lambda;\ p_{z'} = p_c\lambda = p_a\varepsilon^k\lambda;$$

$$\frac{T_{z'}}{T_c} = \frac{p_{z'}}{p_c};\ T_{z'} = T_c\lambda = T_a\varepsilon^{k-1}\lambda;$$

В точке *e* (с учетом равенств $V_c = V_{z'}$; $V_e = V_a$)

$$\frac{p_e}{p_z} = \left(\frac{V_z}{V_e}\right)^k = \left(\frac{V_z}{V_c}\frac{V_c}{V_e}\right)^k = \frac{\rho^k}{\varepsilon^k};$$

$$p_e = p_a\lambda\rho^k;$$

$$\frac{T_e}{T_z} = \left(\frac{V_z}{V_e}\right)^{k-1} = \left(\frac{V_z}{V_c}\frac{V_c}{V_a}\right)^{k-1} = \frac{\rho^{k-1}}{\varepsilon^{k-1}};$$

$$T_e = T_a\lambda\rho^k.$$

Для смешанного цикла из уравнения (1.1) следует [1]:

$$\eta_{t\text{см}} = 1 - \frac{C_v(T_e - T_a)}{C_v(T_{z'} - T_c) + C_p(T_z - T_{z'})}. \qquad (1.2)$$

Подставляя значения соответствующих температур получим

$$\eta_{t\text{см}} = 1 - \frac{\lambda\rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1}\left[(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)\right]}, \tag{1.3}$$

где $k = \dfrac{C_p}{C_v}$ – показатель адиабаты.

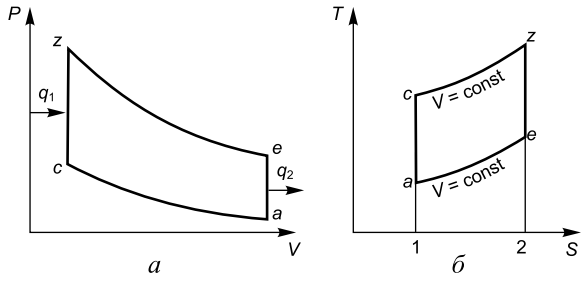
Среднее давление смешанного цикла [2]

$$p_{\text{ц}} = \frac{p_a \varepsilon^k}{(k-1)(\varepsilon - 1)}\left[(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)\right]\eta_{t\text{см}}. \tag{1.4}$$

Наиболее эффективным способом увеличения среднего давления цикла является повышение начального давления за счет наддува двигателя. Рассмотренный идеальный цикл лежит в основе работы всех современных дизелей.

Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме (цикл Отто) можно рассматривать как частный случай смешанного цикла, когда степень изобарного расширения ρ = 1.

По этому циклу работают двигатели, в цилиндрах которых сжимается топливовоздушная смесь до давления 1,0–1,5 МПа и поджигается в конце сжатия от электрической искры. Идеальный цикл Отто (рис. 1.4) состоит из процессов адиабатного сжатия *a–c*, подвода к рабочему телу теплоты при *V* = const – *c–z*, адиабатного расширения *z–e* и отвода теплоты от рабочего тела при *V* = const – *e–a*. Параметры в узловых точках цикла определяются аналогично циклу со смешанным подводом теплоты. Формулы для определения η_t и $p_{\text{ц}}$ в этом цикле получаются из соответствующих формул для смешанного цикла при ρ = 1.



а *б*

Рис. 1.4. *P,V*-диаграмма (*а*) и *T,S*-диаграмма (*б*) идеального цикла 4-тактного двигателя с подводом теплоты при постоянном объеме.

$$\eta_{tv} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \tag{1.5}$$

$$p_{\text{ц}} = \frac{p_a \varepsilon^k}{(k-1)(\varepsilon - 1)}(\lambda - 1)\eta_{tv}. \tag{1.6}$$

Из выражения (1.5) видно, что КПД цикла с подводом теплоты при *V* = const зависит от степени сжатия и показателя адиабаты *k* рабочего тела. Несмотря на то, что с увеличением степени сжатия растут КПД и полезная работа цикла, при больших степенях сжатия (ε > 11) в результате значительного повышения температуры в конце процесса сжатия может наступить самовоспламенение смеси. Важно отметить, что при высоком значении ε, а, следовательно, и высокой температуре, в конце сжатия появляется детонация

свежей рабочей смеси, которая приводит к снижению мощности двигателя и его перегреву. В современных двигателях обычно принимают $\varepsilon = 7 \div 10$. Явление детонации (взрывного сгорания) зависит от сорта применяемого топлива, поэтому выбор последнего определяет выбор предельного значения степени сжатия для двигателей легкого топлива.

Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении получается из смешанного цикла при $\lambda = 1$. Цикл характерен для дизелей, в которых раздельно сжимается воздух до давления 4–5 МПа и топливо во вспомогательном компрессоре. Подача топлива осуществляется так, чтобы давление в процессе сгорания оставалось постоянным. Такие дизельные двигатели в настоящей книге не рассматриваются.

Сравнивать описанные циклы целесообразно при различных ε, но при одинаковых максимальных температурах сгорания и одинаковом отведенном количестве теплоты q_2. Из сопоставления рассматриваемых циклов следует, что наибольший термический КПД будет у цикла с подводом теплоты при $p = \text{const}$: $\eta_{tp} > \eta_{t_{см}} > \eta_{tv}$; КПД смешанного цикла имеет промежуточное значение по сравнению с циклами с подводом теплоты при $p = \text{const}$ и $V = \text{const}$. При оптимальных степенях сжатия (цикл Отто – $\varepsilon < 10$, цикл Дизеля и смешанный – $\varepsilon = 16$ и 22 соответственно) $\lambda_v = 3{,}2 \div 4{,}2$, $\lambda_{см} = 1{,}6 \div 2{,}0$, $\rho_{см} = 1{,}3 \div 1{,}7$, $\eta_{t_{см}} > \eta_{tp} > \eta_{tv}$.

Процессами газообмена в двигателях называют процессы выпуска из цилиндра продуктов сгорания и наполнения цилиндра свежим зарядом. Продолжительность процессов выпуска и наполнения, их последовательность в цикле двигателя определяются продолжительностью и последовательностью открытия клапанов, т. е. фазами газораспределения. Фазы газораспределения задают угловыми координатами кривошипа в градусах относительно ВМТ или НМТ, указывая начало открытия и закрытия клапана.

Выпускной клапан начинает открываться в конце процесса расширения с опережением относительно НМТ на угол $\varphi_{о.в} = 30 \div 75°$ (рис. 1.5) и закрывается после ВМТ с запаздыванием на угол $\varphi_{з.в}$, когда поршень движется в такте наполнения в направлении к НМТ. Начало открытия и закрытие впускного клапана также сдвинуты относительно мертвых точек: открытие начинается до ВМТ с опережением на угол $\varphi_{о.вп}$, а закрытие происходит после НМТ с запаздыванием на угол $\varphi_{з.вп}$ в начале такта сжатия. Большая часть процессов выпуска и наполнения протекает раздельно, но около ВМТ впускной и выпускной клапаны открыты некоторое время одновременно, как видно из рис. 1.5. Общая продолжительность газообмена составляет $\varphi_{о.в} + 360° + \varphi_{з.вп} = 400 \div 420°$; у высокооборотных двигателей она больше. Скорость топлива в воздушной смеси через кольцевую щель между седлом клапана и его тарелкой на такте наполнения составляет обычно 80–200 м/с. В начале открытия выпускного клапана давление равно примерно 0,3–0,8 МПа.

Наибольшее распространение в двигателях внутреннего сгорания имеет клапанное газораспределение. Клапаны располагаются в крышке цилиндра и приводятся в действие распределительным валом, связанным шестеренчатой передачей с коленчатым валом. Клапаны, с т. н. верхним расположением, открываются внутрь цилиндра, обеспечивая плотное прилегание их к седлам при высоком давлении в цилиндре. Традиционная схема привода газораспре-

делительного механизма показана на рис. 1.6. Этот механизм состоит из впускных и выпускных органов и деталей, передающих к ним движение от коленчатого вала: штанг, толкателей, коромысел, распределительных валов и шестерен.

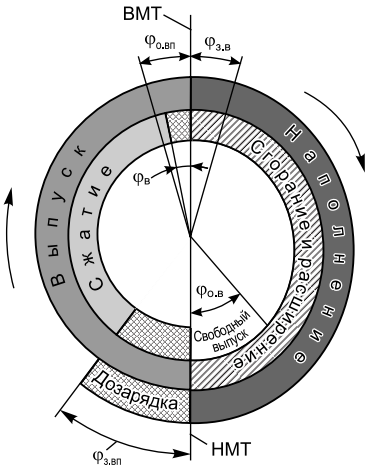


Рис. 1.5. Фазы газораспределения четырехтактного двигателя: $\varphi_{о.в}$ и $\varphi_{о.вп}$ – углы открытия выпускного и впускного клапанов соответственно; $\varphi_{з.в}$ и $\varphi_{з.вп}$ – углы закрытия выпускного и впускного клапанов соответственно; $\varphi_в$ – угол опережения зажигания.

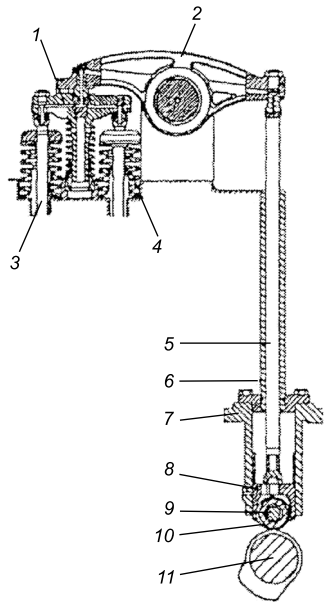


Рис. 1.6. Газораспределительный механизм двигателя внутреннего сгорания:
1 – траверса клапана; *2* – коромысло; *3* – золотник; *4* – пружина клапана; *5* – штанга толкателя клапана; *6* – защитная труба; *7* – кожух роликовой направляющей; *8* – роликовая направляющая; *9* – ось ролика; *10* – ролик; *11* – кулачковый вал.

1.2. Циклы Аткинсона и Миллера

Четырехтактные циклы Аткинсона и Миллера отличаются от цикла Отто тем, что имеют степень сжатия меньше степени расширения. Такое решение позволяет получить добавочную полезную работу и, следовательно, повысить термический КПД цикла. Осуществление работы двигателя по этим циклам достигается различными средствами: в двигателе Аткинсона применена оригинальная кинематическая схема кривошипно-шатунного механизма, при которой физический ход поршня на такте сжатия меньше хода поршня на такте расширения.

Из-за сложности механизма шатунно-поршневой группы двигатели Аткинсона строились в мастерских изобретателя недолго, и уже к концу 19 века практически превратились в музейные экспонаты. Однако идея повысить КПД двигателя за счет увеличения степени расширения $\varepsilon_р$ по отношению к степени сжатия $\varepsilon_с$ была все-таки реализована американским инженером Р. Миллером более рациональным и дешевым способом. В 1947 г. в журнале Американского

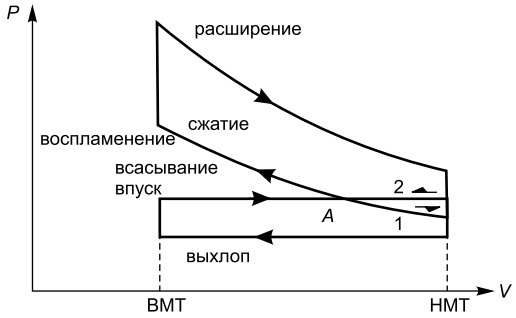


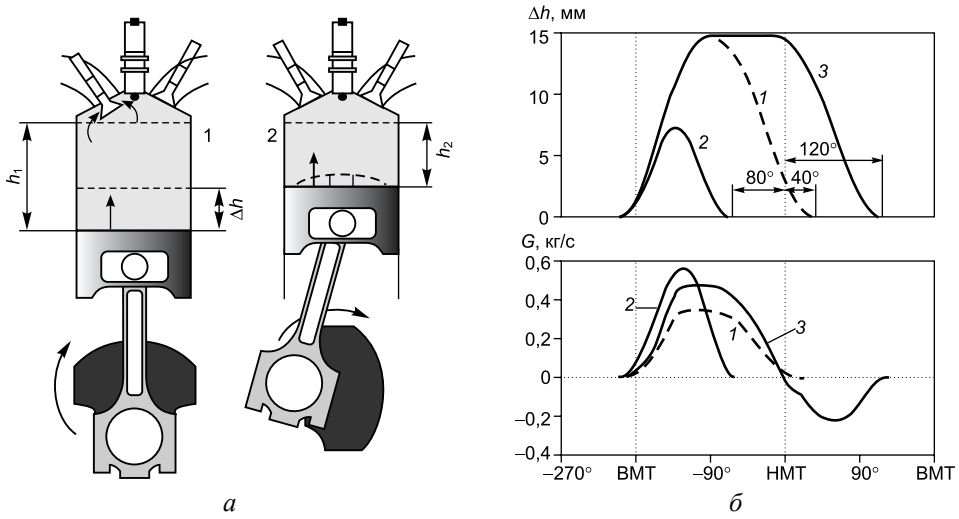
Рис. 1.7. Упрощенная *P,V*-диаграмма цикла Миллера.

общества инженеров механиков (ASME) он предложил уменьшить ε_c путем закрытия впускного клапана на ходе поршня до НМТ (точка *A* на линии всасывания) или на ходе поршня вверх после НМТ (точка *A* на линии сжатия). Эти варианты называются соответственно ранним (РЗ) и поздним (ПЗ) закрытием впускного клапана. В этом и заключается отличие цикла Миллера от стандартного цикла Отто. Цикл Миллера, в котором степень сжатия меньше степени расширения, иногда называется «расширенным» четырехтактным циклом. Одновременно с повышением термического КПД в двигателях Миллера уменьшается эмиссия вредных выбросов выхлопных газов за счет снижения давления и температуры сгорания смеси в цилиндре. Упрощенная *p,V*-диаграмма цикла Миллера изображена на рис. 1.7 с увеличением ее нижней части (для повышения разрешения).

Обращая внимание на такт всасывания, отметим, что при РЗ впускного клапана в точке *A* поршень продолжает движение до НМТ в замкнутом пространстве, при этом на участке кривой *A*-1-НМТ давление в цилиндре несколько снижается. Однако после НМТ по мере движения к точке *A* давление восстанавливается до первоначального по той же кривой, процесс действительного сжатия рабочей смеси начинается от точки *A*. При ПЗ впускного клапана наполнение цилиндра происходит вплоть до достижения поршнем НМТ; в последующем движении от НМТ, поскольку впускной клапан остается открытым, поршень выталкивает часть смеси во впускной коллектор. Этот процесс идет по участку НМТ-2-*A*, и в момент закрытия впускного клапана (т. е. в точке *A*) начинается процесс действительного сжатия такого же количества смеси, как и в предыдущем случае. В обоих случаях получают $\varepsilon_c < \varepsilon_p$.

Отмеченные моменты закрытия впускного клапана происходят примерно на половине хода поршня (на тактах всасывания или сжатия, рис. 1.8, *а*), что соответствует угловым координатам 70–90° до НМТ или 100–120° после НМТ. На рис. 1.8, *б* показано изменение хода впускного клапана при раннем и позднем его закрытии и обусловленное ним изменение расхода топливовоздушной смеси по сравнению с базовым вариантом. Эти данные получены в опытах на газовом двигателе, в котором распределительный вал с кулачками, обеспечивавшими базовый цикл Отто, последовательно заменялся экспериментальным распредвалом с профилем кулачка, позволявшим работать по циклу Миллера с ранним (вариант 1, при угле поворота 80° до НМТ) или поздним закрытием (вариант 2, при угле поворота 120° после НМТ). В двигателе Отто закрытие впускного клапана происходит при 40° после НМТ. Снижения максимального открытия впускного клапана осуществляется благодаря форме кулачка одинаковой с базовой. Пиковое значение расхода при этом выше, поскольку смесь всасывается в течение более короткого промежутка времени, что

требует соответствующего поднятия давления. На определенном угле поворота коленвала расход смеси ниже, чем в базовом варианте. При раннем закрытии впускного клапана необходима установка более мощного турбонагнетателя и изменение привода клапанов в отношении высоты его поднятия. Для ПЗ эта проблема не является существенной. Из рис. 1.8, *б* также видно, что при ПЗ впускного клапана часть рабочей смеси выталкивается из цилиндра, что соответствует отрицательным значениям массового расхода смеси через впускной клапан.



а *б*

Рис. 1.8. Положение поршня в цилиндре на такте сжатия при ПЗ впускного клапана (*а*) и зависимости хода впускного клапана и расхода воздуха через него от угла поворота коленчатого вала (*б*):

1 – базовый вариант (цикл Отто); *2* – РЗ впускного клапана при угле 80° до НМТ; *3* – ПЗ впускного клапана при угле 120° после НМТ.

В [3] проведено сопоставление характеристик циклов Отто и Миллера с целью выявления потенциальных преимуществ и недостатков последнего. За основу для сравнения выбран цикл Отто для двигателя без турбонаддува с параметрами: диаметр цилиндра 50 мм, ход поршня 60 мм, мощность 1 кВт при 3000 об/мин, степень сжатия 6. В цикле Миллера степень сжатия выбирается такой же, как в цикле Отто, однако степень расширения будет увеличена за счет хода поршня (рис. 1.9, *б*). Дополнительная работа расширения в цикле Миллера может быть определена из расчета работы сжатия (W_c) и расширения (W_p) для цикла Отто $W_{c,otto} = \int_{V_1}^{V_2} pdV$; $W_{p,otto} = \int_{V_3}^{V_4} pdV$ и для цикла Миллера $W_{c,miller} = \int_{V_6}^{V_1} pdV + \int_{V_1}^{V_2} pdV$, $W_{p,miller} = \int_{V_3}^{V_4} pdV + \int_{V_4}^{V_5} pdV$, где p – эффективное давление в цилиндре, V – объем смеси. Предполагая, что изменения свойств газа в цилиндре при сжатии и расширении происходит по политропному

закону с показателем политропы n, (индекс 0 указывает начальное состояние), можно вычислить давление в цилиндре по формуле $p = p_0\left(\frac{V_0}{V}\right)^n$. Подставляя это значение в интеграл, можно получить выражение для работы выхода ($W_p - W_c$) для обоих циклов в зависимости от объемов V_a, V_b, V_c и давлений p_i, p_j, p_k.

Степени сжатия $\varepsilon_c = V_b/V_a$ в обоих циклах приняты одинаковыми. Для двигателя Отто, степень расширения равна степени сжатия, а для цикла Миллера вводится отношение степени расширения к степени сжатия $r = \varepsilon_p/\varepsilon_c = V_c/V_b$.

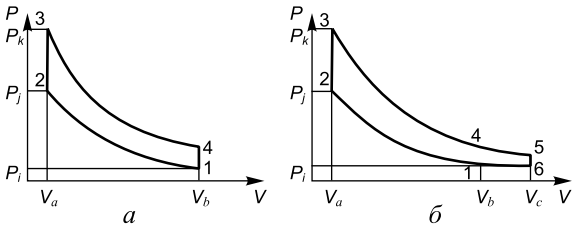


Рис. 1.9. *P,V*-диаграммы стандартного цикла Отто (*а*) и цикла Миллера (*б*).

Максимальное значение давления в цилиндре зависит от количества теплоты, внесенной в цилиндр с топливом в изохорном процессе 2–3 (рис. 1.9). Для двигателей с искровым зажиганием отношения давления p_j в конце сжатия к пиковому давлению p_k, как правило, равно 3 при полной мощности.

На рис. 1.10, *а* для отношения $p_3/p_2 = 3$ приведены зависимости коэффициента относительной эффективности ($\eta_м/\eta_о$) от отношения ходов расширения и сжатия для цикла Миллера для значений степени сжатия 4 и 6. На рис. 1.10, *б* для степени сжатия $\varepsilon_c = 6$ нанесены те же величины коэффициента относительной эффективности, но для разных значений p_3/p_2 (3 и 4). В обоих случаях видны преимущества по термическому КПД цикла Миллера относительно цикла Отто, которые больше для высоконагруженных двигателей с низкой степенью сжатия, что согласуется с опытными данными.

В реальных двигателях на КПД существенное влияние оказывают потери давления на клапанах, а также средняя скорость поршня, влияющая на насосные потери. При модификации стандартной конструкции двигателя Отто увеличение длины хода поршня потребует снижения числа оборотов коленчатого вала, чтобы обеспечить постоянную среднюю скорость поршня. Это приведет к снижению выходной мощности двигателя. Средняя скорость поршня определяется как $\overline{S}_П = 2Sn$, где S – величина хода поршня, n – частота вращения коленвала. Из формулы для выходной мощности двигателя следует, что при постоянных значениях полезной работы за цикл и постоянной средней скорости поршня, выходная мощность двигателя обратно пропорциональна длине хода поршня:

$$N = W_{net} n \frac{1}{n_R} = W_{net} \frac{\overline{S}_П}{2S} \frac{1}{n_R}, \qquad (1.7)$$

где W_{net} – полезная работа за цикл, n_R – число оборотов за цикл (2 для четырехтактных двигателей). Отношение выходных мощностей цикла Миллера и Отто соответственно выражается формулой

$$\frac{N_{miller}}{N_{otto}} = \frac{W_{net.miller}}{W_{net.otto}} \cdot \frac{S_{otto}}{S_{miller}}. \tag{1.8}$$

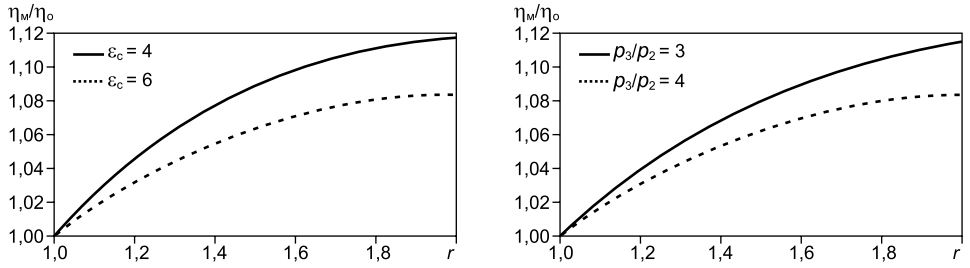


Рис. 1.10. Влияние степени расширения в цикле Миллера на отношение КПД цикла Миллера к циклу Отто:
а – при отношении $p_3/p_2 = 3$; *б* – при $\varepsilon_c = 6$.

Соотношение величин хода поршня этих двигателей можно выразить через отношение степеней сжатия и расширения

$$\frac{S_{otto}}{S_{miller}} = \frac{\varepsilon_c - 1}{\varepsilon_p - 1}. \tag{1.9}$$

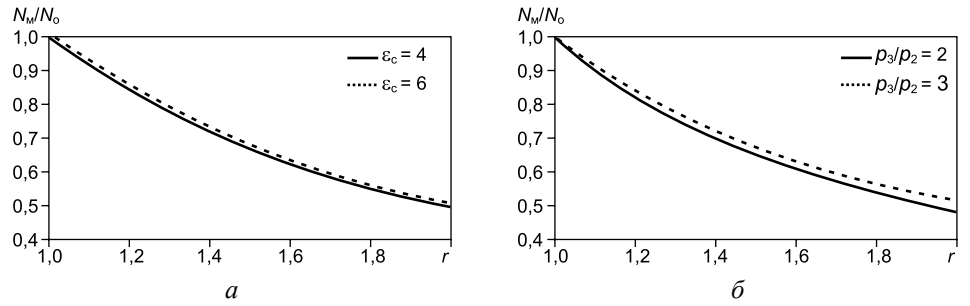


Рис. 1.11. Влияние степени расширения в цикле Миллера на отношение мощности цикла Миллера к циклу Отто:
а – при степени сжатия $p_3/p_2 = 3$; *б* – при $\varepsilon_c = 6$.

На рис. 1.11 показано снижение теоретической мощности двигателя цикла Миллера в зависимости от коэффициента *r*. При расчете этих данных принималось во внимание, что мощность двигателя Миллера не постоянна, а возрастает с увеличением величины хода поршня. Как видим, на относительное снижение мощности цикла Миллера степень сжатия и подвод тепла в цилиндр оказывают незначительное влияние.

Экспериментальные исследования влияния момента закрытия впускного клапана на эффективный КПД и мощность выполнялись на четырехтактном газовом двигателе с турбонаддувом мощностью 324 кВт при 1500 об/мин и

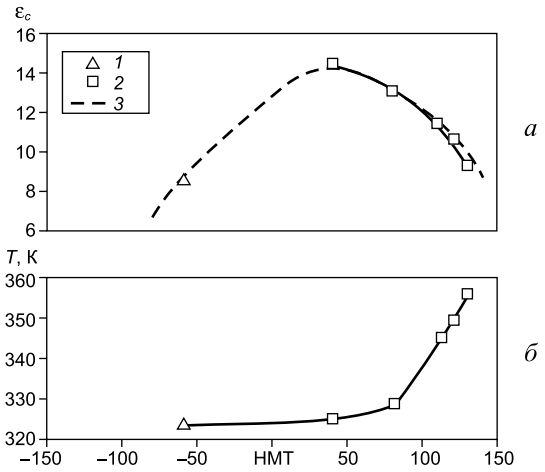


Рис. 1.12. Влияние момента закрытия впускного клапана на эффективную степень сжатия (*а*) и впускную температуру (*б*) при температуре на выходе охладителя 313 К:

1 – раннее закрытие (–60°); *2* – позднее закрытие (120°); *3* – расчет.

среднем эффективном давлении 1,12 МПа. Температура топливовоздушной смеси после промежуточного охладителя составляла 40 °С. Варьировалось время для раннего и позднего закрытия впускного клапана за счет соответствующего поворота кулачка на распредвале. Экспериментальный двигатель был оснащен соответствующим комплексом первичных датчиков и регистрирующей аппаратуры. В базовом варианте, принятом в качестве основы для сопоставления результатов, двигатель работал по циклу Отто.

На рис. 1.12 показано изменение степени сжатия и температуры после закрытия впускного клапана при номинальной степени расширения (геометрическая степень сжатия). Как видно, пик степени сжатия соответствует примерно 40 градусам после НМТ. Температура рабочей смеси при раннем закрытии понижена вследствие снижения давления в перекрытом цилиндре. Это должно снизить вероятность возникновения детонации.

На рис. 1.13 показана зависимость термического КПД двигателя от степени расширения при раннем и позднем закрытии впускного клапана и постоянной нагрузке двигателя. Момент зажигания был изменен, чтобы соответствовать ограничениям по детонации. В экспериментах были зафиксированы примерно одинаковые КПД как в случае раннего, так и позднего закрытия клапанов при одинаковой степени расширения Увеличение степени расширения сопровождается увеличением КПД.

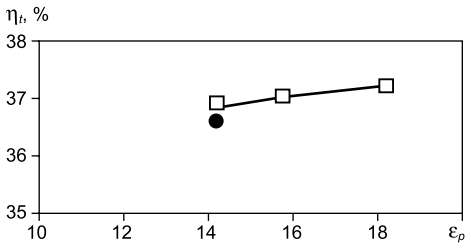


Рис. 1.13. Влияние на термический КПД двигателя степени расширения при раннем (●) и позднем (□) закрытии впускного клапана.

При сопоставлении *P*,*V*-диаграмм циклов Отто и Миллера некоторые изменения взаимного положения кривых сжатия и расширения вызываются тем, какой из параметров (ε_c или ε_p) выдерживается одинаковым в обоих циклах. На рис. 1.14 указанные диаграммы сравниваются при ε_p = idem.

В двигателе Миллера фаза впуска продлена – поршень доходит до НМТ и идет вверх, а впускной кла-

пан остается открытым примерно до половины полного хода поршня. Часть свежей горючей смеси при этом выталкивается обратно во впускной коллектор, уменьшая в нем разрежение. По этой причине линия впуска диаграммы цикла Миллера на участке движения поршня к ВМТ проходит несколько выше, а насосные потери двигателя оказываются ниже, чем в цикле Отто. Такт сжатия, когда закрывается впускной клапан, начинается при меньшем надпоршневом объеме (линия сжатия начинается с половины нижней горизонтальной линии впуска). Для достижения хороших динамических показателей во всем рабочем диапазоне оборотов двигателя надо компенсировать выталкивание горючей смеси во время продленного впускного цикла с помощью турбонаддува, привод которого использует часть энергии, сэкономленной на снижении насосных и выпускных потерь. В настоящее время подробно исследованы различные аспекты конструкции и эксплуатации двигателей Миллера. Изучена взаимосвязь основных параметров конструкции двигателя Миллера, подтверждено повышение топливной эффективности, по сравнению с двигателем Отто, более чем на 5 %.

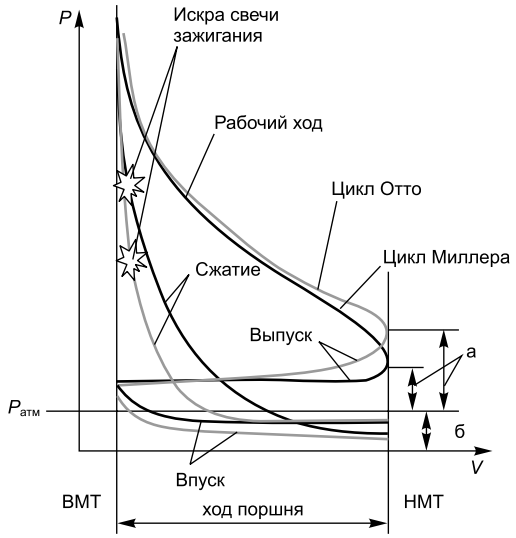


Рис. 1.14. Сопоставление P,V-диаграмм реальных циклов Отто и Миллера при ε_p = idem.

1.3. Двухтактный цикл

Краткое описание принципа действия двухтактных дизелей выполняется с целью более ясного понимания возможностей получения высокой цилиндровой мощности (до 5 МВт на цилиндр) и высокого эффективного КПД (до 50–52 %) малооборотных судовых дизелей, чаще всего выпускаемых знаменитыми фирмами MAN и Wärtsillä совместно с лицензиатами и применяемых, в последнее время, в качестве стационарных электрогенерирующих установок (см. гл. 2 и 3). В двухтактных двигателях более полно используется время, отводимое на рабочий цикл, поскольку рабочий цикл совершается за два такта, т. е. за один оборот коленчатого вала. В отличие от четырехтактных двигателей в двухтактных очистка рабочего цилиндра от продуктов сгорания и наполнение его свежим зарядом (процесс газообмена) происходят только при движении поршня вблизи НМТ. При этом очистка цилиндра от продуктов сгорания осуществляется путем вытеснения их не поршнем, а предварительно сжатым до определенного давления воздухом или горючей смесью. Предварительное сжатие воздуха или смеси производится в специальном продувочном насосе или компрессоре, выполняемом в виде отдельного агрегата. В

небольших двигателях в качестве продувочного насоса иногда используются внутренняя полость картера (кривошипная камера) и поршень двигателя. В процессе газообмена в двухтактных двигателях некоторая часть воздуха или горючей смеси неизбежно удаляется из цилиндра вместе с выпускными газами через выпускные органы. На рис. 1.15 показана схема работы двухтактного двигателя с внутренним смесеобразованием и прямоточной клапанно-щелевой схемой газообмена. При работе двигателя топливная смесь подается в цилиндр через впускные окна *8,* расположенные в нижней части цилиндра, и высота которых составляет около 10–20 % от хода поршня. Открытие и закрытие впускных окон производится поршнем при его движении в цилиндре. Выпускные клапаны *4*, размещены в крышке цилиндра, с приводом от распределительного вала, частота вращения которого обеспечивает открытие клапанов один раз за один оборот коленчатого вала. Продувочный насос *2* нагнетает воздух под давлением в ресивер *7* для очистки цилиндра от продуктов сгорания и наполнения свежим зарядом. Рабочий цикл в двигателе осуществляется следующим образом.

Первый такт. Первый такт соответствует ходу поршня от ВМТ к НМТ (рис. 1.15, *а*). В цилиндре только что произошло сгорание (линия *cz* на индикаторной диаграмме) и начался процесс расширения газов, т. е. осуществляется рабочий ход. Несколько раньше момента подхода поршня к впускным окнам открываются выпускные клапаны *4* в крышке цилиндра, и продукты сгорания начинают вытекать из цилиндра в выпускной патрубок; при этом давление в цилиндре резко падает (участок *mn* на индикаторной диаграмме). Впускные окна *8* открываются поршнем, когда давление в цилиндре становится примерно равным давлению предварительно сжатого воздуха в ресивере или немного ниже его. Воздух, поступая в цилиндр через впускные окна, вытесняет через выпускные клапаны оставшиеся в цилиндре продукты сгорания и заполняет цилиндр (продувка), т. е. осуществляется газообмен (участок *na* на индикаторной диаграмме). Таким образом, в течение первого такта в цилиндре происходит сгорание топлива, расширение газов, их выпуск, продувка и наполнение цилиндра.

Второй такт. Второй такт соответствует ходу поршня от НМТ к ВМТ (рис. 1.15, *б*). В начале хода поршня продолжаются процессы удаления выпускных газов, продувки и наполнения цилиндра свежим зарядом. Конец продувки цилиндра (*ak*) определяется моментом закрытия впускных окон и выпускных клапанов. Последние закрываются или одновременно с впускными окнами, или несколько ранее. Давление в цилиндре к концу газообмена в двухтактных двигателях несколько выше атмосферного и зависит от давления воздуха в ресивере. С момента окончания газообмена и полного перекрытия поршнем впускных окон начинается процесс сжатия воздуха. Когда поршень не доходит на 10–30° по углу поворота коленчатого вала до ВМТ (точка c'), в цилиндр через форсунку начинает подаваться топливо. Следовательно, в течение второго такта в цилиндре происходит окончание выпуска, продувка и наполнение цилиндра в начале хода поршня и сжатие при его дальнейшем ходе.

В двухтактных двигателях процессы выпуска и впуска осуществляются на небольших участках хода поршня, соответствующих основным тактам расширения и сжатия.

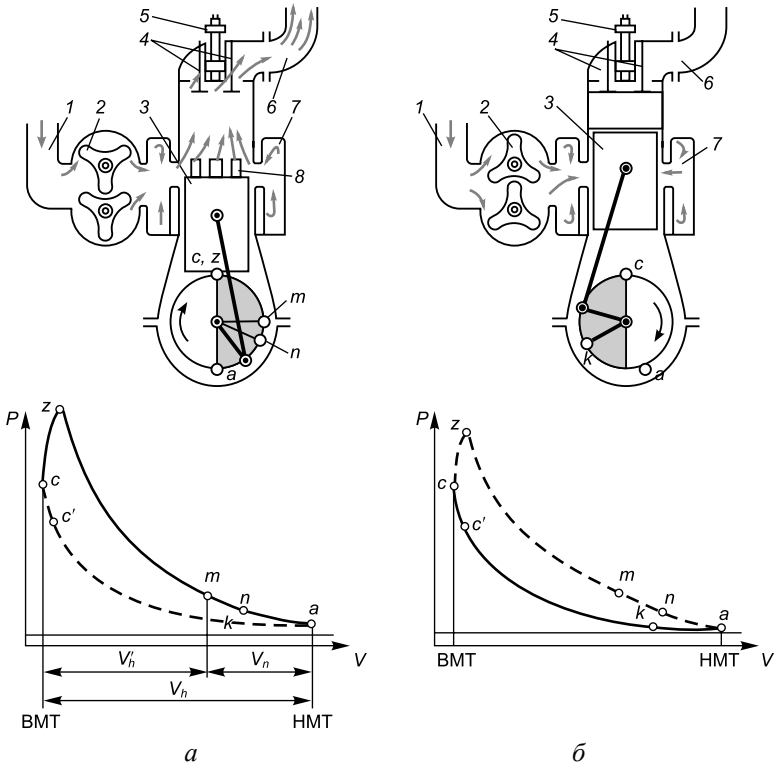


Рис. 1.15. Схема работы двухтактного двигателя с внутренним смесеобразованием и прямоточной клапанно-щелевой схемой газообмена и индикаторные диаграммы:
а – первый такт (сгорание, расширение, выпуск, продувка и наполнение); *б* – второй такт (выпуск, продувка и наполнение, сжатие); *1* – впускной патрубок; *2* – продувочный насос; *3* – поршень; *4* – выпускные клапаны; *5* – форсунка; *6* – выпускной патрубок; *7* – воздушный ресивер; *8* – впускные окна.

Рассмотренная выше прямоточная клапанно-щелевая схема газообмена (рис. 1.15 и 1.16, *б*) не является единственной. В двухтактных двигателях применяются различные схемы газообмена. Основные из них приведены на рис. 1.16.

Петлевая схема газообмена (рис. 1.16, *а*) значительно упрощает конструкцию двигателя по сравнению с клапанно-щелевой, но при этом ухудшается качество газообмена и возникают потери воздуха или смеси при наполнении. Петлевая схема газообмена отличается большим разнообразием конструктивного выполнения и широко применяется в двигателях различного назначения.

Прямоточная схема газообмена с противоположно движущимися поршнями (рис. 1.16, *в*), в которой один поршень управляет впускными окнами, а другой – выпускными, обеспечивает высокое качество газообмена.

Для предварительного сжатия горючей смеси или воздуха, как было указано выше, в двухтактных двигателях может быть использована внутренняя

полость картера (кривошипная камера). Такие двигатели называются *двигателями с кривошипно-камерной схемой газообмена*. Они имеют герметически закрытый картер, который и служит продувочным насосом. При движении поршня от НМТ к ВМТ объем пространства под ним увеличивается и давление падает ниже атмосферного, т. е. в кривошипной камере создается разрежение. Вследствие этого наружный воздух устремляется в картер через автоматически действующий впускной клапан. При обратном движении поршня до момента открытия впускных окон происходит сжатие свежего заряда в кривошипной камере. После открытия впускных окон сжатый свежий заряд вытесняется из камеры в цилиндр. При данном способе газообмена очистка цилиндра и наполнение его свежим зарядом по сравнению с другими способами происходят значительно хуже, в результате чего уменьшается мощность и ухудшается экономичность двигателя.

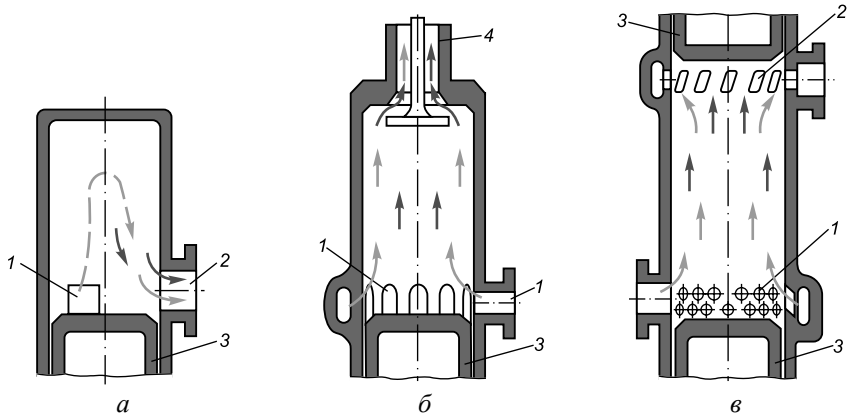


Рис. 1.16. Схемы газообмена двухтактных двигателей:
а – петлевая; *б* – прямоточная клапанно-щелевая; *в* – прямоточная с противоположно движущимися поршнями; *1* – впускное окно; *2* – выпускное окно; *3* – поршень; *4* – выпускной клапан.

Из рассмотрения рабочего цикла двухтактного двигателя (индикаторная диаграмма на рис. 1.15, *а*) видно, что на части хода поршня, когда происходит газообмен, полезная работа не совершается. Объем V_n, соответствующий этой части хода поршня, называется *потерянным.* Тогда объем, описываемый поршнем при движении от точки *m,* определяющей момент начала сжатия, до ВМТ и называемый *действительным рабочим объемом,* $V_h' = V_h - V_n$. С учетом объема камеры сгорания V_c *действительная степень сжатия* $\varepsilon' = \dfrac{V_h' + V_c}{V_c}$. *Геометрическая степень сжатия* выражается той же формулой, что и для четырехтактных двигателей: $\varepsilon = \dfrac{V_h + V_c}{V_c}$. Отношение потерянного объема V_n к геометрическому рабочему объему V_h представляет собой *долю потерянного объема* на процесс газообмена $\psi = V_n/V_h$. В двухтактных двигателях ψ = 10÷38 %.

Сравнение рабочих циклов четырех- и двухтактных двигателей показывает, что при одинаковых размерах цилиндра и частотах вращения мощность двухтактного двигателя значительно больше. Учитывая увеличение числа рабочих циклов в 2 раза, следовало бы ожидать и увеличения мощности в 2 раза. В действительности мощность двухтактного двигателя увеличивается приблизительно в 1,5–1,7 раза вследствие потери части рабочего объема, ухудшения очистки и наполнения, а также затраты мощности на приведение в действие продувочного насоса. К преимуществам двухтактных двигателей относится также большая равномерность крутящего момента. В двухтактном двигателе температурный уровень поршня, крышки, цилиндра и клапанов выше, чем в четырехтактном.

При внешнем смесеобразовании в результате продувки цилиндра горючей смесью она частично выбрасывается через выпускные окна, поэтому двухтактный процесс применяется чаще в дизелях, в которых продувка осуществляется воздухом.

Как упоминалось выше, процессы газообмена происходят при перемещении поршня вблизи НМТ и занимают часть хода поршня в тактах расширения и сжатия.

В двигателях с петлевой схемой газообмена и впускные, и выпускные окна открываются поршнем, поэтому фазы газораспределения и диаграммы площади поперечного сечения окон симметричны относительно НМТ (рис. 1.17, *а*). Во всех двигателях с прямоточными схемами газообмена (рис. 1.17, *б*) фазы открытия выпускных окон (или клапанов) выполняют несимметричными относительно НМТ, достигая тем самым лучшего наполнения цилиндра. Обычно впускные окна и выпускные окна (или клапаны) закрываются одновременно или с небольшой разницей по углу. Общая продолжительность процессов газообмена в двухтактных двигателях соответствует 120–150° угла поворота коленчатого вала, что в 3,0–3,5 раза меньше, чем в четырехтактных. Угол открытия выпускных окон (или клапанов) $\varphi_{о.в} = 50 \div 90°$ до НМТ, а угол предварения их открытия $\varphi_{пр} = 10 \div 15°$.

В двухтактных двигателях процессы выпуска и наполнения происходят в большей части совместно – при одновременно открытых впускных (продувочных) и выпускных окнах (или выпускных клапанах). Поэтому воздух (или горючая смесь) поступает в цилиндр, как правило, при условии, что давление перед впускными окнами больше давления за выпускными окнами (клапанами).

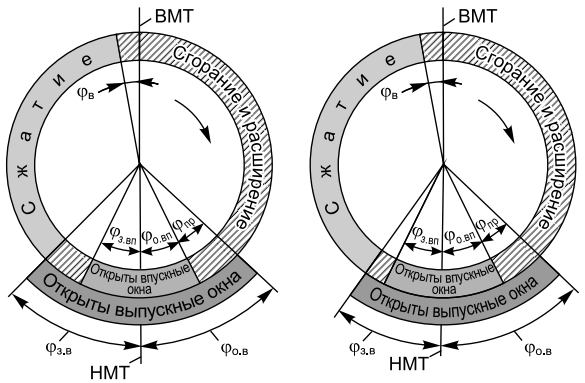


Рис. 1.17. Диаграмма фаз газораспределения двухтактного двигателя:
а – с петлевой схемой газообмена; *б* – с прямоточной схемой.

Существенной особенностью двухтактных малооборотных дизелей является их меньшая чувствительность к качеству топлива в отношении возникновения детонации. При 100–150 об/мин коленчатого вала все топливо в цилиндр может быть инжектировано за 20 мс до момента его воспламенения, в то время как в среднеоборотных дизелях этот интервал в 2 раза меньше. Поэтому двухтактные малооборотные дизели работают чаще всего на низкокачественных дешевых видах топлива. В настоящее время КПД таких дизелей превышают 50 %, что является недостижимым для других типов приводных двигателей.

1.4. Турбонаддув цилиндров и охлаждение наддувочного воздуха

Принцип турбонаддува цилиндров был предложен в 1905 г. А. Буши для повышения мощности двигателей, при этом сохранялись неизменными их размер и КПД. Для повышения мощности необходимо увеличить количество топлива, сжигаемого в цилиндре за цикл. Это возможно лишь при соответствующем увеличении весового заряда воздуха, поступающего в цилиндр в процессе наполнения, т. е. за счет наддува. При турбонаддуве воздух или топливо – воздушная смесь вводится в цилиндр под давлением за счет компрессора, соединенного с газовой турбиной, в которой расширяются выхлопные газы. Компрессоры с приводом от коленчатого вала, используемые для подачи воздуха или горючей смеси в двухтактный двигатель, называют продувочными насосами. Повышение плотности вводимого в цилиндр заряда может увеличить мощность на валу в 3 раза и выше; в случае газового двигателя – в 1,5 раза и более. Узел турбонаддува имеет отдельный корпус и располагается обычно в передней части двигателя. Степень форсирования по наддуву можно оценить отношением $\lambda_{\text{н}} = \dfrac{p_{\text{ен}}}{p_{\text{е}}}$, где $p_{\text{ен}}$ – среднее эффективное давление при наддуве; $p_{\text{е}}$ – среднее эффективное давление без наддува.

Средняя температура рабочего процесса за счет некоторого увеличения коэффициента избытка воздуха α, продувки камеры сгорания и осуществления промежуточного охлаждения воздуха практически может остаться такой же, как и у двигателя, работающего без наддува.

Характеристики потока газа в турбине, амплитуды давления и температуры во входном сечении, скорости в решетках турбины определяются в основном конструкцией выпускного трубопровода. В наиболее благоприятных условиях работает турбина двигателя с выпускным трубопроводом (коллектором) большого поперечного сечения и объема, выполняющим роль ресивера. Давления p_T и температуры газа T_T перед турбиной невелики и несколько меньше, чем в патрубке за выпускным клапаном. Отсюда происходит название – система наддува с турбиной постоянного давления. К коллектору двигателя присоединяют выпускные патрубки всех цилиндров двигателя или одного ряда цилиндров и устанавливают либо один выпускной коллектор, либо два. Выпускную систему с раздельными выпускными трубопроводами для групп из нескольких цилиндров проектируют с таким расчетом, чтобы в конкретных условиях компоновки двигателя с учетом расположения турбины

и компрессора уменьшить до минимума потерю энергии волны давления. В таком трубопроводе предотвращается наложение волн давления и разрежения, а также смешение потоков газов, вытекающих из отдельных цилиндров, что обусловливает значительное уменьшение потерь работоспособности газа. Систему наддува с раздельными выпускными трубопроводами называют **импульсной**, или системой наддува с импульсной турбиной.

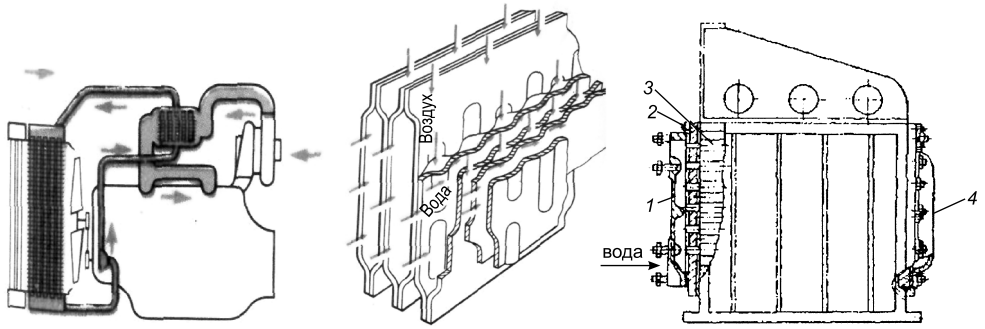
В современных двигателях преобладающее распространение получила конструкция турбокомпрессоров с центробежным колесом компрессора и радиальной или осевой газовой турбиной. Принцип действия лопаточных машин и их характеристики подробно изложены в гл. 1 2-й части настоящего справочного пособия [5] и здесь не приводятся. Основными параметрами, характеризующими работу центробежного компрессора, являются расход воздуха через компрессор, степень повышения давления и КПД компрессора. В настоящее время считают целесообразным ограничивать степень повышения давления в центробежном компрессоре величиной примерно 3,5−4,0, а при больших ее значениях переходят на двухступенчатый наддув. Частота вращения достигает 60–80 тыс. и более оборотов в минуту. Рабочие колеса компрессора (обычно центробежного типа) и газовой турбины крепятся на одном валу. Энергия, необходимая для сжатия воздуха компрессором, поступает от газовой турбины. Необходимым условием работы турбокомпрессора является равенство эффективных мощностей турбины и компрессора на любом режиме. Турбокомпрессоры могут быть выполнены по различным конструктивным схемам: бесконсольной; двухконсольной; одноконсольной; схема с моноротором.

Широкое распространение получила бесконсольная схема, в которой опоры, расположены по концам ротора. Основное преимущество этой схемы – рациональное расположение подшипников и узлов уплотнений по концам ротора, цапфы которого имеют малый диаметр, поэтому окружные скорости в подшипниках относительно невысоки, что, в свою очередь, уменьшает тепловыделение и возможность перегрева подшипников.

Двухконсольная схема с опорами, расположенными между дисками компрессора и турбины, обеспечивает минимальные габаритные размеры и массу турбокомпрессора. По этой схеме строятся преимущественно турбокомпрессоры с центростремительной турбиной. Одноконсольная схема также весьма распространена; в ней колесо компрессора расположено консольно, а опоры ротора находятся по обеим сторонам диска турбины. Такая схема обусловливает минимальные потери на входе в компрессор и общую компактность турбокомпрессора. В схеме с моноротором колеса компрессора и радиальной турбины непосредственно соприкасаются или представляют собой диск с двусторонним расположением лопаток.

Вследствие повышения температуры воздуха при его сжатии в компрессорах снижается массовое наполнение двигателя и увеличивается теплонапряженность его деталей, что ограничивает форсирование двигателя путем повышения давления воздуха или горючей смеси на входе в цилиндр. Поэтому в двигателях широко используется охлаждение воздуха после компрессоров перед его поступлением в цилиндр. При этом не только уменьшается теплонапряженность деталей двигателя, но и увеличивается массовое наполнение цилиндра.

В двигателях внутреннего сгорания наиболее часто применяют *рекуперативные (поверхностные) охладители,* в которых передача теплоты от воздуха в охлаждающую среду происходит через разделяющую их поверхность. Теплопередающая поверхность образуется из трубок или пластин различной конфигурации, рис. 1.18, *б*, *в*. Охлаждение воздуха происходит в межреберном пространстве поверхности трубок, внутри которых циркулирует охлаждающая жидкость. Подвод и отвод воды производится через переднюю крышку *1* охладителя. Охлаждающей средой может быть антифриз, вода или воздух. При двухступенчатой системе наддува охладители обычно устанавливаются между компрессорами первой и второй ступеней сжатия и после компрессора второй ступени. При таком расположении охладителей уменьшаются работа сжатия воздуха в компрессоре второй ступени, его габаритные размеры и, кроме того, получается более глубокое охлаждение воздуха.



а *б* *в*

Рис. 1.18. Система промежуточного охлаждения с водовоздушным охладителем (*а*), фрагмент элемента пластинчатого (*б*) и трубчатого (*в*) охладителей:
1 – передняя крышка; *2* – трубная доска; *3* – трубы; *4* – задняя крышка.

Турбонагнетатели газовых двигателей с топливными смесителями (аналог карбюраторов) располагаются преимущественно после смесителей по схеме рис. 1.19.

При расчете цикла двигателя среднее давление $p_к$ во впускном трубопроводе после охладителя воздуха (рис. 1.19) определяют исходя из технического задания на проектирование двигателя. Давление на выходе компрессора определяется с учетом гидравлических потерь в охладителе воздуха и во впускном трубопроводе. Температуру в выходном сечении центробежного компрессора можно определить из выражения $T_к' = T_0\left[1 + (\pi_к^{(k-1)/k} - 1)/\eta_{к.ад}\right]$, в котором адиабатный КПД компрессора $\eta_{к.ад} = L_{к.ад}/L_к$, составляет 0,65–0,85. Температура во впускном трубопроводе с охладителем после компрессора определяется как $T_к = T_к' - \Delta T_{ох}$. Снижение температуры воздуха в охладителе определяют из теплового расчета охладителя.

На рис. 1.20 показано схему турбонагнетателя фирмы ABB.

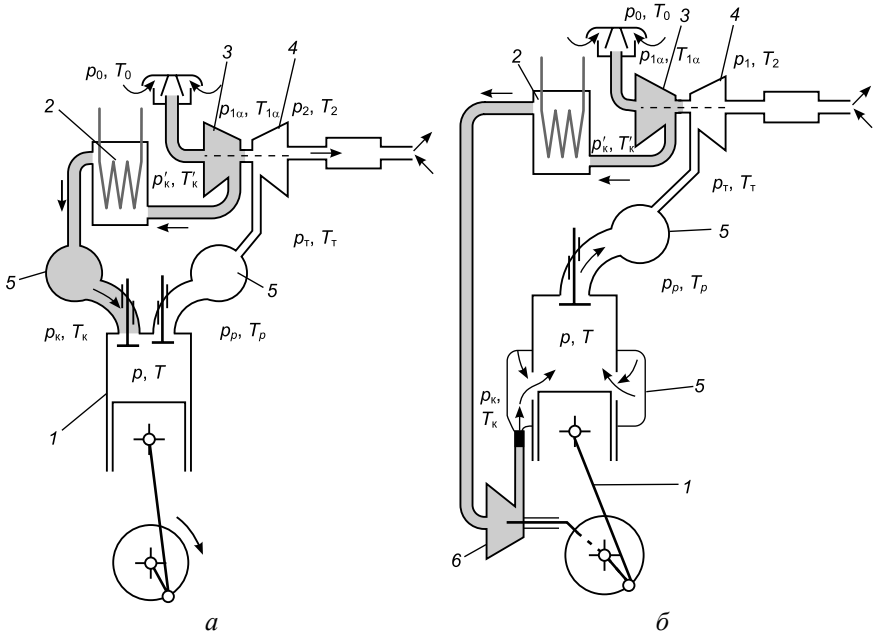


Рис. 1.19. Схемы газовоздушного тракта двигателя:
а – четырехтактного с газовой связью; *б* – двухтактного с комбинированной связью; *1* – ДВС; *2* – охладитель воздуха; *3* – компрессор 1-й ступени наддува; *4* – турбина; *5* – ресивер; *6* – компрессор 2-й ступени надува.

Три типоразмера турбокомпрессора VTC214, VTC254, VTC304 обеспечивают производительность по воздуху в диапазоне 0,7–6,3 м^3/с (при 15 °С) и степень повышения давления $\pi_к$ от 1,5 до 4,7. В типоразмере цифровой индекс соответствует диаметру (в мм) рабочего колеса компрессора. Выхлопные газы двигателя поступают в неохлаждаемый корпус (*1*) турбины. Они ускоряются в кольцевом сопле (*2*) и поступают на рабочие лопатки осевой турбины (*3*), приводящей в движение вал ротора (*4*) турбокомпрессора. На выходе выхлопные газы поступают в охлаждаемый водой корпус (*5*). Вал ротора опирается на два плавающих подшипника, установленных между турбиной и компрессором – двухконсольная схема.

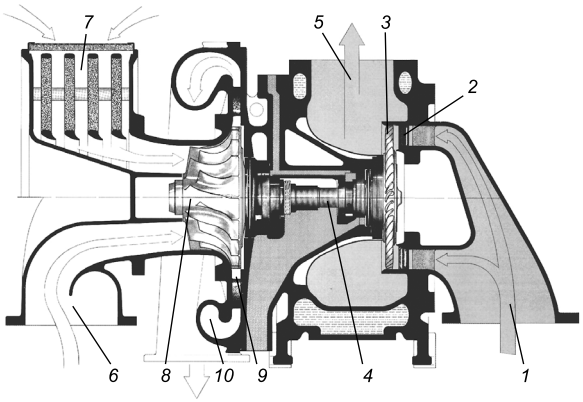


Рис. 1.20. Турбокомпрессор фирмы ABB для поршневых двигателей.

Осевое усилие воспринимает упорный подшипник со стороны компрессора. Воздух для сжатия проходит через всасывающий патрубок (*6*) с фильтром и шумоглушителем (*7*) в компрессор (*8*) и через диффузор (*9*) поступает в выходной корпус (*10*). Рабочее колесо центробежного компрессора выполнено с загнутыми назад лопатками. Конструкция турбокомпрессора позволяет демонтировать ротор без разборки воздушных и газовых трубопроводов, что обеспечивает простоту обслуживания и проверку состояния подшипников и других деталей. Температура воды, охлаждающей выхлопной корпус турбины, составляет 65 °С при номинальной температуре выхлопных газов дизеля 600 °С.

Этой же фирмой разработаны две новые, более совершенные модели турбонагнетателей (TPS и TPL); в первой применена центростремительная газовая турбина, во второй – осевая при неизмененном колесе центробежного компрессора. В некоторых случаях, а именно при работе на частичных нагрузках, происходит снижение КПД двигателя, поэтому необходимы регулируемые системы турбонаддува, включающие клапаны сброса наддувочного воздуха и выхлопных газов или турбину с регулируемым сопловым аппаратом (РСА). Использование газовой турбины с РСА особенно целесообразно в случае газовых двигателей, где отношение воздух/топливо должно выдерживаться в достаточно узких пределах, при этом упомянутые выше сбросные клапаны становятся ненужными.

Испытания, проведенные на турбонагнетателе TPS 57-VTG в широком диапазоне расходов воздуха показали, что КПД турбины с РСА на 0–3 % выше, чем в стандартных конструкциях турбонагнетателей. Турбонагнетатели с РСА могут устанавливаться на двигателях мощностью от 300 кВт до самых крупных, выпускаемых в настоящие время. На судовых дизелях их установка обеспечивает экономию топлива на частичных нагрузках до 10–20 г/кВт·ч.

Как уже отмечалось, с целью увеличения вдуваемого в цилиндр заряда воздуха, последний необходимо охладить после выхода из турбокомпрессора в специальном теплообменнике (охладителе). Охладитель наддува может располагаться либо непосредственно в системе охлаждения двигателя (одноконтурная система), либо обеспечивается собственным контуром с водой более низкой температуры. При высоком давлении наддува (более 0,18 МПа) после компрессора или между его ступенями устанавливают дополнительный охладитель воздуха.

2. ИНДИКАТОРНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

Индикаторные показатели характеризуют действительный рабочий цикл и определяются или расчетом цикла, или экспериментально по снятой индикаторной диаграмме изменения давлений в цилиндре за время рабочего цикла. К этим показателям относятся: среднее индикаторное давление p_i, индикаторная мощность N_i, индикаторный КПД η_i, относительный КПД η_g и индикаторный удельный расход топлива g_i.

Средним индикаторным давлением называют такое условное, постоянное по величине, избыточное давление, которое, действуя на поршень, совершает работу L_i (Дж) за один его ход от ВМТ к НМТ, равную работе газа за рабочий цикл, и выражается как $p_i = L_i/V_h$, где рабочий объем цилиндра $V_h = \pi D^2 S/4$ (м^3); D – диаметр цилиндра, м; S – ход поршня, м.

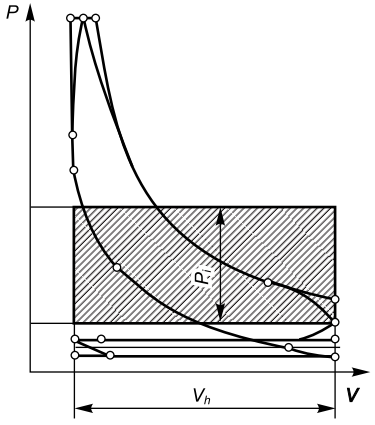


Рис. 1.21. Индикаторная диаграмма двигателя.

Среднегеометрическое индикаторное давление равно высоте прямоугольника, равновеликого по площади индикаторной диаграмме и построенного на основании, равном длине индикаторной диаграммы V_h (рис. 1.21). Тогда индикаторная работа (Дж), которая производится в одном из цилиндров за один цикл, $L_i = p_i V_h$. Значения p_i ориентировочно составляют: четырехтактные карбюраторные двигатели при работе на газе – 0,5–0,7 МПа; четырехтактные дизельные двигателя без наддува – 0,75–1,05, с наддувом до 2,2; двухтактные дизельные двигатели без наддува – 0,35–0,70, с наддувом до 1,2 МПа.

Индикаторную мощность двигателя (Вт) рассчитывают по формуле:

$$N_i = \frac{2}{\tau} p_i V_h n z, \tag{1.10}$$

где z – число цилиндров; n – частота вращения коленчатого вала, с$^{-1}$; τ – тактность двигателя, т. е. число ходов поршня за один цикл. В этой формуле комплекс $\tau/2nz$ представляет время, а $p_i V_h$ – работу цикла.

Если в формуле (1.10) представить p_i в МПа, рабочий объем V_h, в л, частоту вращения коленвала n в об/мин, то для индикаторной мощности N_i в кВт, получим формулу:

$$N_i = (p_i V_h n z)/30\tau. \tag{1.11}$$

Индикаторным КПД двигателя называют отношение индикаторной работы к теплоте, затраченной на получение этой работы,

$$\eta_i = L_i/(Q_н^р G_т), \tag{1.12}$$

где $Q_н^р$ – удельная теплота сгорания топлива; $G_т$ [кг] – расход топлива на один цилиндр за один цикл.

Другим индикаторным показателем, характеризующим экономичность действительных циклов, является удельный индикаторный расход топлива g_i [кг/(кВт·ч)], равный отношению часового расхода топлива $G_т$ (кг/ч) к индикаторной мощности N_i (кВт):

$$g_i = G_т/N_i.$$

С учетом этого равенства уравнение (1.12) может быть представлено в следующем виде

$$\eta_i = 1/(Q_н^р g_i). \quad (1.13)$$

В отличие от термического КПД цикла η_t *индикаторный КПД* η_i учитывает потери теплоты при работе двигателя в действительных условиях, в частности потери теплоты в охлаждающую воду, с выхлопными газами, на лучеиспускание и т. п., т. е. все потери, за исключением потерь на трение и привод вспомогательных механизмов двигателя.

$$\frac{\eta_i}{\eta_t} = \eta_{oi}. \quad (1.14)$$

Отношение (1.14) характеризует степень совершенства рабочего процесса и называется относительным КПД.

Степень полезного использования теплоты в двигателях определяется их коэффициентами полезного действия. Как известно, значение *термического КПД* для всех циклов возрастает с увеличением степени сжатия ε. Для цикла со сгоранием при p = const $\eta_{t,p}$ зависит также от степени предварительного расширения ρ, однако уже в обратном соотношении. Для смешанного цикла η_t является прямой функцией степени сжатия ε и степени изохорного повышения давления λ, а также обратной функцией степени предварительного расширения ρ.

Эффективность ДВС в значительной степени зависит от процесса горения топлива, который в свою очередь зависит от режима работы двигателя и значения коэффициента избытка воздуха. Если последний мал, то обычно наблюдается медленное сгорание топлива, в результате чего процесс сгорания переходит на участок такта расширения. Явление догорания топлива крайне неблагоприятно отражается на экономичности двигателя и вызывает увеличение потерь теплоты в охлаждающую воду и с отработавшими газами.

Влияние степени сжатия ε на индикаторный КПД: при увеличении ε КПД также увеличивается. Значения ε для двигателей различных типов приведены в табл. 1.1, а параметры рабочего тела в цилиндрах ДВС – в табл. 1.2. При увеличении ε в карбюраторных двигателях необходимо учитывать возможность появления детонации[1], которая сопровождается неполным сгоранием топлива, увеличенной теплоотдачей в стенки и охлаждающую среду, появлением резких стуков в области камеры сгорания и пр. Все эти явления приводят к значительному снижению экономичности рабочего процесса двигателя. Предельное значение степени сжатия, вызывающей детонацию, зависит от качества топлива, конструктивных особенностей камеры сгорания, режима работы и т. д.

В дизельных двигателях увеличение ε также вызывает повышение η_i, однако в двигателях этого типа устанавливается как нижний предел ε, ниже которого невозможно надежное самовоспламенение топлива, так и верхний предел повышения ε, выше которого будет наблюдаться понижение η_i. Кроме

[1] В результате воздействия высоких давлений и температур при сжатии в начале сгорания топлива молекулы углеводорода распадаются и вместе с кислородом образуют перекиси. Эти перекиси устойчивы в узком интервале температур и по мере их дальнейшего прогрева вызывают весьма бурное горение, обуславливающее детонацию.

того, чрезмерное увеличение ε вызывает повышение конечного давления сгорания, что приводит к необходимости упрочнения основных частей двигателя – поршня, шатуна, коленчатого вала и пр.

Таблица 1.1

Значение степени сжатия ε для двигателей внутреннего сгорания различных типов

Тип двигателя	ε
Газовый	8–9
Нефтяной низкого сжатия	3–6
Дизель компрессорный	14–16
Дизель бескомпрессорный с механическим распылением топлива	12–14
Дизель бескомпрессорный с предкамерным распылением топлива	16–18
Автотракторный (бензиновый)	3,5–6,7
Авиационный (бензиновый)	5,5–7,5

Таблица 1.2

Конечное давление сжатия, температура сжатия, температура сгорания и коэффициент избытка воздуха ДВС различных типов

Тип двигателя	p_c, МПа	T_c, К	$T_г$, К	α
Карбюраторный	2,5–3,0	600–750	2500–2800	0,90–1,05
Тихоходный высокого сжатия	3,5–5,5	750–850	1700–2000	1,70–2,00
Быстроходный высокого сжатия	4,5–9,0	750–850	1800–2100	1,30–1,70
Газовый	3,0–4,5	700–800	2300–2500	1,15–1,30

В реальных ДВС некоторая часть индикаторной мощности, развиваемой в цилиндрах, расходуется в самом двигателе и не может быть использована. Эту мощность называют мощностью механических потерь $N_м$, к которой относят мощность, затрачиваемую на преодоление трения между движущимися деталями двигателя, мощность насосных потерь в цилиндре, мощности вспомогательных механизмов (насосы, вентиляторы и т. д.). Полезно используемый остаток индикаторной мощности – это мощность на валу двигателя, называемая эффективной мощностью N_e.

$$N_e = N_i - N_м. \tag{1.15}$$

Обычно под *номинальной мощностью* двигателя понимают эффективную мощность N_e, гарантируемую фирмой-изготовителем при определенных условиях работы (атмосферные условия, частота вращения вала, длительность работы и т. п.).

Эффективную или механическую мощность, так же, как и индикаторную, можно отнести к объему цилиндра V_h и выразить в условных единицах давления – средним эффективным давлением p_e и средним давлением механических потерь $p_м$. Тогда в соответствии с (1.15) для среднего эффективного давления p_e можно записать:

$$p_e = p_i - p_м. \quad (1.16)$$

Ориентировочные значения p_i и p_e даны в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Значения p_i, p_e и S/D для двигателей различных типов

Тип двигателя	p_i, МПа	p_e, МПа	S/D
Тихоходный высокого сжатия	0,56–0,70	0,45–0,57	1,25–1,85
Быстроходный высокого сжатия	0,70–0,90	0,56–0,72	1,10–1,30
Автотракторный карбюраторный	0,60–1,00	0,48–0,80	1,15–1,18
Авиационный карбюраторный с наддувом	1,20–1,80	0,90–1,40	0,80–1,40
Газовый	0,40–0,70	0,32–0,56	1,20–2,00

При определении диаметра цилиндра D и хода поршня S при заданных значениях эффективной мощности N_e и частоты вращения n задаются отношением S/D, примерные значения которых для двигателей различных типов также приведены в табл. 1.3.

Для оценки тепловой и динамической напряженности, эффективности использования рабочего объема и сравнения различных двигателей между собой используют параметр удельной литровой мощности двигателя – номинальной мощности, отнесенной к 1 литру рабочего объема поршневой части двигателя. С использованием равенства (1.11)

$$N_{ел} = N_e/(zV_h) = p_e n/30\tau. \quad (1.17)$$

Как видим, литровая мощность двигателя зависит от среднего эффективного давления, тактности и частоты вращения коленвала.

Удельная мощность зависит от следующих факторов:

- низшей теплоты сгорания стехиометрической горючей смеси;
- тактности τ двигателя;
- качества протекания рабочего процесса, определяемого отношением индикаторного КПД к коэффициенту избытка воздуха (η_i/α);
- механического КПД $\eta_м$;
- быстроходности, оцениваемой частотой вращения n;
- количества свежего заряда, находящегося в цилиндре к началу сжатия, характеризуемого произведением коэффициента наполнения на плотность воздуха или смеси, т. е. $\eta_v\rho_к$.

Увеличения удельной мощности можно достичь, используя большинство из указанных факторов, при соблюдении определенных условий. Так, например, повышая давление заряда для увеличения удельной мощности, необходимо ограничивать максимальное давление газа в цилиндре и скорость его нарастания, температуру и температурные градиенты в стенках деталей. Этого добиваются использованием конструкторских и технологических решений, а также рациональной организацией рабочего процесса двигателя.

Механический коэффициент полезного действия $\eta_м$ учитывает все механические потери на трение и сопротивление течению рабочего тела в двига-

теле, а именно: на трение колец и валов, на привод насосов, компрессоров и других механизмов, необходимых для работы двигателя.

Величина $\eta_м$ для двигателей различных типов приведена в табл. 1.4 и определяется по формуле

$$\eta_м = \frac{N_e}{N_i}, \tag{1.18}$$

или в соответствии с условием получения равенства (1.16)

$$\eta_м = \frac{p_e}{p_i}. \tag{1.19}$$

Величину $N_м$ определяют опытным путем. Основная часть мощности трения (до 60 %) приходится на трение поршней. Потери в подшипниках и других частях механизмов двигателя доходят до 20 %, а насосные потери (на процессы всасывания, выхлопа, выталкивания продуктов сгорания и работу компрессора) составляют 20–22 %. Опытным путем установлено, что с увеличением скорости вращения увеличиваются потери мощности на трение.

Основными показателями экономичности работы двигателя служат эффективный КПД η_e и удельный эффективный расход топлива g_e. *Эффективный коэффициент полезного действия* η_e определяет, какая часть подведенной теплоты преобразуется в полезную работу на валу двигателя, т. е. он учитывает как тепловые потери (определяемые η_i), так и механические (определяемые $\eta_м$).

Эффективный КПД $\eta_e = L_e / Q_н^р G_T$, где L_e – теплота эквивалентная эффективной работе, полученной при сгорании G_T топлива.

Так как с учетом (1.19) $L_e = p_e V_h = p_i V_h \eta_м = L_i \eta_м$, то отнеся левую и правую часть этого соотношения к подведенной теплоте $Q_н^р G_T$ с учетом равенства (1.12) получим

$$\eta_е = \eta_i \eta_м. \tag{1.20}$$

Удельный эффективный расход топлива g_e [кг/(кВт·ч)] определяется как отношение часового расхода G_T (кг/ч) к эффективной мощности N_e (кВт):

$$g_e = G_T / N_e \tag{1.21}$$

или по формуле, аналогичной (1.13)

$$g_e = 1/(\eta_e Q_н^р). \tag{1.22}$$

Показатели эффективности, которые определены выше на номинальных режимах работы двигателей, приведены в табл. 1.4.

Так как теплота сгорания газового топлива колеблется в широких пределах, для газовых двигателей используют показатель – удельный эффективный расход теплоты q_e [МДж/(кВт·ч)]. В современных газовых двигателях $q_e = 16 \div 13$ МДж/(кВт·ч). Значения удельного эффективного расхода жидкого топлива q_e [г/(кВт·ч)] при работе на номинальном режиме двигателей: карбюраторных 270–380; дизелей 205–280.

Таблица 1.4

Удельные расходы топлива, КПД и эффективные давления современных поршневых двигателей внутреннего сгорания

Тип двигателя	η_i	η_e	g_i, кг/кВт·ч	$\eta_м$	P_e, МПа
Карбюраторные четырехтактные бензиновые без наддува	0,25–0,40	0,22–0,30	0,205–0,330	0,70–0,85	0,60–0,95
Дизели четырехтактные:					
без наддува	0,39–0,49	0,30–0,42	0,175–0,220	0,75–0,80	0,55–0,85
с наддувом	0,39–0,59	0,32–0,45	0,162–0,220	0,80–0,90	0,56–0,72
Дизели двухтактные:					
без наддува	0,39–0,53	0,30–0,42	0,162–0,220	0,70–0,80	0,40–0,75
с наддувом	–	–	–	0,80–0,95	0,80–1,20
Газовые двигатели	–	0,23–0,28	–	0,75–0,85	0,32–0,56

В последние 10–15 лет в число показателей, характеризующих совершенство двигателей, включается экологический показатель, определяющий эмиссию вредных веществ в выхлопных газах. Выбросы выхлопных газов ДВС представляют собой продукты сгорания жидкого или газообразного топлива: окись и двуокись углерода CO и CO_2, несгоревшие углеводороды HC, неметановые углеводороды NMHC, соединения кислорода и азота из воздуха в виде оксидов азота NO и NO_2 (обозначаемых в совокупности как NO_x), водяные пары, формальдегиды CH_2O, 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. CO_2, H_2O, N_2, O_2 не принадлежат к числу вредных (токсичных) веществ, однако выбросы CO_2 относятся к так называемым «парниковым» газам. Их количество может быть снижено за счет применения эффективных технологий, таких как когенерация, позволяющих снизить удельный (с учетом выработанной теплоты) расход сжигаемого в двигателе органического топлива.

Окись углерода CO образуется при горении богатой смеси ($\alpha < 1$) вследствие недостатка кислорода для полного окисления топлива. Образование углеводородов CH связано с замедлением и даже полным прекращением реакций окисления в тонком пристенном слое топливовоздушной смеси в камере сгорания. Разновидности оксидов азота по механизму их возникновения при высокой температуре в процессе реакции горения топлива подробно обсуждались в 1-й части настоящего справочника [6]; там же описаны методы их измерений и способы подавления или очистки от них выхлопных газов. Показатели экологичности представляются обычно в виде массового содержания соответствующего оксида, содержащегося в одном м^3 выхлопных газов. Концентрация оксидов может быть записана в единицах *ppm*, т. е. в миллионных долях, например, для несгоревших углеводородов CH: C[*ppm*] = $(V_{CH}/V_г)\cdot 10^6$, где V_{CH} – парциальный объем CH, $V_г$ – объем выхлоп-

ных газов. Предпочтительным является третий показатель – отношение массового количества выбросов вещества к произведенной полезной работе двигателя за единицу времени – г/кВт·ч. Именно этот показатель позволяет сравнивать экологические преимущества разных двигателей.

Следует отметить, что газопоршневые двигатели 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 сухих выхлопных газах (при содержании кислорода 5 %) стационарных двигателей нормируются значениями: не более 500 мг/м^3 по NO_x и не более 650 мг/м^3 по CO. В пересчете на O_2 = 15 %, при котором нормируются выбросы ГТУ, это соответствует концентрациям 187,5 мг/м^3 по NO_x (что намного больше норм по ГОСТ для газовых турбин – 50 мг/м^3) и 244 мг/м^3 по CO. Отечественных норм по эмиссии загрязняющих веществ от стационарных газовых двигателей пока нет, но в проекте государственного стандарта для новых двигателей предусматриваются аналогичные значения. Для удовлетворения жестких требований в некоторых регионах (например, в штате Калифорния) возможен заказ более дорогого оборудования с обеспечением уровня ½ TA-luft, а также применение каталитической очистки дымовых газов от оксида углерода. Согласно многочисленным данным по эксплуатации стационарных газопоршневых электростанций экологические и санитарные нормы по загазованности и уровню шума не превышаются. По оксиду углерода как расчетные, так и измеренные концентрации в воздухе пренебрежимо малы (менее 0,5 ПДК). Таким образом, подтверждается безопасность размещения ГПД в жилых домах, гостиницах, школах, стадионах, госпиталях и др.

При использовании технологии сжигания обедненной смеси в цилиндр подается больше воздуха, чем необходимо для полного сгорания топлива, снижается уровень температуры горения и уменьшается эмиссия NO_x. Тем не менее, на станции в Неваде, например, двигатели оборудуются на выхлопе селективными конвертерами SCR и системой каталитического окисления, способными еще на 90 % снизить выбросы NO_x и CO. Уровень выбросов NO_x составляет 5ppm (для сухих выхлопных газов, содержащих 15 % кислорода).

Самая низкая концентрация выбросов в выхлопных газах, которая достигается без каталитических преобразователей, имеет такие значения: NO_x < 250 мг/нм^3 сухих газов при 5 % O_2; CO < 650 мг/нм^3 сухих газов при 5 % O_2; NMHC < 150 мг/нм^3. Дополнительно можно снизить концентрацию CO и NMHC в сочетании рассмотренного метода с кислородным конвертором.

3. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ

Распределение теплоты, выделяющейся при сгорании топлива в двигателе, на отдельные составляющие (полезно используемую теплоту и различные виды тепловых потерь) называют *тепловым балансом*. Тепловой баланс двигателя позволяет оценить совершенство теплоиспользования, тепловые потери и возможность их уменьшения, а также эффективность работы двигателя при

различной его нагрузке. Теплота топлива, введенного в двигатель, лишь на 25–45 % используется на полезную работу, остальная же ее часть расходуется на охлаждение, уходит с отработавшими газами и т. д. Тепловой баланс также позволяет определить количество воды (хладагента), необходимой для охлаждения двигателя. В большинстве случаев тепловой баланс определяют экспериментально, выражая его составляющие в абсолютных единицах теплоты за 1 ч работы двигателя или за время расходования 1 м^3 топлива.

Уравнение теплового баланса двигателя имеет вид

$$Q = Q_{\text{е}} + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{в.г}} + Q_{\text{м}} + Q_{\text{ост}}, \qquad (1.23)$$

где Q – теплота сгорания израсходованного топлива; $Q_{\text{е}}$ – теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя; $Q_{\text{охл}}$ – теплота, отводимая от двигателя в систему охлаждения (жидкостью или воздухом); $Q_{\text{в.г}}$ – теплота, отводимая выпускными газами, $Q_{\text{в.г}} = Q_{\text{э}} + Q_{\text{н.с}}$; $Q_{\text{э}}$ – энтальпия выпускных газов; $Q_{\text{н.с}}$ – теплота, не выделившаяся при сгорании топлива из-за неполноты сгорания; $Q_{\text{м}}$ – теплота, отводимая смазочным маслом; $Q_{\text{ост}}$ – теплота, отводимая в результате лучистого и конвективного теплообменов нагретых частей двигателя с окружающей средой. Можно выразить составляющие теплового баланса в долевом отношении $q_i = (Q_i / Q) \cdot 100$ к подведенной теплоте, которая определяется по низшей теплоте сгорания топлива (в Дж/кг или Дж/м^3) и часовому расходу топлива (в кг/ч) или газообразного топлива (в м^3/ч). Как указывалось выше, отношение эффективной теплоты к располагаемой определяет долю полезно использованной теплоты в двигателе и численно равно эффективному КПД η_e.

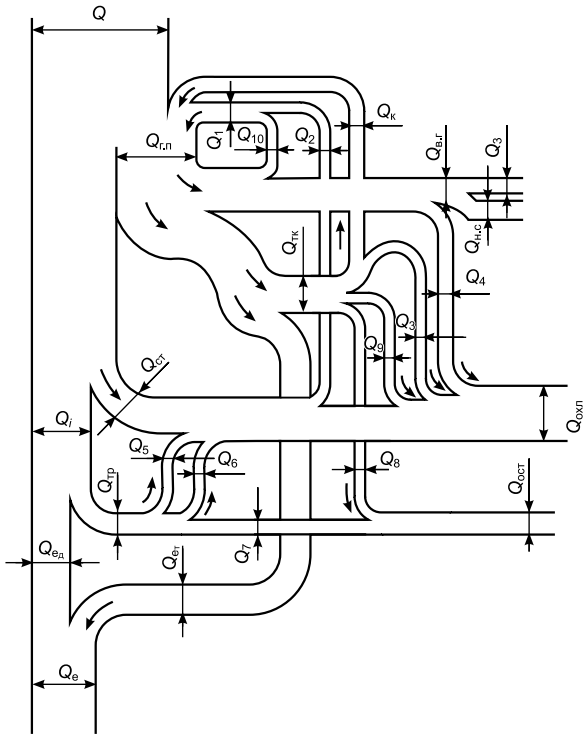


Рис. 1.22. Диаграмма теплового баланса поршневого двигателя с турбонаддувом и охлаждением наддувочного воздуха.

Для наиболее общего случая – двигателя с турбонаддувом – детальная схема теплового баланса приведена на рис. 1.22. Располагаемая теплота топлива в цилиндре обозначена Q. Теплота Q_i эквивалентна индикаторной работе в цилиндре двигателя. Теплота Q_e эквивалентна эффективной работе двигателя; теплота $Q_{\text{тр}}$ эквива-

лентна работе трения в подшипниках и включает теплоту, расходуемую на привод обслуживающих механизмов. Теплота, переданная от двигателя охладителю, включая теплоту охлаждения масла $Q_м$, обозначена $Q_{охл}$. В эту теплоту входят теплота $Q_{ст}$, отводимая от стенок цилиндра, часть теплоты трения Q_5, отводимая в охладитель масла, и часть теплоты трения Q_6, передаваемая через стенки охладителю, теплота Q_3, отводимая в холодильнике наддувочного воздуха, теплота Q_9, переданная подшипниками турбокомпрессора, теплота Q_4, отводимая от корпуса турбины охладителем. Теплота, уносимая с выпускными газами, обозначена $Q_{в.г}$, она состоит из энтальпии газов $Q_э$ и теплоты от неполного сгорания $Q_{н.с}$. В двигателях с турбонаддувом теплота, отводимая с выпускными газами из поршневой части, частично используется в турбине турбокомпрессора (часть $Q_{тк}$), а часть ее $Q_{г.т}$ отводится с выпускными газами из турбины. Теплота $Q_{тк}$ затрачивается на сжатие воздуха в компрессоре. После охлаждения наддувочного воздуха и отвода теплоты Q_3 теплота $Q_к$, эквивалентная работоспособности сжатого воздуха, подводится обратно в цилиндр двигателя, увеличенной на величину Q_1 за счет передачи теплоты от корпуса турбокомпрессора (теплота Q_{10}) и от охлаждающей жидкости во время протекания ее во впускном канале головки цилиндра двигателя (теплота Q_2). Теплота, эквивалентная работе трения $Q_{тр}$, частично передается маслу, смазывающему детали (теплота Q_5), и деталям двигателя (теплота Q_6), а частично уносится охлаждающим агентом и рассеивается в окружающую среду через стенки корпуса двигателя (теплота Q_7) вместе с теплотой Q_8, отводимой от наружных стенок турбокомпрессора.

Величина каждого слагаемого теплового баланса зависит от типа двигателя, режима работы и степени форсирования. При форсировании двигателя растет средняя температура газов, однако вследствие повышения плотности рабочего тела и литровой мощности удельная поверхность камеры сгорания, определяющая величину теплопередачи, уменьшается, что приводит к снижению доли теплоты, уносимой охладителем. Применение охладителя наддувочного воздуха снижает среднюю температуру цикла, в результате чего уменьшается доля теплоты, отводимой охладителем от цилиндра. Увеличение частоты вращения двигателя сокращает время соприкосновения горячих газов со стенками, что уменьшает теплоотвод в охладитель. Основная часть теплоты отводится через головку цилиндра, поэтому организация движения потоков охладителя в головке имеет важное значение. Охлаждение выпускного канала за клапаном необходимо для обеспечения прочности головки, однако это уменьшает энтальпию выпускных газов, а следовательно, мощность турбокомпрессора системы наддува и общий КПД двигателя.

Выпускные газы имеют сравнительно высокую температуру и уносят с собой значительное количество теплоты $Q_э$. Величину $Q_э$ приближенно определяют как разность энтальпии газа в выпускном трубопроводе и энтальпии поступающего в двигатель воздуха.

Для определения величины потерь теплоты с выпускными газами проводятся специальные испытания с газовым анализом. В общем виде количество теплоты, уносимое выпускными газами:

$$Q_г = I_г - I_в, \qquad (1.24)$$

где $I_г$ − энтальпия уходящих газов при сжигании G кг топлива за 1 сек; $I_в$ − энтальпия всасываемого воздуха при температуре окружающей среды.

Потери теплоты вследствие неполноты сгорания топлива определяют по данным анализа выхлопных газов и по содержанию в них окиси углерода.

Остаточный член баланса $Q_{ост}$ учитывает следующие потери: теплоотдачу двигателя в окружающую среду, неиспользованную кинетическую энергию отработавших газов, а также все неточности измерений и расчета. Остаточный член теплового баланса определяют как разность между подведенной теплотой и суммой измеряемых составляющих теплового баланса:

$$Q_{ост} = Q - (Q_е + Q_{охл} + Q_{в.г} + Q_м).$$

Теплота, отводимая маслом,

$$Q_м = G_м(t_{м.вх} - t_{м.вых})c_м,$$

где $G_м$ – количество проходящего через охладитель масла, кг/ч; $t_{м.вх}$, $t_{м.вых}$ – температура входящего в охладитель и выходящего из него масла, °С; $c_м$ – теплоемкость масла, кДж/(кг·К).

Данные по составляющим теплового баланса приводятся фирмами-производителями двигателей, как это будет показано в следующей главе, в форме таблиц или графиков в зависимости от нагрузки двигателя (обычно в диапазоне 50–100 % от номинальной). Примерные значения отдельных составляющих теплового баланса для разных типов двигателей, отнесенные к теплоте, введенной с топливом при работе двигателя на номинальном режиме, приведены в табл. 1.5. Как видно из таблицы, 52–78 % теплоты, введенной с топливом в двигатель, составляют потери теплоты с выхлопными газами и охлаждающими агентами.

Таблица 1.5

Долевые составляющие (в %) теплового баланса двигателей различных типов

Двигатели	$q_е$	$q_{охл}$	$q_э$	$q_{н.с}$	$q_м$	$q_{ост}$
Газовые поршневые	22–29	20–35	30–55	0–45	3–8	3–8
Дизели без наддува	29–42	20–35	25–40	0–5	2–4	2–7
Дизели с наддувом	35–45	10–25	25–45	0–5	3–7	2–7

Важно напомнить, что степень использования топлива увеличивается при утилизации тепловых потерь. В крупных судовых и стационарных силовых установках энтальпию выпускных газов используют в утилизационных котлах когенерационных установок.

4. ПРИНЦИПЫ УПРАВЛЕНИЯ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ И СЖИГАНИЕМ РАБОЧЕЙ СМЕСИ ДЛЯ МИНИМИЗАЦИИ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ С ВЫХЛОПНЫМИ ГАЗАМИ

4.1. Общие сведения об устройстве поршневых двигателей

Среди многообразных конструкций и конфигураций, выпускаемых в настоящее время поршневых ДВС для стационарной и судовой энергетики, можно выделить пять характерных признаков для классификации таких двигателей. Последние различаются:

1. По способу осуществления рабочего (термодинамического) цикла на четырехтактные (двигатели на газовом и жидком топливе) и двухтактные (низкооборотные судовые дизели, работающие на тяжелых дизельных топливах).

2. По роду применяемого топлива: двигатели, работающие на газовом топливе, жидком дизельном и многотопливные, позволяющие в автоматическом режиме под нагрузкой переходить с одного вида топлива на другой.

3. По конфигурации (расположению) рабочих цилиндров на рядные (с кривошипно-шатунным или крейцкопфным механизмом передачи усилий на коленвал) и V-образные (с развалом цилиндров на угол 50–90°) и сочленением с одним кривошипом коленвала двух рабочих поршней; схемы таких двигателей приведены на рис. 1.23. В схеме 1.23, *б* с крейцкопфом в двигателях большой мощности поршень посредством штока обычно соединен с ползуном, который движется в направляющих и с помощью шатуна соединен с мотылевой шейкой коленчатого вала.

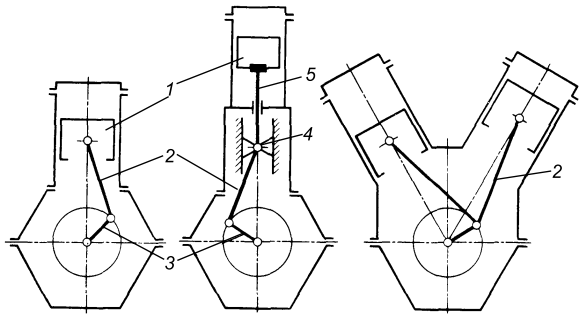


Рис. 1.23. Схемы кривошипно-шатунных механизмов:
1 – поршень; *2* – шатун; *3* – кривошип коленчатого вала; *4* – крейцкопф; *5* – шток.

4. Двигатели с турбонаддувом и без наддува (с атмосферным всасыванием); наддув цилиндра воздухом повышенного давления в период всасывания или наполнения характеризует степень форсирования рабочего процесса двигателя.

5. По принципу смесеобразования – с внешним (по отношению к замкнутому объему цилиндра) и внутренним смесеобразованием. Учитывая высокую стоимость легких дизельных топлив, в когенерационных энергоустановках преимущественно используются газообразные виды топлив. В дизельных двигателях распыление топлива в цилиндре производится при помощи форсунки и насоса, который создает давление от 11–25 МПа и выше.

Кроме того, двигатели различают по способу воспламенения рабочей смеси в цилиндре (от электрической искры или воспламенение от сжатия) и по быстроходности (в зависимости от скорости поршня).

В устройстве любого двигателя можно выделить следующие механизмы, системы и группы деталей.

Корпус (остов) двигателя составляют неподвижные детали, поддерживающие движущиеся детали кривошипно-шатунного механизма: это фундаментная рама или поддон, картер, цилиндры, крышка (головка) цилиндров.

Кривошипно-шатунный механизм состоит из движущихся деталей, воспринимающих давление газов и преобразующих поступательное движение во вращательное. Кроме того, эти детали передают рабочие усилия коленчатому валу. В кривошипно-шатунный механизм входят поршни, шатуны (в отдельных случаях крейцкопфный механизм), коленчатый вал и маховик.

Механизм газораспределения служит для осуществления в определенной последовательности выпуска продуктов сгорания и впуска в цилиндр свежего заряда. *Система воздухоснабжения* объединяет глушитель шума впуска, воздушный фильтр, турбонагнетатель, охладитель надувочного воздуха, воздушный ресивер, продувочный насос для двухтактных дизелей без наддува.

Топливная система состоит из деталей и механизмов, обеспечивающих подготовку и распыление топлива, а также регулирование качественного состава рабочей смеси. Система питания дизелей включает топливные баки, топливоподкачивающие насосы (низкого давления), фильтры, насосы высокого давления, регуляторы, форсунки, топливопроводы. В систему питания двигателей с внешним смесеобразованием входят смесительные устройства для газового топлива (аналог карбюратора), регуляторы, датчики и др.; форсунки для распыла дизельного топлива в цилиндрах двигателей, работающих по дизельному или газодизельному циклам.

Система смазки включает устройства и механизмы, служащие для подачи масла к поверхностям трения и к охлаждаемым деталям. К ним относятся масляные насосы, фильтры, маслосборники, охладители и др.

Система охлаждения служит для охлаждения деталей, соприкасающихся с горячими газами. Охлаждение может производиться водой, специальными жидкостями, воздухом, а также маслом и топливом (охлаждение поршней, насос-форсунок).

Кроме перечисленных выше в газотопливных двигателях применяется система зажигания с высоковольтной электрической свечой, а также системы автоматического управления двигателем в целом и его отдельными функциональными системами.

Анализ информационных материалов по газовым двигателям ведущих мировых производителей свидетельствует о том, что в большинстве своем эти двигатели не конструируются «с чистого листа», а строятся на базе механической части дизельных двигателей соответствующей размерности (по диаметру цилиндров), которые показали высокую надежность и эффективность в процессе длительной эксплуатации в различных условиях. Основные компоненты, такие как блоки, коленчатые валы, головки блока, втулки цилиндров и шатуны, являются общими с компонентами дизельных двигателей. Именно благодаря такому подходу взаимозаменяемость механизмов и узлов газовых и

дизельных двигателей составляют около 95 %. Оригинальными и отличительными в газовых двигателях являются топливные системы и системы управления процессами смесеобразования, воспламенения и сжигания рабочей смеси в цилиндрах, функционально обеспечивающие высокую экономичность газовых двигателей и минимальные уровни выбросов вредных веществ с выхлопными газами.

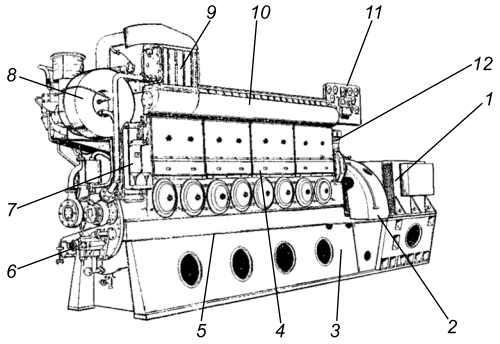


Рис. 1.24. Дизель-генератор ДГА-500 АООТ «Первомайскдизельмаш»:
1 – генератор; *2* – кожух защиты маховика; *3* – рама; *4* – дизель; *5* – место установки фильтра масла; *6* – насос топливо-подкачивающий; *7* – фильтр топливный; *8* – турбокомпрессор; *9* – охладитель воздуха; *10* – коллектор впускной; *11* – щит приборов; *12* – регулятор скорости.

Изображенный на рис. 1.24 общий вид дизельного двигателя с рядным расположением цилиндров позволяет описать расположение наружных механизмов и трубопроводов таких двигателей. Со стороны свободного конца коленчатого вала дизеля размещены: турбокомпрессор, фильтр топлива, реле частоты вращения с приводом, эжектор и маслоотделитель системы вентиляции картера, водяной и масляный насосы, первичный преобразователь тахометра. Со стороны фланца отбора мощности размещены: щит приборов, разрешающий пусковой клапан, задний кожух с расположенными на нем распределителем воздуха, механизмом безопасности, приводом тахометра, регулятором скорости вращения. Со стороны основного отбора мощности располагается зубчатая передача привода распределительного вала. В верхней части дизеля размещены крышки рабочих цилиндров, к которым крепятся: впускной коллектор с охладителем воздуха, выпускной коллектор, сборный коллектор охлаждающей воды, выходящей из крышек цилиндров. На левой стороне дизеля размещены: распределительный вал, топливные насосы и приводы впускных и выпускных клапанов, механизм регулирования подачи топлива и тяга с защелками механизма безопасности, аварийное стоп-устройство. На правой стороне дизеля расположены: магистраль подачи охлаждающей воды в рубашку блока цилиндров, предохранительные клапаны.

Охладитель надувочного воздуха предназначен для охлаждения воздуха, подаваемого в цилиндры дизеля.

Расположение механизмов и узлов в современных конструкциях четырехтактных (дизельных и газовых) двигателей, вкратце перечисленных выше, иллюстрируется рис. 1.25, 1.27, 1.28. На рис. 1.25 представлено поперечное сечение среднеоборотного дизельного двигателя рядной конфигурации с диаметром цилиндра 318 мм и ходом поршня 330 мм. В шестицилиндровом исполнении двигатель имеет мощность 720 кВт при 740 об/мин.

Фундаментная рама *19* картерного типа, выполненная из чугуна, имеет опоры для коленчатого вала *17* и скреплена с блоком цилиндров анкерными связями *1*, принимающими на себя растягивающие усилия при вспышке топ-

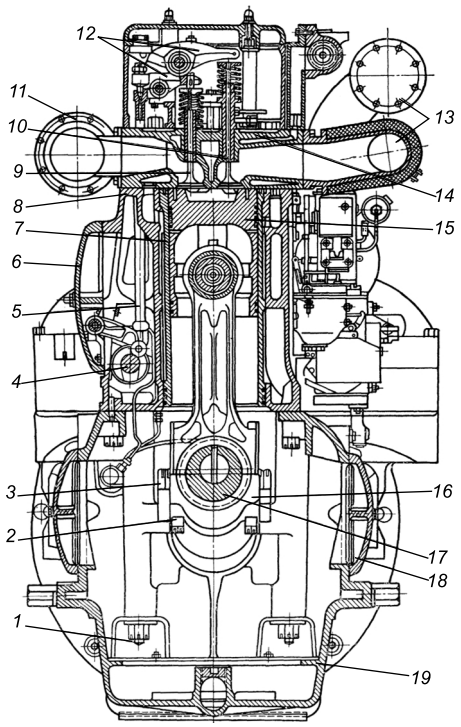


Рис. 1.25. Поперечный разрез дизельного двигателя.

лива. Нижняя полость рамы служит для стока и сбора масла. Масло в рамовый подшипник поступает из главной масломагистрали через отверстие в крышке подшипника. Из рамового подшипника масло по канавкам в шейках и щеках коленчатого вала поступает к шатунным подшипникам. Далее масло по каналам в стержнях шатунов поступает к головным подшипникам и на охлаждение верхней части поршней.

Доступ во внутреннюю полость картера осуществляется через люки *18*, обслуживающие по три цилиндра каждый. Цилиндровый блок *8* изготовлен из чугуна и имеет запрессованные втулки *7*, свободно удлиняющиеся вниз. Распределительный вал *4* вместе с распределительным механизмом и толкателем *5* закрыт люком *6*. Литая чугунная крышка *14* имеет два всасывающих клапана *9* и два выхлопных – *10*, управляемых от распределительного вала коромыслами *12*.

Распределительный вал 1 (рис. 1.26, *а*) стальной, цельный, смонтирован на подшипниках скольжения. На распределительный вал насажены стальные с закаленной поверхностью впускные и выпускные кулачки *2*, *4*, *6* привода клапанов и втулки топливных кулачков *3*, *5*, *7*.

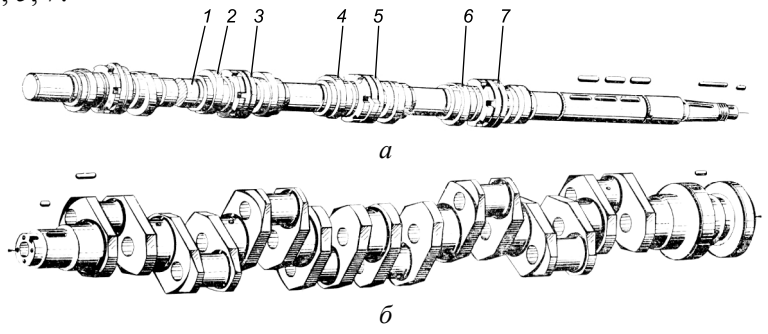


Рис. 1.26. Внешние виды распределительного (*а*) и коленчатого (*б*) валов 6-цилиндрового двигателя.

Все кулачки на распределительном валу расположены в определенной последовательности в зависимости от порядка работы цилиндров. На конусный

конец вала насажена шестерня, на которую через ряд промежуточных шестерен передается вращение от коленчатого вала. Частота вращения распределительного вала в два раза меньше коленчатого.

В крышке 14 (рис. 1.25) имеются два газовых канала, через которые с помощью впускного и выпускного клапанов цилиндр дизеля сообщается с впускным и выпускным коллекторами. Отработавшие газы подводятся к газовой турбине по двум трубопроводам *13*, а подача чистого воздуха от газотурбинного нагнетателя осуществляется по трубопроводу *11*. Поршень *15* выполняется из алюминиевого сплава. Нижняя шатунная крышка *16* прикрепляется к телу шатуна болтами *2*. Охлаждение крышки цилиндра производится водой из рубашки охлаждения, при этом вначале омывается нижняя ее часть (стенка камеры сгорания), а далее вода направляется в верхнюю ее часть, охлаждая место установки форсунки.

На рис. 1.27 приведен структурный разрез среднеоборотного двухтопливного газового двигателя с турбонаддувом и пилотной системой зажигания, использующей впрыск дизельного топлива в цилиндр и воспламенение его от сжатия. Этот двигатель фирмы MHI описан в гл. 2.

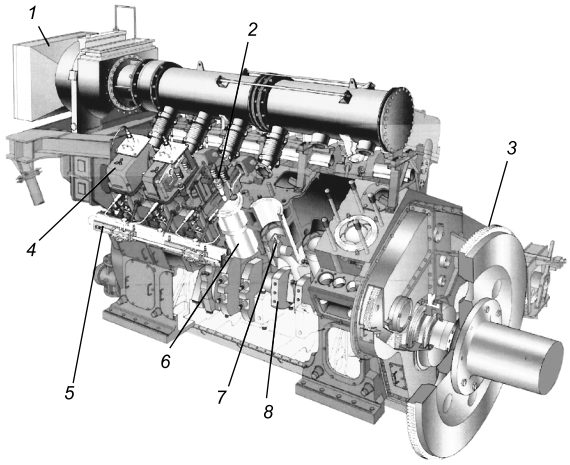


Рис. 1.27. Структурный разрез V-образного газового двигателя KU30GA с пилотным зажиганием: *1* – турбонаддув; *2* – пилотное зажигание; *3* – маховик; *4* – головка блока цилиндров; *5* – ограждение; *6* – внутренняя поверхность цилиндра; *7* – поршень; *8* – коленчатый вал.

Поперечный разрез высокооборотного V-образного газового двигателя с турбонаддувом и искровым зажиганием фирмы Waukecha показан на рис. 1.28. Особенностью кривошипно-шатунного механизма двигателя, также как и модели, представленной на рис. 1.27, является то, что с одним коленом вала сочленяются два рабочих поршня, при этом на одной общей шатунной шейке коленвала рядом расположены две нижние головки взаимно смещенных шатунов. Существуют другие конструкции соединений с помощью сочлененных шатунов, когда в проушины верхней части нижней головки шатуна (основного) в отверстия, расположенные под углом развала цилиндров, запрессован палец, являющийся осью вращения нижней головки прицепного шатуна. В другом способе применяются центральные шатуны, когда в вильчатую нижнюю втулку главного шатуна входит нижняя разъемная головка внутреннего шатуна, которая охватывает средний пояс вкладыша подшипника. Угол развала цилиндров V-образных двигателей выполняется в интервале 45–90°. Подробное описание двигателей этой фирмы имеется в гл. 2.

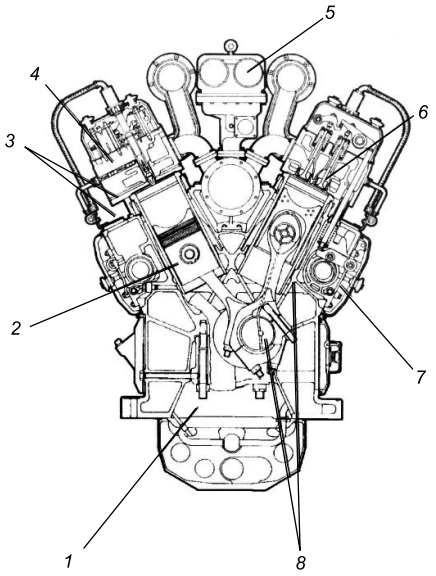


Рис. 1.28. Поперечный разрез двигателя AT27GL:
1 – картер; *2* – поршни; *3* – гильзы мокрого типа и водяная рубашка; *4* – крышка цилиндра, с четырьмя направляющими клапанов, топливным клапаном форкамеры и свечой зажигания; *5* – промохладитель, газовый смеситель и впускной коллектор; *6* – газораспределительный механизм; *7* – составной распределительный вал с кулачками; *8* – коленчатый вал и шатуны.

Термодинамические процессы в цилиндрах двигателей происходят при высокой температуре рабочего тела, превышающей 2000 °С (мгновенные значения). Тепловую защиту деталей двигателя для обеспечения его надежности в течение назначенного моторесурса выполняет *система охлаждения двигателя*. В систему охлаждения двигателя в общем случае объединяют три контура отбора и переноса теплоты. Первый из них, который и дал название системе, включает рубашку охлаждения двигателя, циркуляционный насос, радиатор с электровентилятором, байпасную линию с термостатом и расширительный бак для жидкого теплоносителя (вода или антифриз). В рубашке охлаждения производится теплоотвод от неподвижных деталей (втулок и крышек цилиндров, корпусов турбины и подшипников турбонагнетателя, в некоторых случаях стенок выпускного коллектора). Термостат на байпасной линии отключает ее при достижении водой определенной температуры и открывает проход воды в радиатор, термостатируя таким образом температуру охладителя. Два других контура являются более простыми и обеспечивают охлаждение смазочного масла и наддувочного воздуха. По сути – это масловодяной и воздуховодяной теплообменники, охлаждающий агент которых имеет либо индивидуальные воздушные радиаторы, либо подключаются в систему охлаждения первого основного контура по одной из схем, приведенных на рис. 1.29.

В охладитель смазочного масла переносится теплота, воспринимаемая поршнем, а также возникающая вследствие трения движущихся деталей. Для повышения надежности эксплуатации двигателя в некоторых конструкциях в систему охлаждения смазочного масла включается промежуточный контур для гидравлического разделения внутреннего и внешнего цепей контура. Такие решения часто используются в когенерационных утилизационных «хвостах» при дальнейшей утилизации сбросной теплоты, например, когда во внешнем контуре прокачивается сетевая вода потребителей. Если для охлаждения наддувочного воздуха используются две ступени охладителя с температурой воздуха на выходе из второй ступени примерно 35 °С, то охладитель второй ступени рассматривается как четвертый контур системы охлаждения двигателя. Такие схемы контуров показаны на рис. 1.29, *в*. В двигателях средней и большой мощности все контуры соединяются последовательно по

воде и охлаждение ее может осуществляться в градирнях (рис. 1.29, *г*). Охладители рубашки охлаждения и масляной системы включены последовательно с внешним охладителем наддувочного воздуха. Отметим, что по своей сути такая схема аналогична схеме подключения тепловой нагрузки, применяемой в блоках утилизации когенерационных станций.

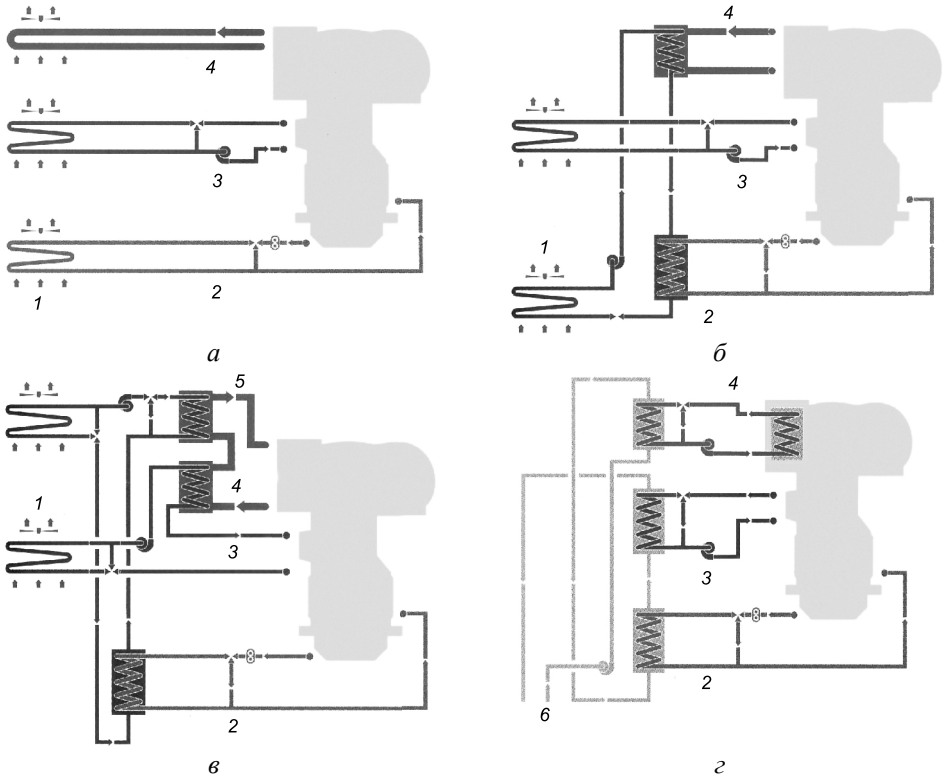


Рис. 1.29. Типовые схемы подключения контуров системы охлаждения двигателя:
а – все контуры охлаждения включены на индивидуальные радиаторы; *б* – контуры воздухо- и маслоохладителей включены последовательно на один радиатор; *в* – первая ступень воздухоохладителя и рубашки охлаждения включены последовательно на один радиатор; вторая ступень воздухоохладителя включена последовательно с маслоохладителем; *г* – охлаждение с помощью градирни.
1 – радиатор; *2* – контур охлаждения смазочного масла; *3* – контур рубашки охлаждения; *4* – 1-й контур охлаждения наддувочного воздуха; *5* – 2-й контур охлаждения наддувочного воздуха; *6* – градирня.

Возможны и другие схемы взаимного подключения контуров по охлаждаемой воде в зависимости от оговоренных потребителем условий эксплуатации двигателя (вид газового топлива, приоритет выработки электроэнергии или теплоты). Например, в системе охлаждения газового двигателя G3500 фирмы Caterpillar охладители масла и рубашки охлаждения двигателя включены (по воде) параллельно и рассчитаны на максимальную температуру на выходе из двигателя 99 °С. Термостат, включенный в систему охлаждения, начинает от-

крываться при 88 °С. Охладитель наддувочного воздуха имеет отдельный контур охлаждения, в котором температура воды на входе регулируется на уровне 32 °С (возможна также температура 54 °С). При высокотемпературном охлаждении (54 °С) маслоохладитель выделен в отдельный контур (вне контура воды рубашки охлаждения). В такой комбинированной системе (при 2 контурах) вспомогательный насос прокачивает воду последовательно через охладитель наддувочного воздуха, а затем через маслоохладитель. Схема чаще всего используется в том случае, когда низкопотенциальное тепло маслоохладителя не может быть эффективно утилизировано. Если же это тепло утилизируется, то должны быть устроены отдельные контуры воздухоохладителя и маслоохладителя (3 контура). Если в трехконтурной системе охладитель воздуха имеет отдельный контур, то маслоохладитель может быть выполнен с включением радиатора. Вспомогательный водяной насос питает водой охладитель наддувочного воздуха, в то время как дополнительный насос обеспечивает водой масляный охладитель. В обоих случаях температура масла поддерживается термостатом на уровне 93 °С. Поскольку все низкокалорийные топлива содержат коррозионно-активные газы, то для двигателей, которые используют подобные топлива применяют термостаты с температурой до 110 °С. Это помогает предотвратить появление кислот, которые образуются в процессе горения топлива из конденсата, оседающего на деталях двигателя и на масле. В данном случае предусмотрен отдельный контур для охладителя наддувочного воздуха и маслоохладителя, которые включены по воде последовательно. Контур охлаждения воздухоохладителя и маслоохладителя оборудуется термостатом на максимальную температуру 54 °С.

4.2. Топливные системы и управление процессом сжигания топлива

Органы топливоподачи и смесеобразования

Упрощенная схема расположения органов воздухо- и топливоподачи и управления содержанием кислорода в выхлопных газах газового двигателя приведена на рис. 1.30. В газовых двигателях может быть осуществлено внешнее или внутреннее смесеобразование. К смесительным устройствам и газовым клапанам газообразное топливо подводится под давлением, величина которого определяется способом смесеобразования и схемой регулирования двигателя. Для двигателей с внешним смесеобразованием газ поступает к смесительным устройствам под давлением, возможно близким к атмосферному, чем предотвращается утечка газа во внешнюю среду и проникновение воздуха в газопровод. В двигателях с турбонаддувом смесительное устройство располагают в воздуховоде перед входом в компрессор турбонагнетателя, а при внутреннем смесеобразовании и расположении топливного клапана непосредственно в зоне впускных клапанов давление газа должно несколько превышать давление наддува. Для поддержания постоянного давления перед смесительными органами двигателя устанавливают регулятор давления газа, который автоматически поддерживает заданное давление независимо от потребления газа двигателем.

Смесеобразование осуществляется в газовоздушном смесителе или смесительном клапане, назначение которых состоит в тщательном перемешивании

газа и воздуха в определенной пропорции. Смесительные устройства обычно выполняют функции органов регулирования двигателя. Количество горючей смеси, поступающей в цилиндры при различных режимах работы двигателя, и соотношение в ней газа и воздуха (качество смеси) регулируются специальными устройствами. Для лучшего перемешивания газа с воздухом и получения более равномерного состава смеси в цилиндрах в некоторых конструкциях газосмесительных устройств газовый поток разделяют на отдельные струи.

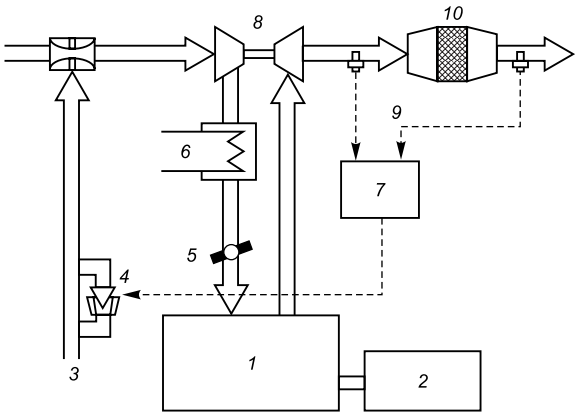


Рис. 1.30. Схема подачи воздуха, топлива и расположение конвертора в выхлопной трубе газового двигателя:
1 – газовый двигатель; *2* – генератор; *3* – природный газ; *4* – байпасный клапан; *5* – дроссельный клапан; *6* – промежуточный радиатор; *7* – контроллер; *8* – турбокомпрессор; *9* – сенсор; *10* – тройной катализатор.

Для обеспечения постоянной мощности необходимо, чтобы в двигатель подавалось требуемое количество энергии с топливом, смешанным с воздухом в соответствующей пропорции. Фирма MWM разработала газовоздушный мультисмеситель и систему регулирования температуры в камере сгорания для поддержания необходимого значения α. Газовый смеситель получает соответствующие сигналы от электронного управляющего блока. Необходимый расход газа устанавливается смесительным устройством, управляемым сервоприводом. В основу конструкции смесителя положена трубка Вентури. Воздух поступает вначале в конфузор, а затем протекает через диффузор, где скорость потока снижается с малыми потерями. В конфузоре создается разрежение, и в поток через отверстия (щель) поступает газообразное топливо (рис. 1.31).

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

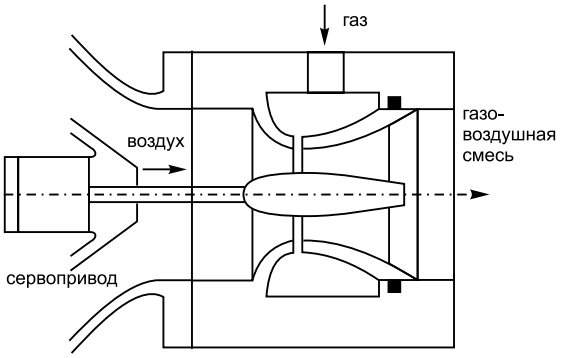


Рис. 1.31. Смесительное устройство фирмы MWM.

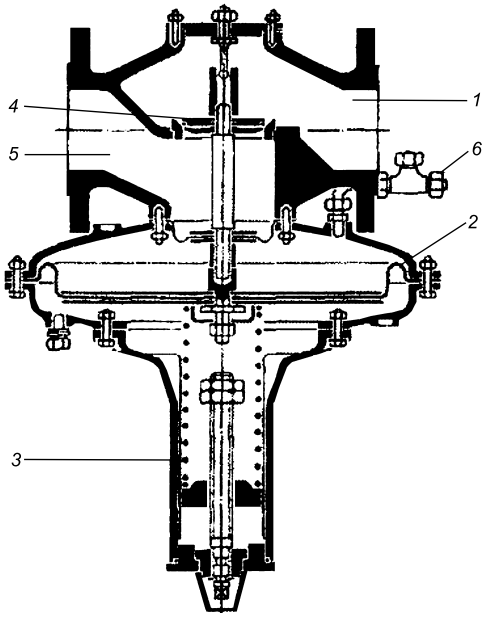


Рис. 1.32. Регулятор «нуль-давления»:
1 – выходное давление; *2* – диафрагма; *3* – регулировочная пружина; *4* – клапан; *5* – входное давление; *6* – давление в подводящей магистрали.

изменением мощности двигателя. Регулирование требуемого коэффициента избытка воздуха производится посредством приводимого от двигателя клапана в системе подачи газа (α-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. 1.32.

В топливной системе предусмотрены блок понижения давления газа, если оно превышает 10 кПа, отсечной клапан безопасности и сбросной клапан избыточного давления, открывающийся в атмосферу. Управляющие команды на образование смеси газ–воздух поступают из главной системы управления (ГСУ) двигателем *10*, рис. 1.33. Кроме того, эта система оптимизирует КПД двигателя, в том числе при неблагоприятных условиях работы, обеспечивает вредные выбросы в выхлопе ниже допускаемых норм и индивидуальный контроль каждого цилиндра.

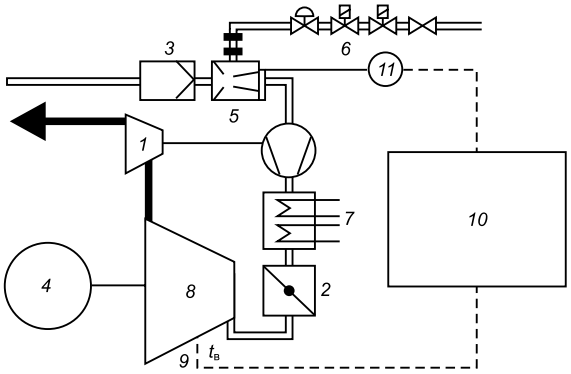


Рис. 1.33. Схема регулирования состава газовоздушной смеси и подачи ее в двигатель:
1 – турбокомпрессор; *2* – дроссельная заслонка; *3* – воздушный фильтр; *4* – генератор; *5* – смеситель газ/воздух; *6* – участок газорегуляции; *7* – охладитель топливной смеси; *8* – газовый двигатель; *9* – температура в камере сгорания; *10* – система управления Deutz TEM; *11* – сервопривод.

В конструкции некоторых газовых двигателей, в частности, в малооборотных судовых двигателях большой мощности, применяется внутреннее смесеобразование путем впрыска газа в цилиндр под высоким давлением. Компанией Mitsui в начале 1994 г. был выпущен двигатель типа 12K80MC-GI мощностью 40 МВт и частотой вращения 100 об/мин, в котором газ впрыскивался в цилиндры под дав-

лением 25–30 МПа и воспламенялся от запальной дозы инжектируемого дизельного топлива (газодизельный цикл). Применение системы впрыска газа при высоком давлении позволило получить эффективный КПД газового двигателя на уровне дизеля (примерно 53 %), а также устранить появление детонации.

В газовых двигателях средней и большой мощности необходимо перемешивать значительные объемы газа и воздуха. При использовании одного газового смесителя для питания многоцилиндрового двигателя трудно сохранить одинаковое наполнение цилиндров из-за различных сопротивлений при впуске, а также одинаковый состав смеси вследствие изменения сопротивления во впускном трубопроводе. Нагрузка по цилиндрам двигателя в этом случае распределяется неравномерно. Для более равномерного распределения нагрузки по цилиндрам уменьшают объем горючей смеси, приближая смесительные устройства к впускным клапанам двигателя. Поэтому для многоцилиндровых двигателей средней и большой мощности применяют специальные клапаны-смесители, устанавливаемые на каждый цилиндр отдельно. Различают клапаны-смесители с электронным или механическим управлением.

Инжекторный электронно-управляемый клапан в газовом двигателе фирмы Mitsui запускается от сигнала ГСУ в момент закрытия выпускного клапана, чтобы предотвратить попадание топливного газа из цилиндра в выхлопную трубу в стадии перекрытия впускного/выпускного клапанов. Таким образом, осуществляется впрыск необходимого количества топливного газа для смешивания с всасываемым воздухом. Благодаря системе управления появляется возможность регулировать время и количество впрыскиваемого топлива в соответствии с нагрузкой двигателя.

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, характеризируемая коэффициентом избытка воздуха. 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. Газовые двигатели могут использовать различные технологии сжигания с использованием бедной смеси, со стехиометрическим составом 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.

Управление процессом сгорания в неразделенной камере сгорания

Различают неразделенные и разделенные (с форкамерой) камеры сгорания в цилиндрах газовых двигателей. Компании Jenbacher, MWM и др. применяют технологию сжигания обедненной смеси в цилиндрах с одной неразделенной камерой сгорания. Основным методом, используемым с целью уменьшения температуры горения топлива и обеспечения полноты его сгорания, является изменение отношения воздух/топливо, т. е. управление качеством рабочей смеси. 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 турбонаддувом. Однако, высокий избыток воздуха, необходимый для снижения выхода NO_x, снижает температуру горения и КПД двигателя. При этом возрастают выбросы CO и несгоревших углеводородов.

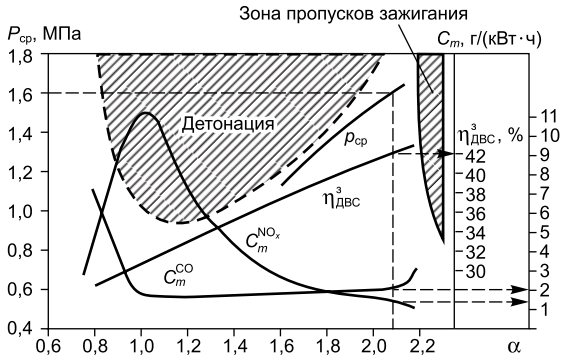


Рис. 1.34. Зависимость характеристик горения от коэффициента избытка воздуха.

Управление сгоранием топливовоздушной смеси производится в рабочем диапазоне α, ограниченном с одной стороны возможным пределом сгорающих масс компонентов, и с другой – нормой NO_x (так называемое «рабочее окно» по коэффициенту избытка воздуха). Как видно из рис. 1.34, эмиссия NO_x максимальна при $\alpha = 1{,}1$. 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 высоких 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.

Управление процессом сгорания в разделенных (с форкамерой) камерах сгорания

В газовых двигателях возможен также способ зажигания обедненной топливовоздушной смеси посредством форкамеры с расположенной в ней свечой зажигания. В этом способе форкамера является источником энергии зажигания основного топливного заряда и одним из важнейших компонентов газового двигателя. Обедненная топливная смесь из цилиндра частично проталкивается в форкамеру при такте сжатия. Топливный газ подается в форкамеру через топливный клапан, приводимый в движение от кулачков распределительного вала, при этом в форкамере обеспечивается примерно стехиометрический состав смеси. После воспламенения смеси в форкамере 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 создавать большого количества NO_x, с другой – достаточно большой для обеспечения быстрого и надежного воспла-

менения основного заряда топлива. 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 специальная электронная система управления, которая путем оптимизации экономичности и выбросов удерживает непрерывно параметры двигателя в рабочем окне при всех условиях нагрузки.

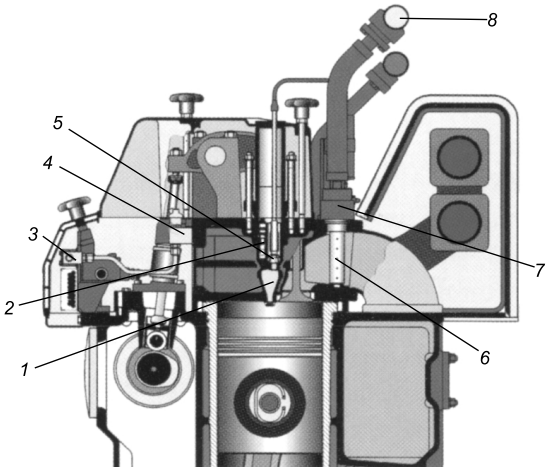


Рис. 1.35. Конструктивная схема топливоподачи и форкамерного зажигания двигателей Wärtsilä:
1 – форкамера; *2* – обратный клапан; *3* – трубопровод форкамерного газа; *4* – контрольный клапан форкамеры; *5* – свеча зажигания форкамерного газа; *6* – газосмешивающее устройство; *7* – клапан топливного газа; *8* – газораспределительный коллектор.

Пример конструктивного исполнения форкамерного зажигания на двигателях Wärtsilä показан на рис. 1.35.

Катушка зажигания расположена на крышке цилиндра поблизости 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. Форкамерный процесс зажигания 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 Wärtsilä используется клапан байпасирования турбонагнетателя по выхлопным газам, что позволяет регулировать отношение топливо/воздух в необходимом диапазоне при различных условиях эксплуатации и нагрузках двигателя.

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 ($\alpha = 0{,}9 \div 1{,}0$). Это реализуется с помощью датчика кислорода, устанавливаемого в потоке выхлопных газов, рис. 1.36.

Дроссель в линии подачи газообразного топлива управляется сигналом датчика кислорода, а содержание O_2 устанавливается таким, чтобы обеспечить необходимый коэффициент избытка воздуха при всех режимах работы двигателя, благодаря чему уровни эмиссии находятся в допустимых пределах. В эксплуатации качество смеси контролируется датчиком кислорода и температурой выхлопных газов. Система регулирования настраивается на определенную ширину окна избытка воздуха. Двигатель использует сигнал от датчика O_2, т. к. нет прямого и достаточно точного промышленного метода измерения низких концентраций NO_x и CO в выхлопных газах. При наличии систем мониторинга двигателей, возможно обеспечить оптимальные рабочие условия для каталитического преобразования.

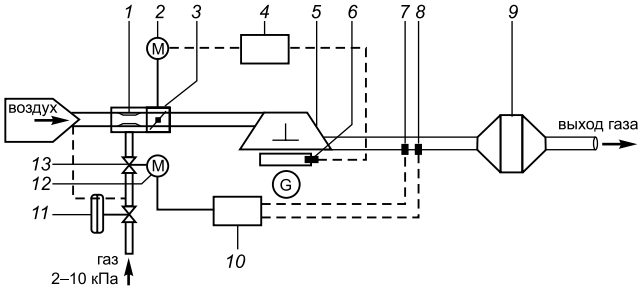


Рис. 1.36. Схема контроля смесеобразования и скорости вращения двигателя при технологии сгорания $\alpha = 1$:
1 – смеситель; *2* – привод; *3* – дроссель; *4* – регулятор скорости; *5* – газовый двигатель; *6* – датчик оборотов; *7* – α-сенсор; *8* – термоэлемент; *9* – каталитический конвертор; *10* – модуль контроля α; *11* – регулятор давления газа; *12* – регулятор мотора; *13* – α-клапан.

Смесеобразование и воспламенение топлива в 2-топливных (газодизельных) двигателях

На газовом топливе двигатель работает по принципу сжигания обедненной топливовоздушной смеси, в которой количество воздуха примерно в 2 раза больше, чем требуется для полного сжигания топлива (концентрация топливного газа 4,7 %). Зажигание смеси производится запальной дозой дизельного топлива (пилотное зажигание). Для этого вначале специальный блок микроинжекции подает в цилиндр небольшой заряд жидкого топлива, чтобы инициировать зажигание газовой смеси, а затем подается основное газовое топливо. В результате достигается значительная экономия топлива и снижение эмиссии благодаря более низкой температуре горения.

Система факельного зажигания с прямым впрыском

В 2-топливных двигателях фирмы Mitsui система пилотного зажигания работает следующим образом. Благодаря системе подачи топлива Common Rail, где впрыск регулируется с помощью электромагнитного впускного/выпускного клапана, запальное дизельное топливо впрыскивается непосред-

ственно в цилиндр для воспламенения топливовоздушной смеси (рис. 1.37). В ходе изучения процесса воспламенения и горения обедненной смеси был разработан небольшой экспериментальный двигатель (диаметр цилиндра 96 мм, ход поршня 108 мм, частота вращения 1000 об/мин) для визуального отображения стадий горения с помощью высокоскоростной съемки. Сначала происходит возгорание дизтоплива (угол поворота вала 1,2°), впрыскиваемого через четыре распылительные форсунки, затем производится впрыск топливовоздушной смеси, и начинается распространение горения (угол 2,6–23,8°). Благодаря системе прямого впрыска, газопоршневой двигатель, как и дизельный, может запускаться только на жидком топливе. В отличие от двигателя с форкамерой, в данном случае не требуется применения специальных зажигающих устройств, таких как запальная свеча и/или свеча предпускового подогрева. Конструкция головки цилиндра такого двигателя более простая, чем в двигателе с форкамерой, а камера сгорания характеризуется более высокой надежностью. Характеристики процесса воспламенения значительно лучше, чем в двигателе с искровым зажиганием, и сопоставимы с рабочими параметрами двигателя, оснащенного форкамерой. Стабильное возгорание топливовоздушной смеси обеспечивается в том случае, если при 100 %-й нагрузке содержание дизтоплива в требуемом объеме топлива будет менее 1 %.

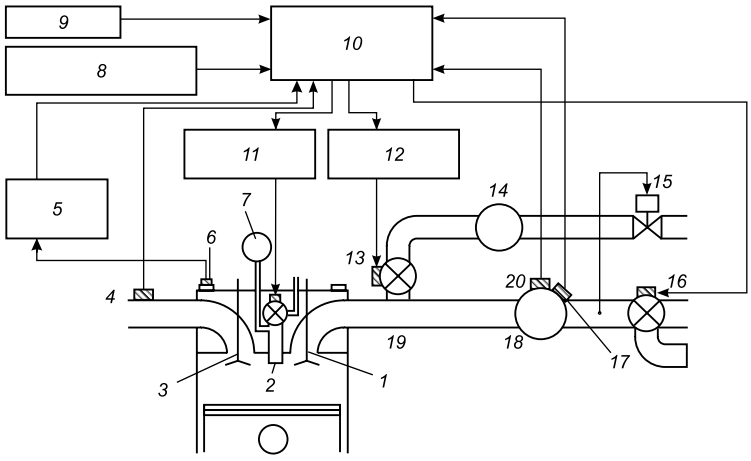


Рис. 1.37. Система управления двигателем Mitsui MD20G:
1 – всасывающий (впускной клапан); *2* – форсунка впрыска запального топлива; *3* – выпускной клапан; *4* – датчик температуры выхлопных газов; *5* – блок обнаружения неустойчивого горения; *6* – датчик детонационного горения; *7* – система подачи топлива Common Rail; *8* – угол поворота коленвала в верхней мертвой точке, частота вращения двигателя; *9* – выход генератора; *10* – блок управления; *11* – сигнал, подаваемый на клапан впрыска запального топлива; *12* – сигнал, подаваемый на клапан впрыска топливного газа; *13* – клапан впрыска топливного газа; *14* – топливный трубопровод; *15* – клапан давления топливного газа; *16* – клапан давления подаваемого воздуха; *17* – датчик давления подаваемого воздуха; *18* – приточная вентиляционная труба; *19* – всасывающий патрубок; *20* – датчик температуры подаваемого воздуха.

Для определения и регулирования процесса неустойчивого горения (детонация и пропуск зажигания) разработано специальное устройство *5*. В момент обнаружения детонации происходит задержка момента впрыска запального топлива в соответствующем цилиндре с учетом интенсивности детонации. Соответственно, при пропуске зажигания увеличивается количество впрыскиваемого в цилиндр запального топлива.

При пилотном зажигании процесс зажигания отличается высокой стабильностью, а энергия воспламенения составляет 800 Дж (против 0,1 Дж для искровой свечи зажигания). Немаловажным является также упрощение системы зажигания – не требуются высоковольтные трансформаторы, свечи и модуль управления электронным зажиганием.

В двигателе 32/40 DG фирмы Wärtsilä пилотное дизельное топливо впрыскивается в форкамеру, где воспламеняется от сжатия. Высокотемпературный поток продуктов сгорания надежно поджигает весьма обедненную смесь воздуха и газового топлива в основной камере сгорания.

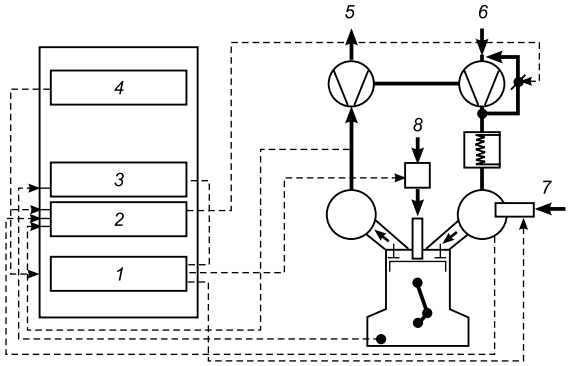


Рис. 1.38. Схема подачи пилотного и основного дизельного топлива от отдельных топливных насосов двигателя 32/40 DG:
1 – двухтопливный бокс; *2* – электронное регулирование состава топливной смеси; *3* – противодетонационный контроль; *4* – регулирование работы двигателя; *5* – выхлопные газы; *6* – воздух; *7* – природный газ; *8* – дизельное топливо.

В некоторых 2-топливных двигателях предусматривается работа либо на природном газе, либо на жидком топливе, причем переключение на другой вид топлива происходит автоматически без снижения мощности двигателя. Принципиальная схема подачи пилотного и основного дизельного топлива от отдельных топливных насосов при работе 2-топливного двигателя 32/40 DG в дизельном режиме показана на рис. 1.38. Ключевым элементом конструкции является специальная головка цилиндра с впускным газовым клапаном и сдвоенными инжекторами. Процесс сгорания управляется электронной системой.

Литература

1. Кириллин В. Л., Сычев В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.
2. Miller R. H. Supercharging and Internal Cooling Cycle for High Output // ASME Transactions. – Vol. 69. – 1947. – P. 453–457.
3. Белоусов Е. В., Чернявский В. В. Цикл Миллера и его реализация в судовых дизельных двигателях // Двигатели внутреннего сгорания. – № 1. – 2013.

4. Taylor C. F. The Internal Combustion Engyne in Theory and Practice, second ed., 1 and 2, M.I.T. Press / Taylor C. F. – Cambridge, MA, 1985.
5. Клименко В. Н., Мазур А. И., Сигал А. И. Когенерационные системы с тепловыми двигателями. Справочное пособие. Ч. 2. Газотурбинные когенерационные технологии. – К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2011. – 792 с.
6. Клименко В. Н., Мазур А. И., Сабашук П. П. Когенерационные системы с тепловыми двигателями. Справочное пособие. Ч. 1. Общие вопросы когенерационных систем. – К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2008. – 560 с.

Глава 2

ТЕХНИЧЕСКИЙ УРОВЕНЬ ГАЗОПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВЕДУЩИХ МИРОВЫХ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ

Первое десятилетие наступившего века отмечено существенным ростом строительства электростанций, укомплектованных генераторами, приводимыми поршневыми газовыми и дизельными двигателями. Указанный факт подтверждается статистикой заказов. Традиционно журнал Diesel & Turbine Worldwide публикует анализ распределения заказов на поршневые модульные электростанции по техническим характеристикам последних и частям света. В первой части настоящего справочного пособия были приведены соответствующие данные по состоянию на 2004 г. Прошедший всемирный финансовый кризис 2008–2010 гг. несколько изменил ситуацию на рынке энергетического оборудования, связанную как с объемом производства поршневых двигателей, так и с уменьшением количества фирм-производителей. Ниже дается описание результатов подобного анализа заказов, проведенного журналом в 2013 г.

Отмечается, что общее количество заказов на дизельные, двухтопливные и газовые двигатели в 2012 г. составило 31 696, что на 12 % меньше по сравнению с результатами прошлогоднего исследования при общей мощности двигателей 40 102 МВт (анализ не включает судовые двигатели). По сравнению с 2002–2003 гг. суммарная мощность заказанных двигателей увеличилась более чем в три раза. Большинство заказов (56 %) были в очередной раз в диапазоне мощностей от 0,5 до 1,0 МВт, и 35 % в диапазоне 1,01 до 2,00 МВт. В 2013 г. впервые заказы на двигатели, предназначенные для несения базовой (непрерывной) нагрузки (около 50 %), превысили число заказов на пиковые (1 %) или резервные (49 %) агрегаты, что связывают со структурными изменениями «в большой энергетике». На долю высокооборотных двигателей со скоростью вращения выше 1000 об/мин приходится 98 % заказов от общего количества заказов в 2012 г., при этом жидкое дизельное топливо продолжает оставаться приоритетным видом топлива в поршневых электростанциях – на нем работают 88 % дизельных двигателей. На природном газе работает 10 % двигателей.

В распределении заказов на поршневые двигатель-генераторы, как это видно из табл. 2.1, первые места занимают Северная Америка (19 %), Западная Европа (17 %), Ближний Восток (14 %), Центральная Азия (13 %) и Дальний Восток (12 %). Лидерство Северной Америки в этом списке связывают с т. н. «сланцевым бумом», который существенно снизил стоимость газового топлива.

Таблица 2.1

Распределение заказов на поршневые двигатель-генераторы в 2012 г

По основным характеристикам														
Диапазон мощности, МВт	**Кол-во заказов, шт.**	**Общая мощность двигателей, МВт**	**Режим работы**			**Скорость вращения, об/мин**				**Вид топлива**				
			Резервный	**Пиковый**	**Базовый**	**Ниже 300**	**300–600**	**720–1000**	**Более 1000**	**Дизельное**	**Мазуты**	**2-топливное**	**Жидкое биотопливо**	**Природный газ**
0,50–1,00	17 636	13 280	9425	220	7991	0	0	3	17 633	16 500	10	46	0	1080
1,01–2,00	11 125	16 097	4712	106	6307	0	0	116	11 009	9311	103	0	3	1708
2,01–3,50	2428	6035	1217	24	1187	0	0	9	2419	2087	5	0	2	334
3,51–5,00	129	546	33	0	96	0	5	52	72	25	9	0	4	91
5,01–7,50	83	473	28	10	45	0	0	27	56	54	14	0	0	15
7,51–10,00	178	1627	0	47	131	0	0	178	0	0	83	0	0	95
10,01–15,00	3	35	0	0	3	0	3	0	0	3	0	0	0	0
15,01–20,00	113	2009	0	0	113	0	113	0	0	0	11	65	0	37
20,01–30,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
30,01 и выше	1	0	0	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	0
Всего	**31 696**	**40 102**	**15 415**	**407**	**15 874**	**1**	**121**	**385**	**31 189**	**27 980**	**236**	**111**	**9**	**3360**

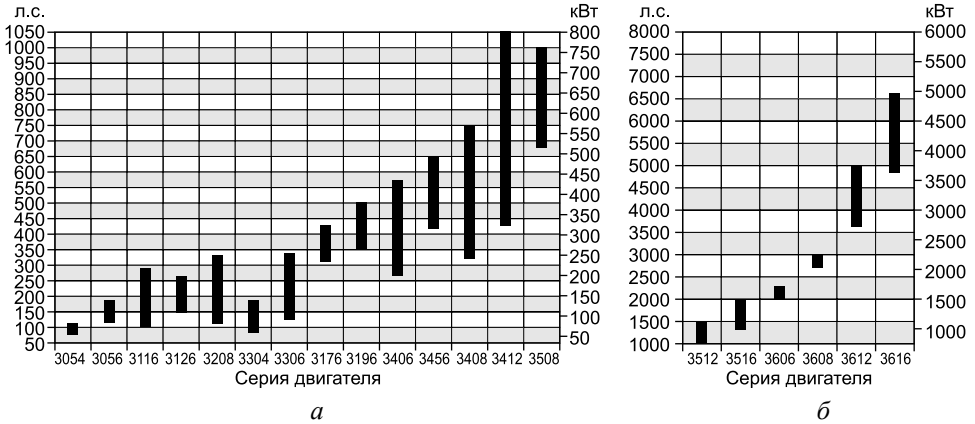
Окончание табл. 2.1.

По частям света											
Диапазон мощности, МВт	**Западная Европа**	**Восточная Европа и Россия**	**Средний Восток**	**Дальний Восток**	**Азия и Австралия**	**Центральная Азия**	**Северная Африка**	**Центр. и Южная Африка**	**Северная Америка**	**Центральная Америка**	**Южная Америка**
0,50–1,00	2655	879	2459	1567	979	3397	0	702	3160	846	992
1,01–2,00	2075	576	1644	1915	940	841	0	355	1986	196	597
2,01–3,50	455	75	136	267	260	80	5	52	946	40	112
3,51–5,00	50	15	20	7	4	5	8	10	5	2	3
5,01–7,50	1	3	38	4	1	5	10	6	9	3	3
7,51–10,00	3	0	51	2	22	6	12	41	1	2	38
10,01–15,00	0	0	0	0	0	0	0	3	0	0	0
15,01–20,00	0	22	38	0	10	0	0	8	22	2	11
20,01–30,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
30,01 и выше	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
Всего	**5239**	**1570**	**4386**	**3762**	**2216**	**4334**	**35**	**1177**	**6129**	**1092**	**1756**

Предметом рассмотрения данной книги являются газовые и 2-топливные двигатели, а также модульные электростанции на их основе. Технический уровень этих двигателей определяется их высокой эффективностью (электрический КПД 40–45 %), низкими уровнями выбросов NO_x (в соответствии с немецким стандартом TA-Luft и ½ TA-Luft), возможностью работы на различных видах газового топлива, а в ряде конструкций с автоматическим переходом на жидкое дизельное топливо, и высоким моторесурсом (~ 60–80 тыс. ч), характерным для лежащих в основе их конструкций дизельных двигателей аналогичной размерности. В связи с бурным развитием танкеров для перевозки сжиженного природного газа (LNG), ведущие производители судовых дизельных двигателей большой мощности (15–30 МВт) реализуют двухтопливную технологию, используя находящееся на борту газовое топливо. Для общего ознакомления в главе также описываются конструктивные особенности таких двигателей, которые уже находят применение и в стационарной электрогенерации с КПД порядка 50 %, а в электростанциях с парогазовым циклом – с электрическим КПД 55–66 %.

1. ГАЗОПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ CATERPILLAR

По производству газовых двигателей фирма Caterpillar занимает лидирующее место в мире. Фирма разработала свой первый газовый двигатель более 50 лет назад, совмещая качество конструкторских и производственных решений так, чтобы двигатель в равной степени обеспечивал высокие эксплуатационные характеристики и был экономичным в новом сегменте рынка промышленности. Спектр предлагаемых силовых установок включает в себя как моноблочные мотор-генераторы с газовыми двигателями единичной мощностью от 10 до 30 кВт и от 70 до 5900 кВт, так и агрегаты мощностью до 2 МВт (с газовыми двигателями серий G3300, G3400, G3500), которые могут поставляться в виде модульных когенерационных установок. Производственная линейка выпускаемых силовых машин представлена на рис. 2.1.



а *б*

Рис. 2.1. Мощностной ряд дизельных (*а*) и газовых (*б*) двигателей фирмы Caterpillar.

Электрический КПД высокооборотных газовых двигателей с турбонаддувом достигает 43 %. Перечень представленных на рынке газовых двигателей фирмы представлен в табл. 2.2. В обозначениях моделей двигателей индекс TA указывает на применение турбонагнетателя с охлаждением топливовоздушной смеси, индекс NA – двигатель с атмосферным всасыванием (без турбонаддува).

Таблица 2.2

Технические данные газопоршневых двигателей фирмы Caterpillar

Модель	Электрическая мощность, кВт	Тепловая мощность (утилизируемая), кВт	Расход топлива, МДж/кВт·ч	Расход топлива, $м^3$/ч
3306 NA	85	–	10,5	31,0
3306 TA	ПО	–	11,1	44,1
3406 NA	125	–	10,6	54,5
3406 TA	175	264	9,9	61,5
3408 NA	155	242	10,9	51,7
3408 TA	210	361	9,9	77,8
3412 NA	225	380	10,8	76,6
3412 TA	325	553	10,0	154,8
3508 TA	480	682	10,3	138,0
3512 TA	725	980	10,6	218,6
3516TA	975	1320	10,2	306,0
3524	1555	1960	10,6	463,0
3532	2080	2640	10,2	610,0
3612	2770	3013	9,2	756,0
3616	3385	3980	9,7	1005,0

Примечание: при теплотворной способности газа 35,64 МДж/$нм^3$.

В серии 3600 представлены наиболее мощные газовые двигатели; последняя модификация двигателя G3616 имеет максимальную тепловую мощность 3979 кВт при 1000 об/мин. Двигатель 4-тактный, 16-цилиндровый, V-образный, с турбонагнетателем и искровым форкамерным зажиганием, диаметр/ход поршня 300/300 мм, рабочий объем 340 л, степень сжатия 10,5:1, расход масла 0,1–0,5 г/кВт·ч. Общий вид двигателя показан на рис. 2.2, *б*.

Согласно существующему мировому тренду фирма Caterpillar разрабатывает газовые двигатели на базе дизельных двигателей, что обеспечивает более высокую надежность, меньшие эксплуатационные и ремонтные затраты и больший моторесурс. Основные компоненты, такие как блоки, коленчатые валы, головки блока, втулки цилиндров и шатуны, являются общими с компонентами дизельных двигателей Cat. Хотя выпуск двигателей с турбонаддувом и промежуточным охлаждением возрастает, многие заказчики по-прежнему выбирают двигатели без наддува из-за их надежности и низкой цены обслуживания. Энерго-

установки быстро реагируют на изменение электрической нагрузки, и уже через 1–3 минуты после запуска способны вырабатывать 100 % мощности. Двигатели рассчитаны на эксплуатацию до 8600 ч в год в режиме непрерывной работы. В конструкциях двигателей используется некоторые из наиболее передовых инженерных решений и технологий, например, системы электронного управления двигателем, гидроэлектронные насос-форсунки и эксклюзивные технологии для значительного снижения уровня выбросов в выхлопных газах. Токсичность выхлопа определенных газовых двигателей в настоящее время находится в границах, установленных наиболее строгим в мире советом стран и организаций, контролирующих качество воздуха. Достижение этого уровня характеристик требует обеднения смеси без снижения мощности. В систему электронного управления двигателем входят: блок электронного управления двигателем (БЭУД), основной и запасной датчики оборотов и синхронизации, датчики давления масла, температуры охлаждающей жидкости, температуры топлива, давления наддувочного воздуха, атмосферного давления и температуры воздуха на входе, положения топливной рейки.

Блок электронного управления двигателем, смонтированный на двигателе и представляющий собой самостоятельную единицу, содержащую в себе два микропроцессора для оптимизации быстродействия и надежности. Датчики на двигателе постоянно передают поток данных в БЭУД.

БЭУД контролирует и управляет всеми важными рабочими процессами, включая контроль частоты вращения, угла опережения впрыска и соотношения воздух/топливо; накапливает и хранит поступающую информацию, включая моточасы, расход топлива, коэффициент мощности и рабочие условия для последующего анализа. Встроенная диагностическая помощь указывает на проблемы двигателя и упрощает анализ его работы. Преимущества электронного управления: высокоточное регулирование частоты вращения, характеристика нарастания крутящего момента, контроль соотношения воздух–топливо для быстродействия и уменьшения выхлопа, автоматическая компенсация мощности в соответствии с высотой над уровнем моря и температурой топлива, автоматическая установка положения органа управления топливоподачей. Поэтому, электронные органы управления обеспечивают уровень эксплуатационных характеристик, мощности, экономичности и гибкости, недоступный для многих моделей с механическими органами управления. В настоящее время предлагается шесть моделей двигателей с электронным управлением для промышленного применения с широким диапазоном мощностей.

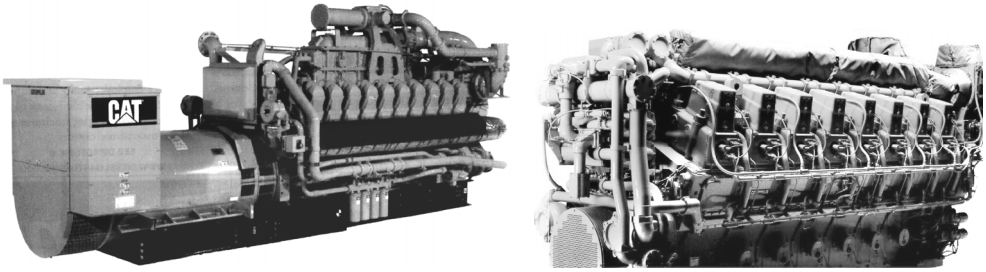
Среди конструктивных особенностей газовых двигателей мощностью до 1 МВт следует отметить разработки открытой камеры сгорания, охлаждаемой по внутреннему каналу, поршней с глубокой донной проточкой для ускорения сгорания обедненной смеси, кулачков коленвала с коротким перекрытием и системы впуска обедненной смеси. Это обеспечивает увеличение мощности при одновременном сохранении минимального уровня выбросов окислов азота. В крупных двигателях семейства G3600 кроме указанных новшеств, применено факельное зажигание с помощью оригинальной конструкции форкамеры, контролируемой электроникой для получения низкого уровня выбросов окислов азота.

Для газовых двигателей была создана специальная система электронного зажигания (EIS). Система EIS управляет такими ключевыми функциями, как

угол опережения зажигания, контроль детонации, переключение с одного вида топлива на другой и другими параметрами, позволяющими расширить рабочие возможности двигателя. Она также дает возможность диагностировать отдельные компоненты системы.

Семейство газовых двигателей G3500

Благодаря использованию передовых электронных систем управления совместно с новейшими технологиями в области производства газовых двигателей на фирме создали двигатель G3520C, наиболее полно отвечающий сегодняшним потребностям в высоком КПД и низком уровне токсичности выхлопа. Общий вид газового двигателя в составе генераторной установки показан на рис. 2.2, *а*. Двигатель G3520C расширяет мощностной ряд серии G3500, начатый в 80-х годах и насчитывающий в эксплуатации 9400 установок.



а *б*

Рис. 2.2. Общий вид 20-цилиндрового V-образного двигателя G3520C мощностью 2 МВт (*а*) и двигателя G3616 (*б*).

Основой всех двигателей, работающих на природном газе, является фирменная система сгорания. Модернизация механических и электронных систем двигателя позволяет более точно контролировать процесс впрыска топлива, температурный процесс сгорания, соотношение топлива и воздуха в топливной смеси.

Двигатель G3520C с объемом цилиндров 86 л предназначен для работы на природном газе и других газообразных топливах с метановым числом до 70 без снижения мощности двигателя; давление топливного газа от 3,5 до 35,0 кПа; неизменный для фирмы диаметр цилиндра 170 мм, ход поршня 190 мм. Использована новая конструкция открытой камеры сгорания (без форкамеры) с подачей газового топлива при низком давлении. Некоторые изменения внесены в рубашку охлаждения и охладитель надувочного воздуха. Поставляется также в виде когенерационного модуля для утилизации теплоты системы охлаждения и выхлопных газов, при этом мощность двигателя 2 МВт при 1500 об/мин. При установке радиаторной системы охлаждения мощность снижается на 50 кВт.

Конструктивно в двигателе G3520C улучшена головка цилиндра, увеличены впускные и выпускные системы, установлен топливный клапан новой конструкции и введен новый принцип регулирования соотношения топливо/воздух. Выбросы NO_x составляют 0,50–0,15 г/кВт·ч. Эффективное давление в цилиндрах – 1,92 МПа. КПД двигателя (механический) – 43,5 % при 1500 об/мин.

Специально разработана микропроцессорная система управления ADEM-III, контролирующая соотношение воздух/топливо и момент зажигания. Датчики детонации, установленные на каждом цилиндре, автоматически уменьшают опережение зажигания при наличии детонации рабочей смеси. Впускная система с пересекающимися потоками воздуха в охладителях наддувочного воздуха больших размеров, позволяет значительно охладить топливовоздушную смесь, повысив тем самым плотность топливного заряда и мощность двигателя. Ламинарное течение воздуха через цилиндры помогает эффективной очистке выхлопных газов, улучшая характеристики двигателя. Электронная система управления позволяет набирать и сбрасывать нагрузку без значительных изменений частоты вращения и напряжения генератора путем моментального регулирования состава топливовоздушной смеси. При снятии нагрузки система управления байпасирует часть сжатого воздуха после воздухоохладителя снова на вход турбонагнетателя, уменьшая, таким образом, заряд рабочей смеси, поступающей в цилиндры. Двигатель-генератор удовлетворяет стандартам ISO85285 по времени восстановления частоты и напряжения электрического тока при набросе нагрузки до 25 %. Низкие выбросы NO_x и низкая температура масла снижают нитрацию и окисление масла, увеличивая на 40–80 % интервал его замены.

Новшеством в моделях G3500 является алюминиевый поршень с глубоким днищем и охлаждающим каналом (рис. 2.3), а также система зажигания искрой высокой тепловой мощности. Кроме этого, охлаждаемые по всей длине втулки цилиндров, стальные вкладыши подшипников с алюминиевым напылением и свинцово-оловянным фрикционным слоем, пригодный для реставрации коленчатый вал с глубокой закалкой и кованные стальные шатуны. Распределительный вал имеет индивидуальные секции для каждого цилиндра с целью облегчения обслуживания. Клапаны и инжекторный насос приводятся в действие через регулируемые рычаги и точные кулачки с низким трением и износом. Крышки цилиндров имеют двустенную конструкцию для интенсивного охлаждения камеры сгорания и седел выхлопных клапанов, что обеспечивает низкие температурные напряжения и повышение надежности.

Спереди на двигателе установлен турбонагнетатель. В выхлопной системе встроен пламягаситель, выпускные трубопроводы неохлаждаемые, теплоизолированные. Главная особенность двигателя – единый клапан регулирования расхода топлива. Этот топливный клапан получает сигнал от управляющего электронного блока ADEM-III, определяющего необходимый расход топлива. Топливный клапан подключен в схему, определяющую отношение топливо/воздух.

Рис. 2.3. Общий вид поршня газового двигателя модели G3516.

Для двигателя разработан единый управляющий модуль AGEC, функциями которого являются: регулирование качества смеси (отношения топливо/воздух), контроль изохронности процессов, воспламенение с защитой от детонации и индивидуальное управление каждым цилиндром,

операции запуска/остановки двигателя. Модуль оснащен интерфейсом для дистанционного обзора данных. Индивидуальный мониторинг, тайминг-контроль цилиндров возможен благодаря использованию новых датчиков детонации (один датчик на два цилиндра), которые настраиваются на пик шума, вызванного только детонацией. Электронная схема контроля качества смеси является ключевым элементом в достижении 0,5 г/кВт·ч NO_x в выхлопных газах. Эта схема не имеет датчика кислорода, а использует существующие датчики давления и температуры всасываемого воздуха наряду с индикаторной диаграммой для определения необходимого количества топлива при заданной мощности двигателя. Система управления также учитывает влажность воздуха и его барометрическое давление.

Газовые двигатели с низкими выбросами NO_x

Для регионов с жесткими экологическими нормативами фирма разрабатывает двигатели с низкими выбросами NO_x на уровне 1,47 г/кВт·ч. Поршень двигателя представляет собой высокий стакан и рассчитан на степень сжатия 11:1. Большая камера сгорания по форме в виде чашки позволяет осуществить полное смешение и качественное сгорание топлива. Этот фактор и степень сжатия 11:1 позволяют достичь низкого потребления топлива. Масляные коридоры в поршне позволяют поддерживать охлажденными верхнюю зону поршня и область поршневых колец, позволяют контролировать количество отложений на поршне и снижают вероятность заклинивания двигателя после детонации рабочей смеси. Повышение температуры воздуха на входе в двигатель или изменение теплотворной способности топлива являются причинами появления детонации. Система электронного управления моментом зажигания измеряет уровни детонации и приводит в действие механизмы для защиты двигателя путем задержки зажигания смеси или останавливает двигатель. Топливная система низкого давления газового двигателя допускает его работу на газе с давлением 0,01 МПа.

Имеются также газовые двигатели, специально разработанные для работы на бедном газе теплотворной способностью 14,5–21,5 МДж/нм^3 (свалочный и канализационный газ). Для защиты двигателей от потенциальной коррозии при их работе на свалочном или канализационном газе разработаны специальные компоненты для головки цилиндров. Для продления срока службы масла была поднята температура воды в рубашке охлаждения до 110 °С, что предотвратило конденсацию кислот в цилиндрах двигателя. В состав оборудования газового двигателя с низким давлением топлива входит стойкий к коррозии охладитель наддувочного воздуха.

Для улучшения устойчивости работы двигателя на холостом ходу при использовании топливного газа высокого давления и при низких выбросах вредных веществ в его конструкцию добавлен контур стравливания воздуха. Этот контур позволяет отрегулировать качество смеси топливного газа с воздухом при работе на холостом ходу. Это выполняется путем установки воздушного канала между охладителем надувочного воздуха и впускным коллектором. При этом карбюратор байпасируется и свежий воздух проходит мимо него. На этой линии устанавливается клапан для управления подачей воздуха, чем изменяется отношение воздух/топливо. При высоких нагрузках на двигатель поток воздуха через контур стравливания незначительный по

сравнению с количеством воздуха, проходящим через главный регулирующий клапан. Количество воздуха, стравливаемого таким образом, является стандартным для всех двигателей высокого давления газа серии G3500 с низким уровнем выбросов вредных веществ.

Весьма важным для достижения оптимального потребления топлива является правильно настроенный выпускной тракт двигателя. Если противодавление в выпускном тракте очень велико при требуемой нагрузке, то двигатель должен производить большее давление на выхлопе, чем это требуется, т. е. потребляется больший расход топлива.

Семейство газовых двигателей G3500 имеет водоохлаждаемые настраиваемые выпускные коллекторы для различных давлений отработанных газов перед турбонагнетателем. Выпускной коллектор настраивается по максимальной нагрузке двигателя. В характеристиках для этого режима указываются значения давления воздуха на входе и на выходе из турбокомпрессора. Эти давления можно замерять в определенных точках впускного трубопровода: на штуцере вблизи дросселя для газового двигателя низкого давления и на штуцере у основания дросселя соответственно. Настройка выпускного коллектора должна согласовать измеренные давления с паспортными. Если измеренное давление слишком низкое, тогда поворотом регулировочного винта на выпускном коллекторе увеличивают это давление и наоборот. Такая же процедура настройки выпускного тракта двигателя выполняется и для учета высот над уровнем моря при любой нагрузке (вплоть до максимальной).

Газовые двигатели со степенью сжатия 8:1 с низким выбросом вредных веществ

Кроме двигателя с высокой степенью сжатия, фирма предлагает столь же экологически чистые двигатели со степенью сжатия 8:1, имеющие некоторые эксплуатационные преимущества. В частности, допускается работа с широким спектром газовых топлив, включая пропан. Предусмотрена система подачи топлива как с высоким давлением газа (от магистрали), так и низкого давления. Двигатель имеет поршни с коридорным масляным охлаждением и систему автоматического контроля момента зажигания.

Имеются два типа топливных систем – высокого и низкого давления газа. Двигатели с высоким давлением газа являются идеальными для энергоустановок, которые питаются газом с давлением 172–276 кПа. Эти двигатели имеют карбюратор, расположенный как можно ближе к головке цилиндра для улучшения характеристик двигателя (рис. 2.4). Такие двигатели менее дорогие, поскольку

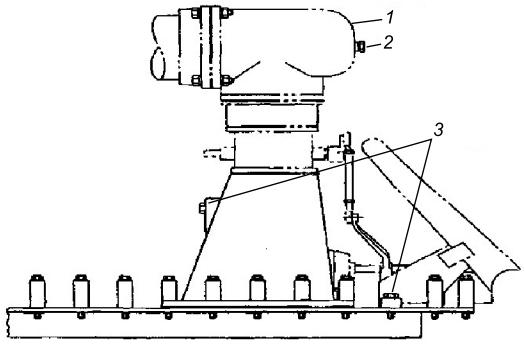


Рис. 2.4. Подача топлива в двигатель:
1 – карбюратор; *2* – отбор для повышения давления в газовом двигателе с низким давлением; *3* – наддув.

имеют меньшее число самих карбюраторов и регуляторов. Давление газа должно быть достаточно высоким для возможности преодоления давления наддувочного воздуха после нагнетателя.

Газовые двигатели с низким давлением газа разработаны специально для тех установок, где нет доступного источника газа высокого давления, или где нормативы запрещают использование газа высокого давления в зданиях и сооружениях. Рекомендуемые давления газа составляют 10–34 кПа. В то же время двигатели низкого давления имеют слегка замедленную реакцию на изменения в регулировании. В случае применения коррозионно-активных газов в двигателях низкого давления газа требуется установка коррозионностойких охладителей надувочного воздуха.

Некоторые сведения о работе регулировочных подсистем

Регулятор оборотов коленчатого вала 2301А как стандартное оборудование для всех генераторных установок типа G3500 является частотным электрическим изохорным прибором (с возможностью настройки), который управляет двигателем. Если данный регулятор используется на генераторной установке, работающей в параллель с сетью, то он может управлять работой газового двигателя только на фиксированной нагрузке. Он не может использоваться в том случае, если нагрузки у потребителя энергии покрываются и двигателем, и энергосетью. При параллельной работе с другими электрогенераторами переменного тока используют специально разработанный регулятор, обеспечивающий автоматическое и пропорциональное распределение нагрузок между параллельно включенными генераторами переменного тока, а также поддерживающий изохорную скорость групповых энергоустановок, или в тех случаях, когда установка работает в резервном режиме.

Электронная система зажигания (ЭСЗ) включает установленный на двигателе управляющий модуль, датчики частоты вращения коленчатого вала, давления воздуха во впускном трубопроводе (детонации) и трансформаторы. Они обеспечивают точное управление зажиганием в каждом цилиндре, защиту двигателя от детонации и расширенную диагностику двигателя. Модуль управления получает сигнал от датчиков и обеспечивает синхронизацию зажигания, питает энергией трансформаторы зажигания и обеспечивает диагностику системы. Провода системы зажигания проложены внутри остова двигателя вдоль распределительного вала.

Модуль управления соединен с индивидуальным для каждого цилиндра трансформатором системы зажигания, расположенным под клапанной крышкой. Датчики контроля за детонацией размещены по обе стороны блока цилиндров. Если эффект детонации зафиксирован, то модуль системы управления задерживает момент зажигания в соответствии с интенсивностью детонации. Если детонация не устраняется, момент зажигания задерживается еще более. В дальнейшем при невозможности откорректировать детонацию система зажигания пошлет сигнал для закрытия газового клапана, т. е. для остановки двигателя. Если же задержка по времени зажигания вывела двигатель из детонации, то момент зажигания будет медленно перемещаться в сторону первоначального положения. Это не будет происходить, если детонация

вновь начнет проявляться, т. е. на двигателе автоматически установится оптимальный расход топлива очень близко к точке начала детонации.

Все двигатели семейства G3500 оборудованы специальными высоковольтными свечами зажигания для увеличения срока службы. Электроды свечей имеют наконечники, сделанные из драгметаллов, что дает возможность свечам проработать 6 тыс. ч на двигателях с низким уровнем выбросов вредных веществ и 10 тыс. ч на стандартных двигателях. Срок службы свечей зажигания зависит от типа топлива, степени сжатия, нагрузки на двигатель, требуемого уровня выбросов. Расход топлива и устойчивость работы двигателя улучшены, поскольку электроды свечи более глубоко расположены в камере сгорания, чем на предыдущих моделях.

Системы охлаждения масла и воды рубашки охлаждения включены (по воде) параллельно и рассчитаны на максимальную температуру на выходе из двигателя 99 °С. Термостат, включенный в систему охлаждения, начинает открываться при 88 °С. Схема системы охлаждения представлена на рис. 2.5. Двигатель с охлаждением наддувочного воздуха комплектуется отдельным контуром охлаждения, в котором регулируется температура воды на входе в охладитель на уровне 32 °С (возможна также температура 54 °С). При высокотемпературном охлаждении маслоохладитель выделен в отдельный контур (вне контура воды рубашки охлаждения).

В комбинированной системе (при 2-х контурах) вспомогательный насос прокачивает воду последовательно через охладитель наддувочного воздуха, а затем через маслоохладитель. Такая система чаще всего используется в том случае, когда низкопотенциальное тепло маслоохладителя не может быть эффективно утилизировано. Если же это тепло утилизируется, то должны быть устроены отдельные контуры воздухоохладителя и маслоохладителя (3 контура). При трехконтурной системе охлаждения и при отдельном контуре воздухоохладителя маслоохладитель может быть выполнен с включением радиатора. Вспомогательный водяной насос питает водой охладитель наддувочного воздуха, в то время как дополнительный насос обеспечивает водой масляный охладитель. Этот дополнительный насос устанавливается на месте штатного насоса, обслуживающего рубашку охлаждения двигателя. В обоих случаях температура масла поддерживается термостатом на уровне 93 °С.

Для когенерационных систем температура воды на выходе из рубашки охлаждения двигателя должна быть не выше 127 °С. Поскольку все низкокалорий-

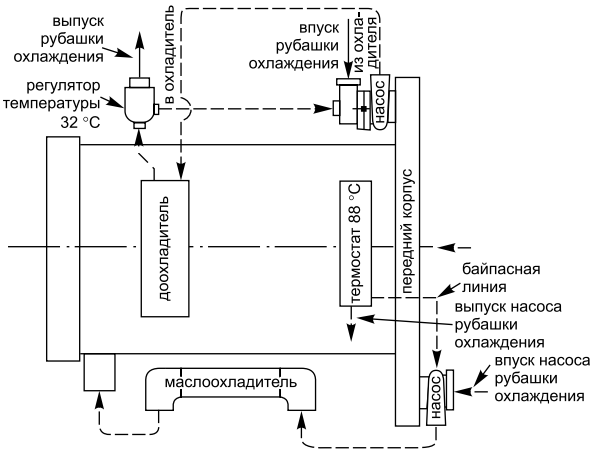


Рис. 2.5. Схема системы охлаждения двигателей серии G3500.

ные топлива содержат коррозионно-активные газы, то для двигателей, которые используют подобные топлива, применяют термостаты с температурой до 110 °С. Это помогает предотвратить появление кислот, которые образуются в процессе горения топлива из конденсата, оседающего на деталях двигателя и на масле. Что касается когенерационного «хвоста», то для двигателей, использующих низкокалорийные топлива, предусмотрен отдельный контур для охладителя наддувочного воздуха и маслоохладителя, которые включены по воде последовательно. Контур охлаждения воздухоохладителя и маслоохладителя оборудуется термостатом на максимальную температуру 54 °С.

Генераторная установка с двигателем G3516B

Показатели работы газовых двигателей зависят от модели двигателя, типа подачи воздуха, уровня выбросов вредных веществ и степени сжатия. Наибольший интерес представляют данные о выбросах вредных веществ, факторы работы системы подачи воздуха и топливной системы, данные о выбросах тепла, о расходах воздуха и выхлопных газов, а также данные о шуме. Важно отметить, что двигатели модели типа NA должны работать в продолжительном режиме на нагрузке 80 % и выше, а двигатели модели TA должны работать на 50 % нагрузки и выше. Ниже в качестве примера представлены подробные данные о параметрах и работе на частичных нагрузках газового двигателя G3516B в составе генераторной установки. Двигатель 16-цилиндровый с объемом цилиндров 69 л имеет мощность 1200 кВт при 1000 об/мин, степень сжатия 11,7:1. Двигатель снабжен всеми электронными системами управления описанными выше. Компоновочная схема оборудования, установленного на общей раме, показана на рис. 2.6. Габаритные размеры установки: длина – 4816 мм, ширина – 1756 мм, высота – 2361 мм; масса брутто – 12,81 т.

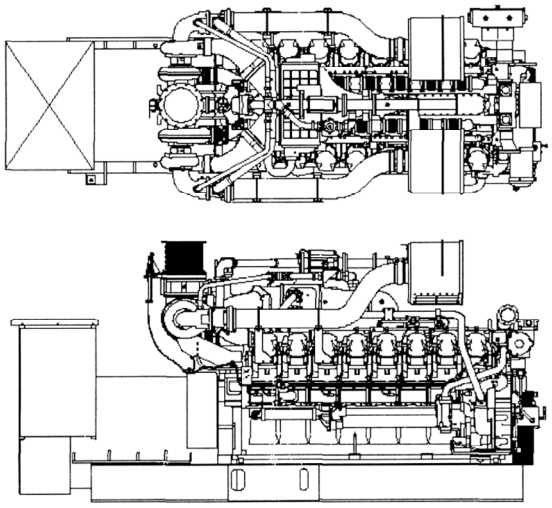


Рис. 2.6. Компоновочная схема двигателя в генераторной установке G3516B.

В табл. 2.3 представлены эксплуатационные и теплотехнические характеристики энергетической установки. Они включают данные о тепловом балансе двигателя, включая тепловые нагрузки охлаждающих систем двигателя и выхлопных газов. Данные о массовых и объемных расходах воздуха, топлива и выхлопных газов используются потребителем при определении мощности вентиляционных систем, диаметров газопроводов и размеров оборудования по отведению продуктов сгорания. Эти данные являются основанием для расчета компонентов при работе в режиме когенерации.

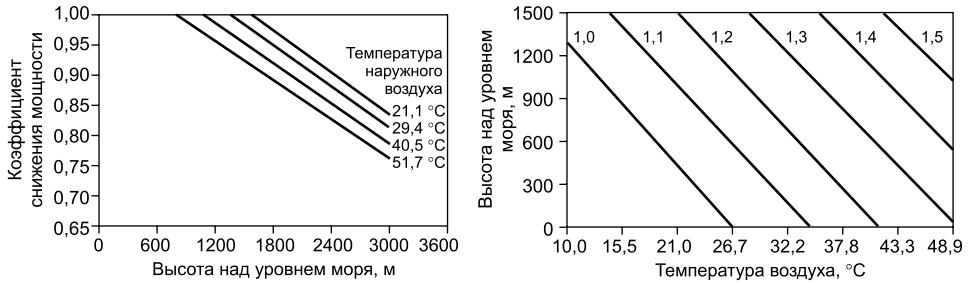
Кроме того, приводятся сведения о характеристиках двигателя на частичных нагрузках. Важным разделом таблицы является информация об уровнях выбросов токсичных веществ.

Таблица 2.3

Модульная электростанция с газовым двигателем G3516BLE

Показатели	**Величина**		
Мощность (мех.), кВт	1189		
Электрическая мощность при cos φ = 0,8, кВт	1145		
Номинальное напряжение, В	400		
Номинальная частота, Гц	50		
Максимальная температура на выходе рубашки охлаждения двигателя,°С	99		
Температура на входе 1-й ступени охладителя топливной смеси, °С	70		
Температура на входе 2-й ступени охладителя топливной смеси, °С	32		
Воздухозабор и газовыхлоп			
Воздушный поток на образование смеси, $нм^3$/мин	96		
Температура выхлопных газов, °С	485		
Объемный расход газовыхлопа, $нм^3$/мин	103		
Объем системы смазки, л	401		
Энергетический баланс при нагрузке, %	100	75	50
Расход топлива (включая нагрузку вентилятора), $нм^3$/ч	310	243	173
Потребление топлива, кВт	3140	2451	1740
Мощность на валу двигателя, кВт	1189	892	594
Теплоотдача в рубашку охлаждения, кВт	344	305	259
Теплоотдача в охладитель масла, кВт	128	113	97
Теплоотдача в охладитель смеси 1-й ступени наддува, кВт	138	59	1
Теплоотдача в охладитель смеси 2-й ступени наддува при 32 °С, кВт	123	94	63
Теплоотдача в выхлопные газы, кВт	1118	904	658
Теплоотдача в выхлопные газы при 120 °С, кВт	871	688	483
Тепловыделение в окружающую среду, кВт	100	84	67
Выбросы, г/кВт·ч: – NO_x – CO	 2,0 1,8	 5,0 1,8	 6,9 1,9
Несгоревшие углеводороды	6,0	5,0	5,0
Концентрация O_2 в выхлопных газах, %	8,8	8,0	6,8

Характеристики применимы при работе на природном газе с теплотворной способностью 33,5 МДж/нм^3. Взаимосвязь изменения высоты размещения двигателя над уровнем моря, температуры окружающей среды и величины теплосъема в промохладителе наддувочного воздуха представляется обычно в виде климатических характеристик; примеры таких характеристик для этого двигателя представлены на рис. 2.7.



а *б*

Рис. 2.7. Изменение коэффициента снижения мощности (*а*) и коэффициента возрастания теплосъема в охладителе надувочного воздуха (*б*) модели двигателя G3516 TA, 1000 об/мин.

Теплоотдача от наддувочного воздуха дана исходя из стандартных внешних условий, т. е. при 25 °С и 152 м над уровнем моря. Для поддержания постоянной температуры воздуха перед цилиндрами двигателя при росте температуры наружного воздуха необходимо произвести отвод дополнительного тепла. При росте высоты над уровнем моря турбонагнетатель должен работать в более форсированном режиме для компенсации снижения атмосферного давления. Как видно из рис. 2.7, *б*, с увеличением температуры наружного воздуха растет количество тепла, которое необходимо отвести от наддувочного воздуха в воздухоохладителе. Ошибка в учете этого фактора может вызвать детонацию рабочей смеси в двигателе и в дальнейшем привести к его аварийной остановке или к сбою в работе.

В табл. 2.4 приведены значения коэффициента снижения мощности двигателя и момента зажигания в зависимости от метанового числа газового топлива. Расход топлива уменьшается по мере снижения его метанового числа.

Таблица 2.4

Влияние метанового числа топлива на снижение мощности и момента зажигания (в град.) для газового двигателя G3516 TA (1000 об/мин; степень сжатия 9:1)

Метановое число топлива	<30	30	40	50	70	80
Коэффициент снижения мощности	0	0,65	0,65	0,9	1,0	1,0
Момент зажигания	–	16	17	18	20	22,5

Большинство типов сухого природного газа, отбираемого из газопроводов, имеют метановое число 67 и выше. Необходимо анализировать качество газа для определения процентного содержания каждого компонента для оценки метанового числа.

В табл. 2.3 приводятся уровни выбросов NO_x, CO, несгоревших углеводородов (HC) и содержание кислорода в выхлопных газах. Для большинства двигателей уровни выбросов вредных веществ не являются постоянными в пределах всего мощностного диапазона. Удельные выбросы NO_x имеют тенденцию к повышению при уменьшении нагрузки двигателя. Если двигатель будет постоянно работать с нагрузкой менее номинальной, то отношение воздух/топливо может быть настроено таким образом, чтобы содержание O_2 в выхлопных газах было доведено до требуемого уровня.

Номенклатура газовых электростанций фирмы Caterpillar с двигателями серий G3400, 3500, 3600 приведена в табл. 2.5. Они предназначены для производства электроэнергии, как в островном режиме, так и при параллельной работе с электрическими сетями.

Таблица 2.5

Технические данные газовых электростанций фирмы Caterpillar

Тип установки	Мощность, кВт			КПД, %		Мощность, кВт		Скорость об/мин
	Электрическая	Тепловая	Газ	Электрический	Тепловой	Двигателя	Охладит. смеси 2	
3616 TA	3884	4150	9630	40,3	43,1	3984	317	1000
3612 TA	2904	3148	7259	40,0	43,3	2979	234	1000
3532 TA	2090	2640	5486	38,1	48,1	2140	135	1500
3524 TA	1565	1960	4118	38,0	47,6	1606	102	1500
3516B TA	1180	1310	2946	40,1	44,5	1208	72	1500
3516 TA	1043	1320	2745	38,0	48,1	1070	65	1500
3512 TA	780	980	2064	37,8	47,5	803	51	1500
3508 TA	520	633	1362	38,2	46,5	535	32	1500
3412 TA	406	538	1102	36,8	48,8	419	23	1500
3408 TA	269	361	756	35,6	47,8	279	37	1500
3406 TA	199	270	563	35,4	47,8	206	28	1500

Классы 1 и 2 по ISO являются международными стандартами для оценки реакции генератора на изменение внешних условий. Внутри каждого класса требования подразделяются на стандарты для дизелей и газовых двигателей с искровым зажиганием. В табл. 2.6 приведены действующие стандарты ISO для двигателей с искровым зажиганием.

Таблица 2.6

Переходные характеристики двигатель-генераторов

Показатель	1 класс Е	2 класс Е
Время восстановления частоты, сек	10	5
Отклонение частоты	+18/–25 %	+12/–20 %
Отклонение частоты при ее восстановлении при 50 Гц в сети, Гц	±0,88	±0,5
Время восстановления напряжения, сек	10	6
Отклонения напряжения, %	+35/–25	+25/–20
Отклонения напряжения при его восстановлении, %	3,5	2
Отклонение частоты при постоянной нагрузке для двигателей G3500		
	Класс 1	**Класс 2**
Частота при 50 Гц в сети, Гц	±0,63	±0,38
Напряжение, %	±5	±2,5

2. ВЫСОКООБОРОТНЫЕ ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ CUMMINS

Известная американская фирма Cummins Power Generation имеет 60-летний опыт создания дизельных двигателей и собранных на их основе модульных электростанций в широком диапазоне мощности 39–1550 кВт. Для успешной конкуренции на мировом рынке энергооборудования фирма разработала и выпускает несколько моделей газовых двигателей в диапазоне мощностей, пользующихся наибольшим спросом.

В настоящие время обновлены двигатель-генераторные установки на основе газовых двигателей QSV81G (16 цилиндров) и QSV91G (18 цилиндров), работающие на бедной смеси. Выбросы двигателей отвечают нормам не более 0,7 ТА. При температуре выхлопных газов свыше 500 °С указанные электрические станции могут применяться в когенерационных установках (возможно с абсорбционными холодильниками для кондиционирования воздуха). Эти высокооборотные (1500 об/мин) газовые двигатели имеют мощность 1560 кВт при объеме цилиндров 81,44 л (QSV81G) и мощность 1750 кВт при объеме цилиндров 91,62 л (QSV91G). Оба двигателя выполнены с турбонаддувом и охладителями наддувочного воздуха; диаметр и ход поршня составляют 180 и 200 мм соответственно. Степень сжатия составляет 12:1. Газотопливные двигатели Cummins работают по технологии сжигания обедненной топливной смеси с применением высоковольтных катушек и свечей зажигания. Система зажигания позволяет менять энергию искры зажигания, для чего устанавливается диагностически-прогнозный модуль. Для этих двигателей разработана система управления «PowerCommand».

Электрогенератор фирмы Newage бесщеточный с самовозбуждением и защитой от короткого замыкания. Генерирующая установка в составе двигатель-

генератора смонтирована на общей раме и размещается в стандартном 12-метровом шумопоглощающем контейнере. Расположение радиатора и выхлопной системы на крыше контейнера позволило уменьшить на 30 % габариты по сравнению с малоскоростными двигателями эквивалентной мощности. Двигатели снабжены электронной системой управления PLC, контролирующей моменты зажигания, расход топлива и качество топливовоздушной смеси, наступление детонации. Возможна также установка на самом двигателе или дистанционно системы контроля показателей работы двигателя. 12 двигателей общей мощностью свыше 20 МВт установлены на заводе компании в штате Миннесота.

Краткие сведения о газовом двигателе KTA38GC для привода компрессора

Двенадцати цилиндровый V-образный двигатель, развивающий мощность 503 кВт при 1400 об/мин и 634 кВт при 1800 об/мин, показан на рис. 2.8.

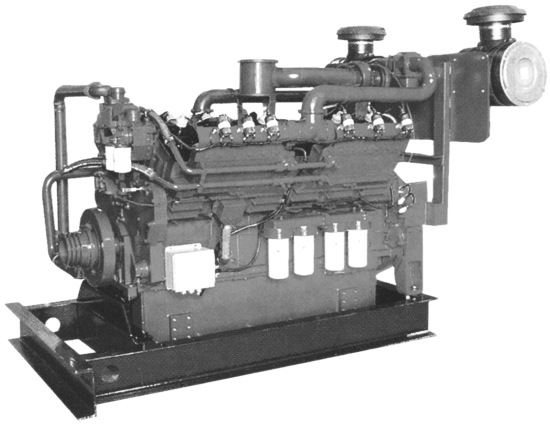


Рис. 2.8. Общий вид 12-цилиндрового V-образного двигателя серии KTA38GC для механического привода.

Поставляется в двух комплектациях – с чистым выхлопом и с установкой каталитического конвертера; полный диапазон допустимой нагрузки от 447 до 671 кВт. Применяется технология сжигания богатой смеси. Конструктивно в двигателе используется большое число узлов и деталей, традиционных для дизельных двигателей Cummins, таких как блок цилиндров, распредвалы, стяжные шпильки и др. Выхлопной коллектор охлаждаемый, масляный бак имеет емкость 242 л.

Продукция предприятия Cummins-Wärtsilä

В начале 1998 года фирма Cummins образовала совместное предприятие с корпорацией Wärtsilä на правах 50/50 для производства дизельных и газовых двигателей моделей CW200/220 и CW170/180. Мощности двигателей, совместно разработанных на предприятиях Cummins-Wärtsilä, варьируются от 0,6 МВт до 4,0 МВт. Модели CW170 и CW200 – дизельные двигатели, в то время как CW180 и CW220 – газовые двигатели с искровым зажиганием, спроектированные на базе дизелей моделей QSW и QSZ. Названия моделей двигателей включают начальные буквы названия фирм и диаметр поршня в миллиметрах. Газовый двигатель CW180 имеет открытую камеру сгорания (без форкамеры) и электронную систему искрового зажигания. Параметры двигателя: диаметр/ход поршня – 180/200 мм; объем цилиндра – 5 л; среднее эффективное давление – 1,39–1,45 МПа; скорость вращения коленчатого вала –

1200–1800 об/мин. На двигателях CW220 устанавливается форкамерное зажигание; диаметр/ход поршня – 220/240 мм; объем цилиндра – 9,12 л; среднее эффективное давление – 1,6 МПа; скорость вращения коленчатого вала – 1200–1500 об/мин. Параметры газовых двигателей Cummins-Wärtsilä приведены в табл. 2.7. Можно отметить, что 10 генераторных установок на базе двигателей CW220 установлены на заводах Peugeot во Франции для снабжения предприятия электричеством, паром и горячей водой.

Таблица 2.7

Технические данные газовых двигателей CW180 и CW220

Показатели	**CW180**			**CW220**	
Число цилиндров	12	16	18	12	18
Мощность эл., кВт	1000	1360	1520	2100	3200
КПД эл., %	37,4	37,5	37,5	41,2	41,4
Тепловой баланс:					
Мощность топлива, кВт	2671	3625	4051	5094	7738
Мощность мех., кВт	1036	1406	1572	2165	3289
Контур охлаждения ВТ: – температура воды на входе, °С – тоже на выходе, °С – расход воды, $м^3$/ч – тепловая мощность, кВт	 85,5 95 38 390	 85,0 95 50 530	 85,5 95 56 590	 84,0 95 65 760	 84,5 95 100 1155
Контур охлаждения НТ: – температура воды на входе, °С – тоже на выходе, °С – расход воды, $м^3$/ч – тепловая мощность, кВт	 40 46,0 29 190	 40 46,5 38 260	 40 46,0 43 290	 40 44,5 80 380	 40 44,5 120 575
Тепловая мощность выхлоп. газов (до 120 °С), кВт	780	1060	1185	1220	1855
Тепловая мощность выхлоп. газов (от 120 до 35 °С), кВт	155	215	235	370	565
Теплота несгоревших углеводородов в выхлопе, кВт	55	75	80	65	100
Излучение двигателя, кВт	65	78	99	134	200
Удельный расход топлива, кДж/кВт·ч: – при нагрузке 100 % – при нагрузке 75 % – при нагрузке 50 %	 9278 9326 10345	 9278 9326 10345	 9278 9326 10345	 8471 8780 9351	 8471 8780 9351
Выбросы NO_x, г/$нм^3$	<0,5	<0,5	<0,5	<0,5	<0,5
Выбросы CO, г/$нм^3$	<1,25	<1,25	<1,25	<1,0	<1,0
Расход воздуха на горение, кг/ч	5915	8030	8970	14320	21755
Расход выхлопных газов, кг/ч	6145	8340	9320	14760	22420
Температура выхлопа, °С	510	510	510	390	390

Окончание табл. 2.7.

Показатели	CW180			CW220	
Противодавление на выхлопе (макс.), кПа	5	5	5	5	5
Давление топливного газа (мин), МПа	0,02	0,02	0,02	0,35	0,35
Расход смазочного масла, л/ч	0,6	0,85	0,95	1,3	2,0
Габаритные размеры модуля, мм: – длина – высота – ширина	 5450 2350 1720	 5950 2350 1720	 6200 2350 1720	 6600 2350 1720	 7900 2350 1720
Масса с заправками, кг	16 000	19 500	21 000	23 500	32 000

Приведенные в табл. 2.7 данные относятся к следующим условиям: температура всасываемого воздуха 35 °С, высота 500 м над уровнем моря, метановое число топливного газа 80, температура охлаждающей воды на входе 40 °С. При отличии условий эксплуатации двигателей от указанных мощность снижается: на 0,4 % от номинальной на каждый градус температуры всасываемого воздуха до +50 °С; на 1,0 % от номинальной механической мощности при возрастании высоты (свыше 500 м) на каждые 100 м до 2000 м; минимальное метановое число – 72, снижение метанового числа на один пункт приводит к снижению мощности на 0,1 %. Снижение мощности двигателей на 10 % увеличивает удельный расход топливного газа на 2 % от номинального. Параметры двигателей указываются для низшей теплотворной способности природного газа 33,44 МДж/нм^3.

В связи с разрывом договорных отношений в 2010 г. деятельность совместного предприятия Cummins-Wärtsilä по производству газовых двигателей моделей CW была прекращена. В настоящее время участие фирмы Cummins на мировом рынке газовых двигателей и модульных электростанций на их основе ограничивается тремя сериями двигателей (работающих на обедненной смеси), указанными в табл. 2.8.

Таблица 2.8

Данные модульных электростанций фирмы Cummins с газовыми двигателями

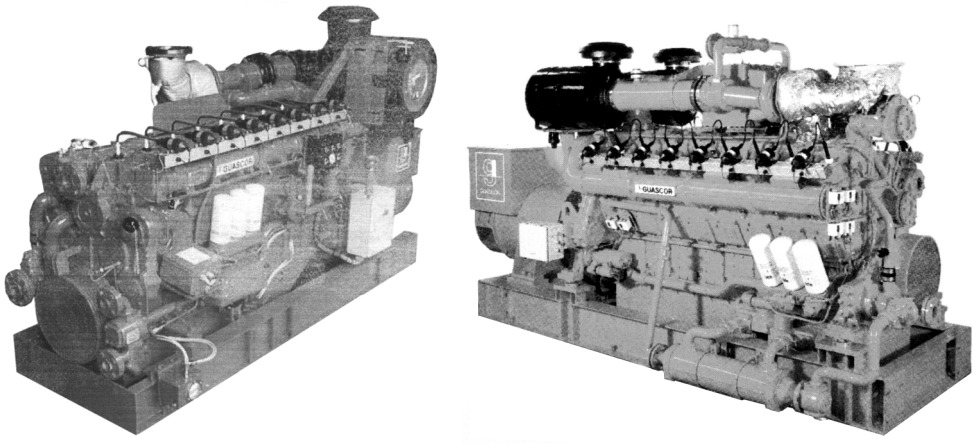
Показатели	Модель							
	315GFBE	**C995N5C**	**C1160N5C**	**C1200N5C**	**C1400N5C**	**C1540N5C**	**C1750N5C**	**C2000N5C**
Тип двигателя	QCK19G	QCK60G	QCK60G	QCK60G	QCV91G	QCV91G	QCV91G	QCV91G
Мощность, кВт	315	995	1160	1200	1400	1540	1750	2000

3. ДВИГАТЕЛИ КОМПАНИИ GUASCOR

Компания Guascor (Испания) производит газовые двигатели, работающие преимущественно на нетрадиционном газовом топливе. Двигатели серии SFGLD имеют электронную систему управления для контроля за качеством топлива и смесеобразования, обеспечивающую высокую эффективность при низких уровнях выбросов; мощностной ряд имеет диапазон от 300 до 1000 кВт. Наиболее мощным является 1 МВт 56-литровый, 16-цилиндровый двигатель модели SFGLD560.

Двигатели оборудованы микропроцессорной системой подачи топлива с электронно-управляемым клапаном и электронной системой зажигания. Исходные сигналы для системы управления выдают датчики температуры окружающей среды, топлива, разрежения и температуры потока во впускном коллекторе. Двигатели этой серии изготавливаются с двумя разными степенями сжатия (9,3:1 и 11,8:1) для возможности эффективной работы в широком диапазоне качества газового топлива с метановым числом не менее 70. Аэродинамика всасываемого в цилиндр воздуха была улучшена особенно в зоне 30 градусов поворота коленчатого вала до НМТ путем установки поршня специальной конструкции (TriFlo). Сферообразная форма головки поршня позволила расширить «рабочее окно» по составу топливовоздушной смеси до коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1{,}7$ при среднем эффективном давлении 1,4 МПа без снижения КПД двигателя и увеличения уровня выбросов. Механический КПД двигателя составляет 41 % и может изменяться в зависимости от вида топлива и области применения.

Производственная программа фирмы Guascor включает выпуск двигателей различной конфигурации, от 18-литрового шести цилиндрового рядного двигателя до 56-литрового шестнадцати цилиндрового V-образного; все они могут работать с синхронными генераторами переменного тока частотой 50 или 60 Гц. Общий вид двух из них показан на рис. 2.9.



а *б*

Рис. 2.9. Общий вид 8-цилиндрового рядного двигателя SFGLD240 мощностью 419 кВт (*а*) и 16-цилиндрового V-образного двигателя SFGLD560 мощностью 985 кВт (*б*).

Технические данные двигателей при 1500 об/мин и модульных электростанций на их основе приведены в табл. 2.9 при работе на природном газе и биогазе. Уровни выбросов NO_x для всех двигателей составляют менее 500 мг/нм^3 (сухих газов при 5 % O_2). Температура наддувочного воздуха после промохладителя составляет 25 °С.

Таблица 2.9

Технические данные газовых двигателей в составе модульных электростанций фирмы Guascor

Показатели	Модели двигателей							
	SFGLD 180	**SFGLD 240**	**SFGLD 360**	**SFGLD 480**	**SFGLD 560**	**SFGM 560**	**HGM 240**	**HGM 560**
Топливо – природный газ								
Среднее эффективное давление, МПа	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,5	1,74	1,76
Температура выхлопа, °С	372	376	370	378	380	496	461	416
Расход выхлопных газов, кг/ч	1638	2155	3307	4317	5086	5173	2203	6041
Расход воздуха на горение, кг/ч	1581	2078	3191	4163	4906	4983	2118	5839
Тип выпускного коллектора	влажный	влажный	влажный	влажный	влажный	сухой	сухой	сухой
Число ступеней промохладителя	1	1	2	2	2	2	1	2
Диаметр/ход поршня, мм	152/165	152/165	152/165	152/165	160/175	160/175	152/165	160/175
Рабочий объем двигателя, л	18,0	24,0	35,9	47,9	56,3	56,3	24,0	56,3
Кол-во цилиндров	6	8	12	16	16	16	8	16
Степень сжатия	11,8	11,8	11,8	11,8	11,7	12,0	12,0	12,0
Скорость поршня, м/с	8,3	8,3	8,3	8,3	8,8	8,8	8,3	8,8
Объем смазочного масла, л	70	95	150	195	232	232	170	400
Уд. расход масла, г/кВт·ч	0,35	0,35	0,35	0,35	0,20	0,20	0,35	0,20
КПД эл. генератора, %	96,4	96,6	96,7	97,0	97,2	97,2	96,6	97,1

Продолжение табл. 2.9.

Показатели	Модели двигателей							
	SFGLD 180	**SFGLD 240**	**SFGLD 360**	**SFGLD 480**	**SFGLD 560**	**SFGM 560**	**HGM 240**	**HGM 560**
Составляющие теплового баланса, кВт:								
– мощность мех.	315	419	630	838	985	1055	520	1240
– мощность эл.	304	405	609	813	957	1025	502	1204
– мощность топлива	778	1053	1570	2097	2456	2587	1172	2864
– высокотемпературный теплообменник	191	265	449	604	709	524	243	556
– низкотемпературный теплообменник	74	106	99	135	150	179	75	250
– теплота выхлопных газов при охлаждении до 120°	132	177	264	356	423	622	240	572
– излучение двигателя	16	21	27	33	35	50	27	63
– то же, электрогенератора	11	14	21	25	28	30	18	36
КПД мех., %	40,5	39,8	40,1	40,0	40,1	40,8	44,4	43,3
КПД эл., %	39,0	38,4	38,8	38,8	39,0	39,6	42,9	42,0
КПД теплоутилизации, %	51,0	52,0	51,7	52,2	52,2	51,2	47,6	48,1
Кит, %	90,1	90,5	90,5	91,0	91,2	90,9	90,5	90,2
Топливо – биогаз								
Мощность мех., кВт	315	419	630	838	985	1055	520	1240
Расход выхлопных газов, кг/ч	1660	2190	3345	4400	5099	5272	2056	5679
Расход воздуха на горение, кг/ч	1517	1997	3057	4014	4646	4795	2056	5679
Мощность топлива, кВт	781	1056	1573	2104	2466	2603	1177	2922
КПД мех., %	40,3	39,7	40,1	39,8	39,9	40,5	44,2	42,4
КПД эл., %	38,9	38,3	38,7	38,6	38,8	39,4	47,5	48,9
КПД теплоутилизации, %	51,1	51,8	51,6	52,2	52,3	51,3	47,5	48,9

Окончание табл. 2.9.

Показатели	Модели двигателей							
	SFGLD 180	**SFGLD 240**	**SFGLD 360**	**SFGLD 480**	**SFGLD 560**	**SFGM 560**	**HGM 240**	**HGM 560**
Кит, %	90,0	90,1	90,3	90,9	91,1	90,7	90,2	90,1
Габаритные размеры, мм:								
– длина	2942	3452	3966	4637	4584	4584	3920	5648
– ширина	1369	1369	1735	1746	1736	1736	2033	1848
– высота	2065	2065	2433	2433	2475	2475	1583	2319
Сухой вес, кг	4060	4900	7230	9000	9300	9300	5670	11735

Потребитель может приобрести собственно двигатель как привод, модуль двигатель-генератора и пэкедж заводской сборки. Компания производит также газовые двигатели, работающие с переменной скоростью вращения для привода винтовых газовых компрессоров, насосов, воздуходувок и т. п. Скоростные характеристики в виде зависимостей мощности и КПД двигателей от скорости вращения коленвала представлены в табличном виде (табл. 2.10) для относительного изменения этих параметров при 1200 и 1800 об/мин: $\delta_N = 100 \cdot (N - N_{1500})/N_{1500}$, %; $\delta_\eta = 100 \cdot (\eta - \eta_{1500})/\eta_{1500}$, %. Реперными значениями N_{1500} и η_{1500} приняты величины указанные в табл. 2.9 для двигателей при 1500 об/мин.

Таблица 2.10

Относительные изменения механической мощности и эффективного КПД двигателей при 1200 и 1800 об/мин

Показатель, %	Модели двигателей					
	SFGLD 180	**SFGLD 240**	**SFGLD 360**	**SFGLD 480**	**SFGLD 560**	**HGM 240**
N = 1200 об/мин						
δ_N	–28,0	–29,1	–20,1	–20,2	–20,0	–16,1
δ_η	0,7	–1,5	0,99	–2,5	1,5	–3,1
N = 1800 об/мин						
δ_N	26,1	26,2	28,1	25,9	28,3	22,9
δ_η	3,5	2,9	2,6	2,9	2,05	2,4

4. ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ GE ENERGY JENBACHER

Известная в Европе компания Jenbacher (Австрия) производит газопоршневые двигатели и комплексные когенерационные установки на их базе примерно с середины XX века. Отличительным подходом в конструировании

двигателей является то, что их разработка проводилась «с чистого листа», т. е. не следуя установившимся традициям переделки дизельных двигателей, как это делали многие другие компании. В начале 90-х годов производственные мощности позволяли выпускать в среднем 100 газовых двигателей за год, в 2000 г. уже около 460. При этом средняя единичная мощность выпускаемых двигателей возросла от 400 кВт до 1300 кВт.

С маркой Jenbacher выпускаются агрегаты пяти модельных рядов: 1, 2, 3, 4 и 6. Различие между рядами можно усматривать в величине общего рабочего объема цилиндров – от нее зависят и номинальные мощности, и, естественно, габариты и массы агрегатов. Первая цифра в обозначении типа – номер модельного ряда, две остальные – количество цилиндров.

В целях более успешной конкуренции на рынке энергооборудования в рассматриваемой области некоторые компании заключают партнерские соглашения и создают совместные предприятия. В их числе крупнейший производитель газовых турбин GE Power Systems (США) (GEPS), который выходит на рынок электроустановок с поршневыми двигателями. В 1999 г. GEPS заключила соглашение с компанией Jenbacher по использованию двигателей для агрегатированных установок электро- и теплоснабжения. Фирма поставляет газовые двигатели Jenbacher в Северную Америку, при этом, собственно, фирма Jenbacher концентрирует усилия на совершенствовании и производстве газовых двигателей, работающих на биогазе и других видах газообразного топлива в составе мини-ТЭЦ. В этой связи продукция рекламируется под брендом GE-Jenbacher для быстрого и активного выхода на рынок. Восьми-, 12-, 16- и 20-цилиндровые газовые двигатели компании покрывают диапазон мощностей от 150 до 3029 кВт и работают в диапазоне эффективного КПД от 40 до 44,5 %. Двигатели группируются в семейства в соответствии с их размерами. Для небольших мощностей организовано производство 6-цилиндровых газовых двигателей мощностью 150 кВт, положивших начало серии 1. Большие диапазоны мощностей покрывают двигатели серий 2, 3 и 6. Типичная компоновочная схема газового двигателя 3-й серии показана на рис. 2.10.

Двигатели 6-й серии мощностью от 1,5 до 4,0 МВт, высокооборотные (1500 об/мин), имеют высокую удельную мощность и низкие затраты на установку. Благодаря наличию форкамеры в крышке цилиндров достигается максимальная эффективность с низким уровнем выбросов. Доведенная конструкция и оптимизированные компоненты обеспечивают срок службы 60 тыс. рабочих часов до первого капитального ремонта. Возможна поставка модульных электростанций и мини-ТЭЦ с утилизацией теплоты системы охлаждения и смазки двигателя, охлаждения наддувочного воздуха и теплоты выхлопных газов. Использование форкамерного зажигания обедненной рабочей смеси в цилиндрах и головок цилиндра с четырьмя клапанами позволяет наращивать мощности двигателей этой серии. Кроме того, обеспечиваются оптимальные условия зажигания и горения смеси с низкими уровнями выбросов. Электронно-управляемый дозирующий газовый (топливный) клапан TecJet™ обеспечивает высокую точность момента впрыска и количества впрыскиваемого топлива, получение оптимального соотношения топлива/газ. Двигатель работает по 4-тактному циклу Миллера, фазы газораспределения

при котором обеспечивают высокую эффективность за счет оптимизации опережения зажигания, уменьшают максимальную температуру при сжатии и увеличивают запас прочности, отодвигая границы детонации. Общий вид одного из двигателей 6-й серии в составе модульной электростанции показан на рис. 2.11.

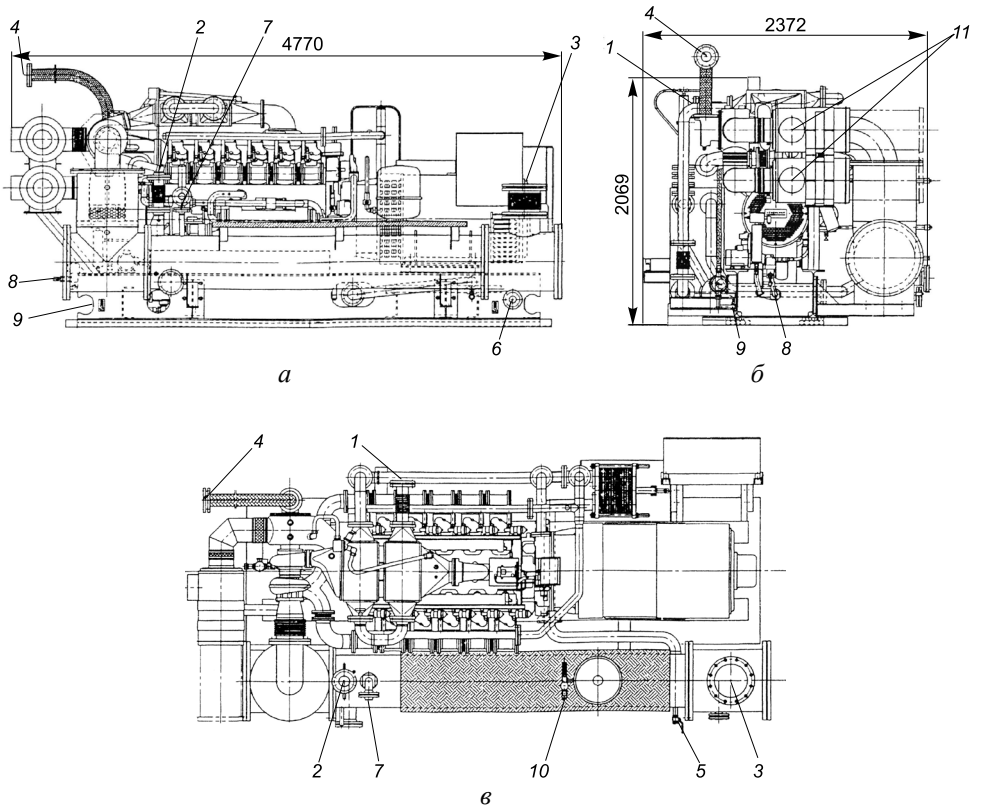


Рис. 2.10. Компоновочная схема V-образного 12-цилиндрового газового двигателя JMS312GS мощностью 550 кВт:
а – вид сбоку, *б* – вид спереди, *в* – вид сверху; *1* – впуск горячей воды; *2* – выпуск горячей воды; *3* – выпускное отверстие; *4* – впуск рабочего тела; *5* – слив, откачка; *6* – сток конденсата; *7* – вентиль безопасности горячей воды; *8* – залив смазочного масла; *9* – сток масла; *10* – включение наполнения воды, охлаждающей двигатель; *11* – воздух для сжигания топлива.

Благодаря увеличению среднего эффективного давления в 12- и 16-цилиндровых двигателях 6-й серии на 0,2 МПа, т. е. до 1,8 МПа, как у 20-цилиндровой модели, их мощность была значительно повышена. Наибольший из 6-й серии 20-цилиндровый JMS620GS развивает мощность 2,8 МВт при 1500 об/мин, имея КПД 42,8 % (на природном газе, условия ISO). Двигатель может поставляться вместе с электрогенератором и

теплообменником в виде пэкеджа для когенерационных станций и установки вне здания.

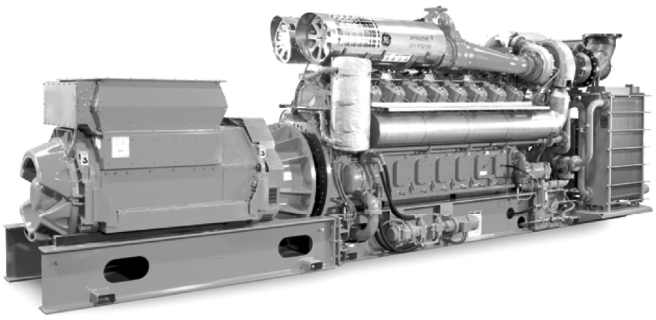


Рис. 2.11. Общий вид 16-цилиндрового V-образного газового двигателя JMS616 мощностью 2495 кВт и КПД 44,5 %.

Типичная структура составляющих теплового баланса показана в табл. 2.11 на примере двигателя JMS312. Использование этих данных для расчета теплотехнических показателей утилизационного оборудования можно найти в следующей главе.

Начав работу на когенерационном рынке в 70-х гг., компания довела до 50 % объем продукции, предназначенной для комплектации мини-ТЭЦ, относительно всей своей производственной программы, из них 20 % составляют двигатели, работающие не на природном газе, а на других видах газового топлива – свалочном газе, газе от переработки канализационных стоков, биогазе. Фирма входит в ограниченное число компаний, приспосабливающих двигатели для работы на таких «тощих» газах, как коксовый, пиролизный, угольный (метан) и древесный.

Многие инновации, разработанные для нового двигателя 420GS серии 4, внедряются и на других двигателях с основной целью – повышение КПД. К ним относятся: измененная конструкция камеры сгорания, связанная с использованием новых свечей зажигания и адаптированная к новому турбонагнетателю. Это привело в итоге к увеличению КПД на 2 % (абс.). Основной новинкой этих двигателей является т. н. зажигание удвоенной мощности, в котором вырабатывается две искры с малым интервалом времени между ними, в результате чего значительно повышается надежность зажигания даже весьма обедненной топливной смеси (устраняются пропуски воспламенения смеси в цилиндрах), улучшается плавность работы двигателя.

Подробные технические данные газовых двигателей четырех основных серий приводятся в табл. 2.12. Все двигатели имеют неизменными следующие характеристики: допустимое противодавление на выхлопе 6 кПа, допустимое падение давления перед всасывающим фильтром 1 кПа, температура на обратной линии 70 °С, температура на прямой линии 90 °С, удельный расход смазочного масла 0,3 г/кВт·ч, скорость вращения коленвала 1500 об/мин.

Таблица 2.11

Составляющие теплового баланса двигателя JMS312

Показатели	Величина
Энергия топлива, кВт	1273
Тепловые мощности систем, кВт: – промышленного охладителя – системы смазки – водяной рубашки – полная теплота выхлопных газов: – то же при 180 °С – то же при 130 °С – то же при 100 °С	 73 71 121 444 313 356 381
Радиационные потери	45
Остаток (баланс)	25
Данные по выхлопным газам Температура при полной нагрузке, °С	 530
Расход (влажный газ), кг/ч	2841
Расход (сухой газ), кг/ч	2635
Объемный расход, влажный, $нм^3$/ч	2254
Объемный расход, сухой, $нм^3$/ч	1998
Максимально допустимое противодавление за двигателем, кПа	6,0
Данные по всасываемому воздуху (для сгорания) Расход воздуха, кг/ч	 2749
Объемный расход, $нм^3$/ч	2126
Максимально допустимое снижение давления перед фильтром, кПа	1,0
Мощность и расходы топлива Мощность по ISO, кВт	 511
Среднее эффективное давление, МПа	1,4
Вид топлива	Природный газ
Метановое число	75
Степень сжатия	12,5
Мин./макс. давление топлива на входе, кПа	5,0/10,0
Допустимое колебание давления топлива, %	±10
Макс. скорость изм. давления топлива, кПа/30 сек	0,3
Макс. температура воды на входе 2-й ст., °С	70
Удельный расход топлива, кВт·ч/кВт·ч	2,49
Удельный расход масла, г/кВт·ч	0,3
Макс. температура масла, °С	100
Температура воды в рубашке, °С	110

Технические данные высокооборотных

Показатель	J208 GS-C01	J312 GS-B01	J316 GS-B01
Конфигурация	L	V 70°	V 70°
Количество цилиндров	8	12	16
Диаметр, мм	135	135	135
Ход поршня, мм	145	170	170
Рабочий объем цилиндров, л	16,6	29,2	38,9
Средняя скорость поршня, м/с	7,3	8,5	8,5
Среднее эффективное давление в цилиндре, МПа	1,4	1,6	1,6
Коэффициент сжатия	12	11,8	11,8
Мощность, определенная по ISO, кВт	291	570	760
Удельный расход топлива, кВт·ч/кВт·ч	2,65	2,51	2,48
Сухая масса, кг	1850	3300	4100
Количество смазочного масла, л	–	230	300
Расчетное значение метанового числа	70	70	70
Электрическая мощность, кВт	330	637	835
Тепловая мощность (135 °C), кВт	363	731	986
Мощность топлива, кВт	772	1429	1888
Расход газа (при 9,5 кВт·ч/нм^3), нм^3/ч	81	150	199
КПД эл., %	38,7	40,5	40,0
КПД теп., %	42,6	46,5	47,2
Общий КПД, %	81,4	87,0	87,2
Вводимое количество тепла, кВт	–	–	–
Производимый шум двигателя (расстояние 1 м), дБА	93	96	98
Производимый шум выхлопных газов (расстояние 1 м, 30° от двигателя), дБА	102	108	110
Массовый расход выхлопного газа, влажного, кг/ч	1666	3123	4124
Объемный расход выхлопного газа, влажного, нм^3/ч	1323	2479	3274
Температура выхлопного газа при полной нагрузке, °C	500	525	525
Массовый расход воздуха сгорания, кг/ч	1610	3020	3988
Объемный расход воздуха сгорания, нм^3/ч	1245	2336	3085
Максимальная температура охлаждающей воды, °C	70	70	70
Расход теплой воды, м^3/ч	17,2	30,7	40,7
Эмиссия: NO_x < 500 мг/нм^3 (5 % O_2) CO < 650 мг/нм^3 (5 % O_2) NMHC < 150 мг/нм^3 (5 % O_2)			

Таблица 2.12

газовых двигателей фирмы Jenbacher

	Тип двигателя							
	J320 GS-B01	**J412 GS-B01**	**J416 GS-B01**	**J420 GS-B01**	**J612 GS-C01**	**J616 GS-E01**	**J620 GS-E01**	**J624 GS-E01**
	V 70°	V 70°	V 70°	V 70°	V 60°	V 60°	V 60°	V 60°
	20	12	16	20	12	16	20	24
	135	145	145	145	190	190	190	190
	170	185	185	185	220	220	220	220
	48,7	36,7	48,9	61,1	74,9	99,8	124,75	149,7
	8,5	9,3	9,3	9,3	11	11	11	11
	1,6	1,9	1,9	1,9	1,6	1,6	1,8	1,8
	11,8	–	–	–	11	11	11	11
	950	–	–	–	1500	2000	2801	–
	2,48	–	–	–	2,45	2,36	2,28	–
	4 900	–	–	–	7 800	10 000	12 000	–
	370	–	–	–	–	530	670	–
	70	70	70	70	80	80	80	80
	1063	889	1189	1487	2004	2679	3352	4029
	1193	901	1201	1502	1850	2439	3037	3635
	2359	–	–	–	3676	4716	6389	–
	248	–	–	351	387	496	673	–
	40,8	42,8	43,0	43,0	45,10	45,50	45,60	45,6
	45,8	43,4	43,4	43,4	41,60	41,40	41,30	41,2
	86,6	86,2	86,3	86,4	86,70	87,00	86,90	86,8
		–	–	–	55	114	139	–
	101	–	–	–	103	101	100	–
	108	–	–	–	107	119	123	–
	5097	–	–	–	8705	11814	14947	–
	4047	–	–	–	6896	9315	11801	–
	525	–	–	–	456	410	467	–
	4927	–	–	–	8440	11474	14487	–
	3811	–	–	–	6527	8876	11207	–
	70	–	–	–	40	40	40	40
	51,0	–	–	–	73,3	89,3	122,9	–

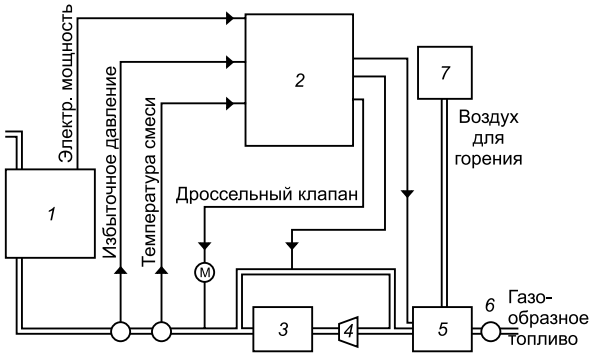


Рис. 2.12. Схема управления двигателем с помощью электронной системы LEANOX:
1 – двигатель; *2* – система LEANOX; *3* – охладитель; *4* – турбокомпрессор; *5* – газовый смеситель; *6* – регулятор давления газа; *7* – воздушный фильтр.

Патентованная технология управления сжиганием бедных топливных смесей LEANOX позволяет снизить температуру сгорания в цилиндрах настолько, чтобы уменьшить образование NO_x почти вдвое. Состав топливовоздушной смеси и процесс сгорания непрерывно контролируются и управляются с помощью этой системы (рис. 2.12). Оптимизированная геометрия камеры сгорания обеспечивает минимальное содержание в выхлопе несгоревших газов. В качестве топлива можно использовать не только газы с чрезвычайно низкой теплотворной способностью, низким метановым числом (и, следовательно, низкими детонационными свойствами), но также газы с очень высокой теплотой сгорания.

Дроссельный клапан представляет собой обычную заслонку дискового типа, положение которой регулируется сервомотором. Газовый смеситель устанавливает необходимое качество рабочей смеси изменением положения выдвижного фигурного клапана (рис. 2.13) по сигналам LEANOX. Поскольку система LEANOX контролирует такие параметры как нагрузка двигателя, давление наддува, температура топливовоздушной смеси и эмиссию NO_x, отпадает необходимость в измерении содержания кислорода в выхлопных газах с помощью датчика кислорода. Процессор LEANOX также балансирует работу газового смесителя (карбюратора), учитывая изменение теплотворной способности топливных газов, особенно присущему биогазу и свалочному газу. Преимуществами конструкции этого смесителя являются: минимальные гидравлические потери при смешении, надежное обеспечение предписанных уровней выбросов NO_x, возможность использования альтернативных газообразных топлив (а именно, переход с одного вида газа на другой), простая адаптация в случае применения специфических газов.

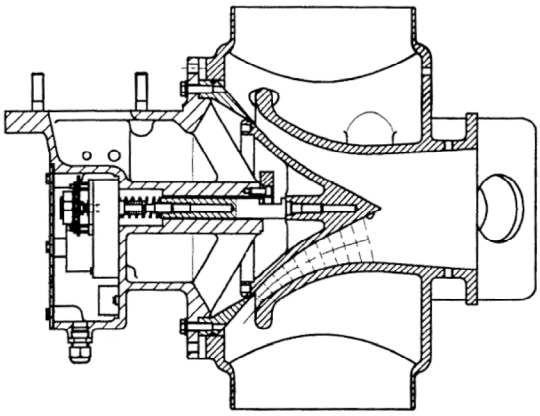


Рис. 2.13. Газовый смеситель топливной системы газовых двигателей фирмы Jenbacher.

Байпасирование турбонагнетателя по выхлопным газам позволяет расширить диапазон

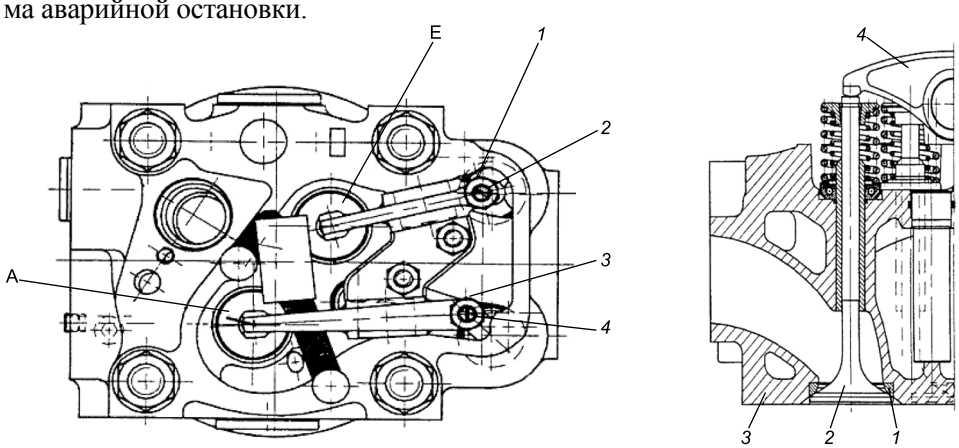
температур топливовоздушной смеси, применить оптимальную подстройку к условиям окружающей среды, оптимизировать эксплуатацию двигателя при работе в автономном (островном) режиме. Высоковольтная система зажигания двигателя генерирует сильные электромагнитные излучения, что могло бы отрицательно воздействовать на персонал станции. Для предотвращения этого применена защитная (экранированная) система зажигания, удовлетворяющая требованиям соответствующих нормативов. Благодаря системе LEANOX декларированный уровень выбросов в выхлопных газах обеспечивается не только на режиме номинальной нагрузки, но и при снижении мощности двигателя до 50 % от номинальной.

Двигатели оборудуются электронной-управляющей системой «dia.ne» (dialog network). При эксплуатации когенерационной станции эта система контролирует мощность двигателя, число оборотов коленчатого вала и процесс сгорания в цилиндрах. Основные параметры работы двигателя выведены на цветной графический дисплей. Возможно дистанционное управление работой станции. Коэффициент надежности двигателей превышает 95 %. Замена крышки цилиндра производится через 20 тыс. рабочих часов; срок службы свечей зажигания составляет 10 тыс. часов.

Характерные черты конструкции двигателей. Блок цилиндров и картер представляют одну отливку. Картер имеет съемные крышки для осмотра подшипников и шатунов и сварной маслоподдон. Кованый коленвал статически и динамически сбалансирован; основные подшипники с трехслойными вкладышами расположены между противовесами, имеют сверления для смазки под давлением шатунов. Маховик имеет зубчатый венец для стартера. Поршни выполнены из легкого сплава, снабжены проходами для охлаждающего масла; камера сгорания специально сконструирована для работы с обедненной топливной смесью. Шатуны штампованные, термообработанные, с диагональным разъемом головки; втулки цилиндров из хромистого сплава, индивидуально заменяемые. Крышка цилиндра – специальной конструкции для реализации технологии сжигания обедненной смеси с оптимизированными расходом топлива и эмиссией, водоохлаждаемая (рис. 2.14, *а*); специально литые седла клапанов, направляющие и гнезда для свечей зажигания индивидуально заменяются. Привод клапанов – от распределительного вала со сменными кулачками, смазка клапана разбрызгиванием через коромысла рокеров; на рис. 2.14, *б* показан разрез по клапану.

Топливная система состоит из газового смесителя с сервоприводом для автоматического согласования с характеристиками топливного газа, турбонагнетателя, впускного коллектора, водяного охладителя наддувочного воздуха, дроссельной заслонки и распределительного коллектора к цилиндрам. Двигатель снабжается следующими датчиками: бесконтактным индуктивным датчиком оборотов вала; датчиками температуры охладителя в водяной рубашке, масла, топливовоздушной смеси и выхлопных газов на каждом цилиндре; датчиками давления воды в рубашке охлаждения, масла и смеси на впуске в цилиндры; датчиком детонации рабочей смеси в цилиндрах; датчиками положения клапана карбюратора и дроссельной заслонки. Кроме того, в комплектацию оборудования двигателя входят: газовый смеситель с сервоприводом (регулирующий вентиль системы Leanox); электронная бесконтактная система зажигания; электронный регулятор оборотов коленвала; турбонагнетатель и

охладитель наддувочного воздуха; теплообменник маслосистемы; трубопроводы и насосы систем охлаждения и смазки; выпускной коллектор; гаситель крутильных колебаний. В компоновку модульной электростанции входит опорная рама для газового двигателя и генератора; на ней же смонтирован охладитель водяной рубашки (охладитель выхлопных газов вмонтирован в отдельный модуль), генератор с автоматическим регулятором напряжения, гибкая муфта, воздушный фильтр, сетевое соединение системы со шкафом управления, система аварийной остановки.



а *б*

Рис. 2.14. Конструктивные схемы охлаждаемой крышки цилиндра (*а*) и привода клапанов (*б*):
а – вид сверху: Е – впускной клапан; А – выпускной клапан; *1*, *3* – контргайки; *2*, *4* – регулировочные винты; *б: 1* – седло клапана; *2* – клапан; *3* – крышка цилиндра; *4* – коромысло клапана.

5. ГАЗОВЫЕ И ГАЗОДИЗЕЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ MAN DIESEL&TURBO

Старейшая в Европе двигателестроительная фирма MAN Diesel&Turbo имеет три подразделения, находящиеся в Германии, Англии и Дании. Подразделение компании в Augsburg′е концентрирует внимание на двух основных направлениях – обеспечение приемлемых характеристик двигателей и эмиссии при разработке новой системы впрыска топлива с общим топливным коллектором («commonrail») для среднеоборотных дизелей и новой модели турбонагнетателя TCR. В частности, новая система инжекции установлена на дизеле 48/60 с рядным расположением цилиндров. Турбонагнетатель TCR разработан для средне- и высокооборотных дизелей и газовых двигателей со степенью повышения давления 4,7:1; шесть модификаций TCR могут устанавливаться на двигателях мощностью 400–6000 кВт (на один турбонагнетатель). На дизелях модели 32/40 компания установила усовершенствованную крышку цилиндра, в результате чего мощность, развиваемая в одном цилиндре, увеличена от 480 до 550 кВт.

Подразделение компании MAN в Англии выпускает дизельные двигатели мощностью 780–9000 кВт на тяжелом топливе и двухтопливные двигатели

мощностью 810–3000 кВт. Двигатели имеют обозначения VP 185, RK 270, RK 280 и RK 215.

Низкооборотные двухтактные дизели, используемые в стационарной энергетике, имеют мощность 10–50 МВт в одной установке при 100–150 об/мин коленчатого вала. КПД таких дизелей находится в диапазоне 48–52 %. Производственная программа компании MAN включает выпуск дизелей мощностью от 2 до 68 МВт. Эти двигатели работают либо полностью на жидком топливе, либо используют одновременно и жидкое, и газообразное топливо (двухтопливные дизели) в произвольном соотношении. В сравниваемом диапазоне мощностей низкооборотные двухтактные дизели по тепловой эффективности существенно превышает КПД среднеоборотных поршневых двигателей, а также паровых и газовых турбин. Именно этим вызвано широкое распространение электростанций на основе таких дизелей в странах третьего мира, не имеющих собственных запасов органического топлива. Так в Индии за последние два года установленная мощность превысила 1100 МВт.

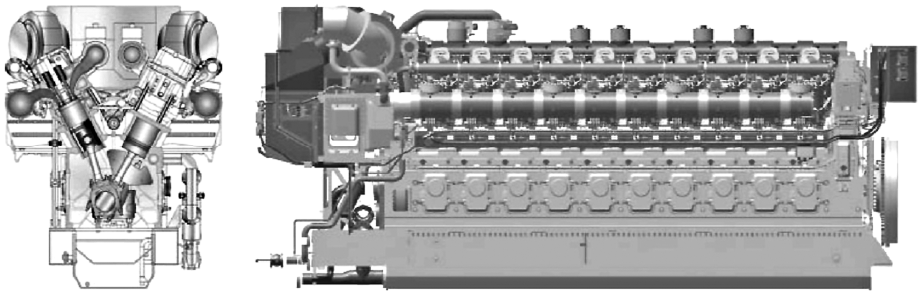
Производственная программа фирмы MAN включает выпуск как газовых (с искровым зажиганием), так и двухтопливных двигателей двух серий – с диаметрами цилиндров 350 и 510 мм; технические данные таких двигателей приведены в табл. 2.13.

Таблица 2.13

Технические данные модульных электростанций с газовыми и двухтопливными двигателями фирмы MAN

Показатели	**Тип двигателя**							
	V35/44G	**51/60G**	**L35/44DF**		**51/60DF**			
Число цилиндров	20V	18V	6L	9L	9L	12V	14V	18V
Мощность эл., кВт	10335	18465	3085	4627	500	500	500	500
Удельный расход теплоты топлива, кДж/кВт·ч	7510	7468	–	–	–	–	–	–
Расход жидкого топлива	–	–	–	–	7965	7932	7932	7932
Расход газового топлива	–	–	–	–	7848	7816	7816	7816
КПД эл., %	47,9	48,2	–	–	45,8	46	46	46
Расход масла, кг/ч	3,7	9,5	1,6	2,4	3,6	4,8	5,6	7,2
Скорость вращения, об/мин	750	500	750	750	500	500	500	500
Габаритные размеры, мм: – длина двигателя – длина общая – ширина – высота	 9680 13975 3845 4540	 13148 18558 4700 6530	 6390 9740 2903 4688	 8075 12035 3109 4894	 10545 15350 2940 6030	 9835 14785 4700 6530	 10835 15985 4700 6530	 13148 18558 4700 6530
Масса (сухая), т	145	373	72	92	225	276	318	381

Компания MAN Diesel&Turbo расширила свой модельный ряд газовых двигателей среднеоборотным 20-цилиндровым двигателем 20V35/44G мощностью 10,6 МВт, работающим по циклу Миллера (рис. 2.15). Приведем более подробное описание конструктивных особенностей этого двигателя. При разработке двигателя особое внимание уделялось достижению высоких значений КПД и энтальпии выхлопных газов, поскольку сферой их применения являются электростанции простого цикла и когенерационные установки. Выполнена оптимизация процесса горения, улучшены системы смазки и охлаждения, а также конструкция основных компонентов двигателя. Двигатель имеет весьма высокую мощность на цилиндр – 530 кВт.



а *б*

Рис. 2.15. Поперечный разрез (*а*) и общий вид (*б*) газового среднеоборотного двигателя 20V35/44G.

В табл. 2.14 представлены основные технические параметры двигателя 20V35/44G.

Таблица 2.14

Технические характеристики двигателя 20V35/44G

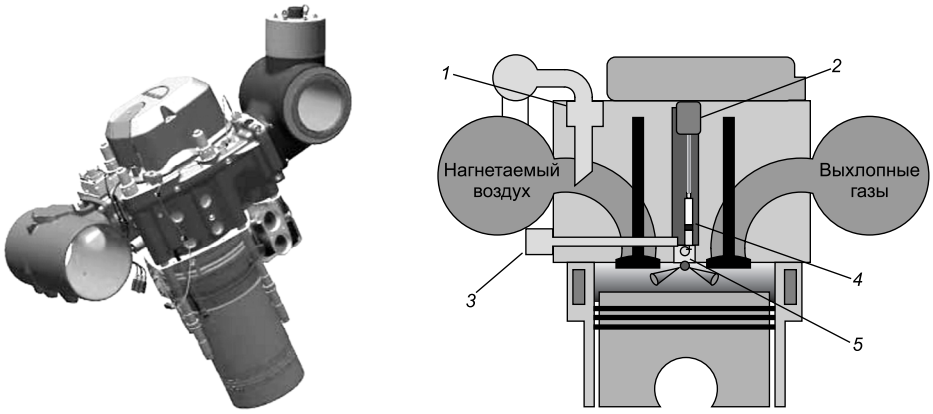
Показатели	**Величина**
Диаметр/ход поршня, мм	350/440
Рабочий объем цилиндра, л	42,3
Расстояние между цилиндрами, мм	630
Угол развала цилиндров, град.	55
Частота вращения, об/мин	750
Мощность на цилиндр, кВт	530
Среднее эффективное давление, МПа	2,0
Номинальная мощность, кВт	10600
Средняя скорость поршня, м/с	11
КПД эф., %	48,4
Габариты (Д×Ш×В), мм	9900×4450×4500
Масса (сухая), т	113,5

С учетом потерь на трение угол развала цилиндров выбран 55°. Корпус цилиндров выполнен в виде моноблока из высокопрочного чугуна. На раме двигателя продольно расположен главный канал для подачи масла на коленвал и основные подшипники. Компактность двигателя обеспечивается благодаря применению центрально расположенного кулачкового вала. Двигатель крепится к сварной раме, что обеспечивает жесткость конструкции. Рама служит резервуаром для смазочного масла, а также основанием для модуля турбонагнетателя. Ниже турбонагнетателя к блоку цилиндров крепятся масляные и водяные насосы. Соединение с электрогенератором осуществляется с помощью эластичной муфты. Коленвал изготовлен из стандартных материалов, шатун состоит из трех частей, что обеспечивает простоту технического обслуживания. Масло в поршень подается через канал в шатуне, который оснащен обратным клапаном, обеспечивающим необходимый объем масла для эффективного охлаждения поршня. Поршень имеет чугунную нижнюю часть и стальную головку. Головка поршня используется также для настройки степени сжатия. Расположенный снизу механизм поворота клапана обеспечивает равномерный износ всех клапанов а интенсивное охлаждение – низкие рабочие температуры клапанов при эксплуатации двигателя.

Силовой модуль с каналами подачи воздуха и отвода выхлопных газов (рис. 2.16, *а*) включает головку цилиндра с соответствующим клапанным механизмом, систему зажигания, опорное кольцо и гильзу цилиндра. Конструкция этого узла обеспечивает высокую прочность компонентов, интенсивное охлаждение, низкие аэродинамические потери в каналах подачи газа и компактное расположение элементов системы зажигания. Головка цилиндра крепится к опорному кольцу с помощью стяжных болтов, гильза подвешивается к опорному кольцу. Охлаждение силового блока осуществляется через опорное кольцо. Каналы подачи воздуха и выхлопной канал подсоединены к головке цилиндра. Впервые для двигателей MAN выхлопные каналы изготовлены из двухстенных трубок, пространство между которыми заполнено изоляционными материалами, чем достигаются низкие температуры на поверхности трубок. Топливный газ подается через дозирующие клапаны, установленные на каждом цилиндре, что позволяет регулировать состав газовоздушной смеси для каждого цилиндра индивидуально. Запуск двигателя производится с помощью пневмостартера, который соединен с маховиком через редуктор. Необходимое давление воздуха при этом составляет 3 МПа. Стартер также используется в качестве валоповоротного устройства в период технического обслуживания.

Двигатель оснащен *турбонагнетателем* с двухступенчатым блоком промежуточного охладителя. Для охлаждения нагнетаемого воздуха применяется один промохладитель для каждого ряда цилиндров, который закреплен сбоку на корпусе двигателя. Конструкция проточных частей турбонагнетателей и промохладителей обеспечивает низкие потери давления в воздушном тракте и в каналах подачи выхлопных газов. Воздух поступает в компрессор через два боковых патрубка, выхлопные газы отводятся через центральный выхлопной канал. Турбонагнетатели TCR оснащаются турбиной с регулируемой геометрией соплового аппарата (РСА) для обеспечения оптимального состава газовоздушной смеси. Преимуществами данных турбонагнетателей являются высокая удельная мощность и КПД. На модулях турбонагнетателя расположены

точки подсоединения к системам подачи масла, охлаждающей жидкости, топливного газа, воздуха и выхлопных газов.



а *б*

Рис. 2.16. Силовой блок с каналами подачи воздуха и отвода выхлопных газов (*а*) и система подачи и воспламенения газа (*б*).

1 – главный газовый клапан; *2* – катушка зажигания; *3* – газовый клапан форкамеры; *4* – свеча зажигания; *5* – форкамера.

Для расширения диапазона рабочих температур воздуха на входе двигателя используется байпас компрессора, который также используется наряду с РСА при регулировании подачи воздуха для горения. Таким образом, может обеспечиваться оптимальный алгоритм управления коэффициентом избытка воздуха для каждой области применения двигателя. Например, такое регулирование с помощью байпаса компрессора, по сравнению с другими методами, имеет преимущество в более быстром приеме нагрузки при работе в автономном (островном) режиме. В резервном режиме двигатель способен выйти на номинальную мощность в течение нескольких минут, что очень важно при работе электростанции в сети для компенсации колебаний мощности.

Каналы всасывания и выхлопа на крышке цилиндра расположены ассиметрично, имеют высокие коэффициенты расхода, способствующие высокой эффективности процесса горения в цилиндре. Топливный газ подается в цилиндр через газодозирующий клапан. В начале процесса горения в камере сгорания находится однородная газовоздушная смесь, которая образуется непосредственно в канале в зоне подачи топлива (рис. 2.16, *б*).

Для возможности работы двигателя по циклу Миллера приняты высокие значения геометрической степени сжатия и степени повышения давления в турбонагнетателе. Данная комбинация обеспечивает высокий КПД двигателя при низких уровнях эмиссии (рис. 2.17). Процессы горения отрабатывались на опытном одноцилиндровом двигателе, который был специально создан для проведения исследований.

Система зажигания двигателя имеет электросвечу и мощную катушку зажигания, которая вырабатывает запальную искру высокого напряжения. Свеча

зажигания находится в форкамере. Топливный газ направляется непосредственно в форкамеру через отдельный газодозирующий клапан (рис. 2.16, *б*).

Для двигателя 20V35/44G была разработана *система управления SaCoSone* (Safety and Control System on engine). Модульная конструкция системы обеспечивает набор различных функций управления, безопасности и контроля, позволяя проводить эффективную диагностику двигателя в режиме on line. Система безопасности и аварийной сигнализации SaCoSone включает в себя сенсоры и детекторы свечей зажигания, газовых клапанов, температуры выхлопных газов и детонации двигателя. Она способна мгновенно определить момент пропуска воспламенения по отклонению параметров компонентов системы зажигания от номинальных значений или слишком богатую топливную смесь. Таким образом, несгоревшая газовоздушная смесь сможет попасть в выпускной коллектор только в течение нескольких циклов. В качестве пассивных мер при этом используются клапаны сброса давления на выпускном коллекторе.

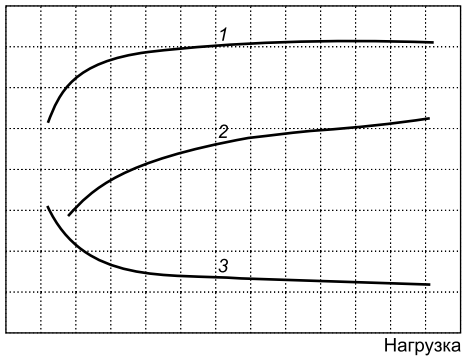


Рис. 2.17. Взаимосвязь параметров двигателя с уровнем эмиссии несгоревших углеводородов (по результатам испытаний): *1* – КПД двигателя; *2* – температура выхлопных газов; *3* – эмиссия несгоревших углеводородов.

Во время эксплуатационных испытаний на стенде завода с электрогенератором в качестве нагрузки ($\cos \varphi = 0{,}9$) электрический КПД составлял 47,5 % (при условиях ISO 3046-1, TA-Luft, а также метановом числе 80). При необходимости возможно использование также и тепловой мощности двигателя – при полной нагрузке температура выхлопных газов составляет более 350 °С.

Газовые двигатели серии 28/32 SI

Более ранняя серия четырехтактных газовых двигателей с искровым зажиганием разрабатывалась на базе дизеля 28/32 как с рядным, так и с V-образным расположением цилиндров. Двигатели имеют диаметр цилиндра 280 мм, ход поршня 320 мм, частота вращения коленчатого вала 750 об/мин. Средняя скорость поршня 8 м/с, среднее эффективное давление в цилиндрах дизеля модели 28/32 H (для тяжелого топлива, имеющего вязкость до 700 сСт при 50 °С) 1,8 МПа, максимальное давление сгорания 13 МПа. В газовых двигателях, имеющих обозначение L+V 28/32 SI, эти параметры равны соответственно 1,62 и 13 МПа. Цилиндровая мощность составляет 200 кВт/цикл, что несколько меньше, чем у дизеля (220 кВт/цикл). Соответственно, мощность двигателей рядной конфигурации с числом цилиндров от 5 до 9 составляет 1,0–1,8 МВт, а двигателей V-образных с 12, 16 и 18 цилиндрами – 2,4–3,6 МВт. Газовый двигатель с искровым зажиганием имеет КПД = 39,3 %.

Основой двигателя является блок цилиндров с опорами подшипников коленчатого вала. Конструктивно в этой отливке (рис. 2.18) выполнены также

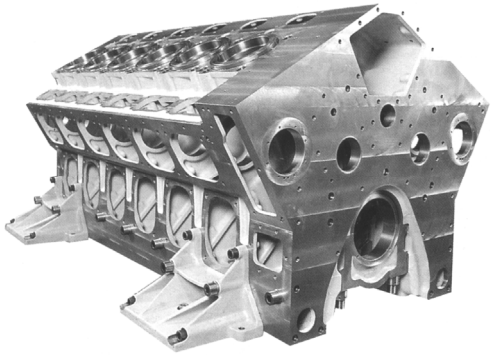


Рис. 2.18. Общий вид блок-картера 12-цилиндрового газового двигателя 28/32.

ресивер наддувочного воздуха, рубашка водяной системы охлаждения, приливы для распределительных валов и их привода, по обеим сторонам блока расположены выемки для прохода штанг толкателей, кулачков, роликов и подшипников распределительного механизма. Головка блока выполнена в виде отдельной отливки и несет в себе два впускных и два выпускных клапана на каждый цилиндр. В центре головки имеется форкамера с клапаном впрыска топлива и газовым клапаном, головка крепится к блоку *6* шпильками. Седла клапанов охлаждаются водой и являются сменными. Вращающиеся колпачки предусмотрены только для выпускных клапанов.

Конструкция привода газораспределительного механизма классическая (описана в гл. 1). Двигатель оборудован двумя распредвалами, каждый из которых имеет несколько секций, скрепленных болтами: каждый цилиндр имеет свою собственную секцию с приводными кулачками клапанов. Распредвалы приводятся во вращение от коленчатого вала через шестеренчатый механизм.

Маслоохлаждаемые поршни имеют три компрессионных и одно маслосъемное кольца; масло подается разбрызгиванием из системы смазки двигателя. Поршневые кольца – плавающие, т. е. могут проворачиваться в поршне. Шатунные подшипники коленвала, как и коренные, выполнены триметаллическими (из твердого материала, никеля и мягкого материала), преимущество этого способа в том, что твердый износоустойчивый материал не вызывает царапин, ибо он лежит на мягком материале основания. Минимальное давление топливного газа 0,4 МПа и минимальное метановое число природного газа 70. Межремонтный период – 10 тыс. рабочих часов. Основные технические данные двигателей серии 28/32 SI приведены в табл. 2.15.

Таблица 2.15

Технические данные газотопливного двигателя фирмы MANB&W серии 28/32 SI

Показатели	Число цилиндров		
	12	16	18
Макс. мощность при 750 об/мин, кВт	2400	3200	3600
Удельный расход топливного газа, кДж/кВт·ч	8729		
Объем цилиндра, л	19,7		
Степень сжатия	10,1		
Макс. давление при горении, МПа	12 ± 1		
Средняя скорость поршня, м/с	8		

Окончание табл. 2.15.

Показатели	Число цилиндров		
	12	16	18
Среднее эффективное давление, МПа	1,62		
Мощность на один цилиндр, кВт	200		
Производительность насосов приводимых от двигателя, $м^3$/ч:			
– охлаждающей воды высокой температуры	90	120	120
– основной насос масляной системы	43	56	56
Производительность отдельных насосов, $м^3$/ч:			
– охлаждающей воды низкой температуры	48	64	72
– охлаждающей воды высокой температуры	66	88	98
– аварийный насос масляной системы	43	50	56
Охлаждающие емкости:			
Смазочного масла:			
– отвод теплоты, кВт	236	318	359
– расход масла, $м^3$/ч	38,7	43,4	45,6
– расход охлаждающей воды (высокотемператур.), $м^3$/ч	66	88	98
– температура масла на входе в охладитель, °С	80	80	80
– температура охлаждающей воды (высокотемператур.) на входе в охладитель, °С	50	50	50
Двухступенчатый промохладитель:			
– отвод теплоты (с горячей стороны), кВт	609	789	870
– расход охлаждающей воды (высокотемператур.), $м^3$/ч	66	88	98
– температура охлаждающей воды (горячей) на входе в охладитель, °С	53,1	53,1	53,2
– отвод теплоты (холодная сторона), кВт	152	215	246
– расход охл. воды (холодной), $м^3$/ч	48	64	72
– температура охлаждающей воды (холодной), °С	30	30	30
Рубашка охлаждения:			
– отвод теплоты, кВт	861	1153	1292
– расход воды, циркулирующей в рубашке, $м^3$/ч	90	110	120
– температура воды на входе в охладитель, °С	85	85	85
– температура охлаждающей воды после охладителя, °С	64	64	64
– расход охл. воды, $м^3$/ч	66	88	98
Выхлопные газы:			
– расход, кг/ч	16 005	21 332	23 840
– температура, °С	356	356	356
Расход воздуха на горение, кг/ч	15 487	20 642	23 100
Теплопотери двигателя, кВт	47	64	72

Изменение основных технико-экономических показателей в зависимости от величины нагрузки, т. е. нагрузочные характеристики двигателей, показаны на рис. 2.19. Эти данные, как и представленные на рис. 2.20 изменения составляющих теплового баланса на частичных нагрузках, являются экспериментальными

и передаются потребителю в пакете основной документации на газовый двигатель. При конструировании когенерационных установок они являются исходными данными для проведения расчетов теплоутилизаторов.

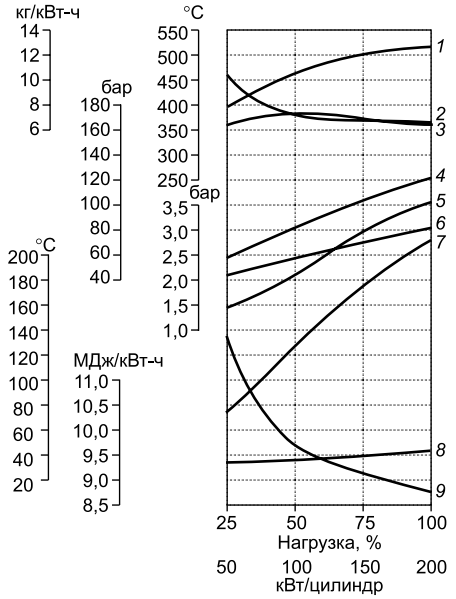


Рис. 2.19. Нагрузочные характеристики газовых двигателей серии V28/32 SI:
1 – температура уходящих газов перед теплоутилизатором; *2* – удельное потребление воздуха; *3* – температура уходящих газов после теплоутилизатора; *4* – максимальное давление сгорания; *5* – давление воздуха, поступающего в цилиндр; *6* – давление сжатия; *7* – температура воздуха после компрессора; *8* – температура воздуха после охладителя; *9* – удельное потребление энергии.

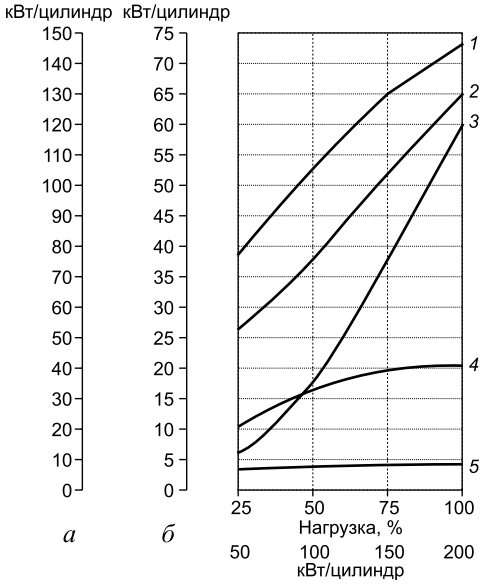
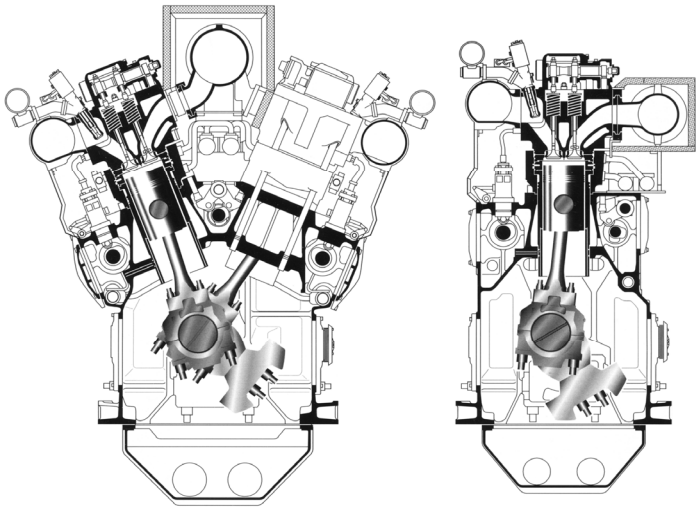


Рис. 2.20. Изменения составляющих теплового баланса на частичных нагрузках газовых двигателей серии V28/32 SI:
а – шкала для уходящих газов (2); *б* – шкала для остальных составляющих; *1* – рубашечное охлаждение; *2* – уходящие газы; *3* – охладитель наддувочного воздуха; *4* – смазочное масло; *5* – радиация.

Двухтопливный 4-тактный двигатель 32/40 DG создан на базе хорошо зарекомендовавшего себя в эксплуатации дизеля 32/40 без изменения основных его компонент, что гарантирует высокую надежность и низкую стоимость обслуживания. Эти двигатели работают на дизельном топливе и на газообразном (природном газе) и удовлетворяют стандарту TA-Luft (выбросы $NO_x < 500$ мг/нм^3 при 5 % O_2) без применения селективных каталитических конверторов. Система зажигания микропилотная (инжектирование дизельного топлива в форкамеру), при этом газовое топливо подается в цилиндр при высоком давлении (не менее 0,4 МПа). Электронно-управляемый гидравлический клапан для газового топлива позволяет обеспечить точную индивидуальную дозировку и момент впрыска топливного газа, выдерживая наибольшее давление воспламенения в цилиндрах, низкую концентрацию угле-

водородов в выхлопных газах и высокий КПД двигателя. Выполняются с рядным расположением цилиндров (от 6 до 9) и с V-образной конфигурацией (12–18 цилиндров). На рис. 2.21 показаны поперечные сечения двигателей 32/40 DG.



а *б*

Рис. 2.21. Поперечный разрез V-образного (*а*) и рядного (*б*) двухтопливного двигателя 32/40 DG.

В соответствии с обозначением модели двигатель имеет диаметр цилиндра 320 мм и ход поршня 400 мм; объем цилиндра 32,2 л; средняя скорость поршня 10 м/с. Модели двигателей для привода электрогенераторов на 50 Гц при скорости вращения коленчатого вала 750 об/мин имеют мощность 400 кВт/цилиндр. Цилиндры и топливные форсунки охлаждаются водой. В систему охлаждения включен двухступенчатый охладитель наддувочного воздуха. Запуск двигателя – сжатым воздухом из баллонов. В зависимости от числа цилиндров двигатели развивают мощность от 2,4 до 7,2 МВт, при этом удельная масса двигателей составляет 14,7–16,2 для рядных и 12,5–13,5 кг/кВт для V-образных конфигураций. При работе на двойном топливе удельный расход теплоты составляет 8460 кДж/кВт·ч при неизменном (на цилиндр) расходе пилотного топлива 0,8 кг/ч или 2 г/кВт·ч. При работе на природном газе с метановым числом больше 80 электрический КПД двухтопливного двигателя составляет 41,2 %; при меньшем метановом числе мощность снижается. Двигатели могут работать как в газодизельном, так и в чисто дизельном режиме. При этом в последнем случае на номинальной мощности удельный расход жидкого топлива равен 195 г/кВт·ч и уменьшается до 183 г/кВт·ч при 85 % нагрузке. Среднее эффективное давление – 2,39 МПа, расход масла – 1 г/кВт·ч. Приведенные данные соответствуют теплотворной способности дизельного топлива 42,7 МДж/кг.

Блок-картер выполнен единой отливкой и представляет моноблок от опор подшипников коленвала до верхнего края корпуса двигателя с ярусами от

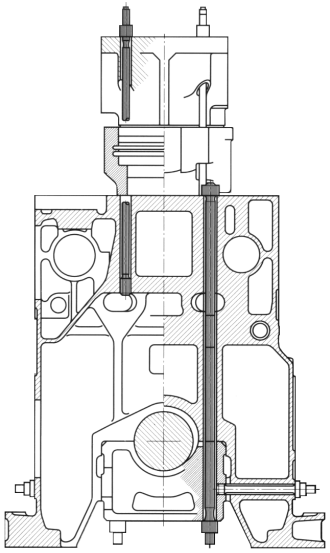
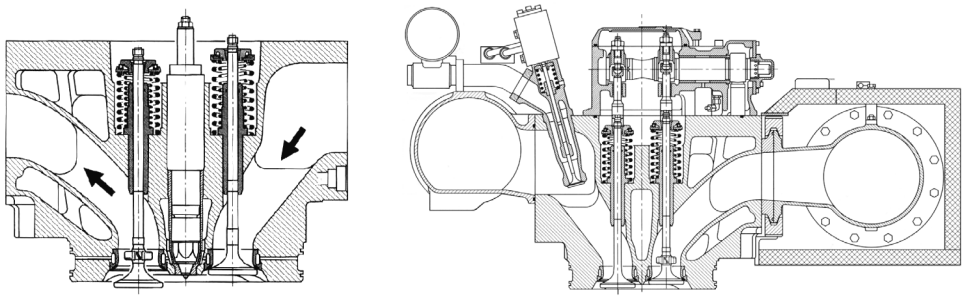


Рис. 2.22. Поперечный разрез блок-картера рядного двигателя 32/40.

головки цилиндра вниз до диафрагменной плиты (рис. 2.22). Головка поршня кованная стальная, юбка – чугунная, литая. Огневое кольцо над втулкой цилиндра установлено с таким расчетом, чтобы ступенчатая (с меньшим диаметром) часть головки поршня входила в него в конце такта сжатия. Крышка цилиндра показана на рис. 2.23. Донная ее часть охлаждается жидкостью, поступающей в канал верхней части втулки цилиндра; водяное охлаждение имеют также седла впускных и выпускных клапанов. Каждый цилиндр имеет по два впускных и выпускных клапана с крыльчатками для вращения клапана и очистки его посадочной поверхности; сменные, непосредственно охлаждаемые кольца седел клапанов; во впускном канале крышки цилиндра установлен электронно-управляемый клапан газового топлива. Имеющиеся в крышке каналы для подвода топлива, смазочного масла и охлаждающей воды полностью отделены друг от друга, что предотвращает перетекание этих сред.



а *б*

Рис. 2.23. Крышка цилиндра с впускным и выпускным клапанами и газоходами двигателей 32/40:
а – дизельный вариант; *б* – двухтопливный вариант.

Концепция двойного распределительного вала позволяет раздельно управлять инжекцией топлива и газообменом с целью быстрой адаптации условий работы двигателя к требованиям по расходу топлива или уровню эмиссии. В приводе распредвалов устанавливается широкая косозубая шестерня, в зацеплении с которой находится узкая шестерня, способная перемещаться в осевом направлении. Это позволяет в некотором диапазоне угла поворота коленчатого вала изменять момент инжекции топлива в цилиндр относительно момента закрытия впускного клапана, регулируя этим давление в цилиндре. Независимая регулировка каждого из распределительных валов позволяет минимизировать удельный расход топлива при различном качестве жидкого топлива, в зависимости от

нагрузки дизеля адаптировать моменты открытия клапанов (впускных и выпускных) и достигнуть низких выбросов даже в области самых низких нагрузок.

Двигатели 32/40 укомплектованы турбонагнетателями MAN модели NA-R с высоким КПД во всем диапазоне нагрузок. Входной и выходной корпуса газовой турбины неохлаждаемые, теплоизолированные, что увеличивает энергию, отдаваемую выхлопными газами, и устраняет возможность конденсации влаги в воздушных каналах при частичных нагрузках. Выхлопной газовый коллектор имеет простую форму и крепление. Высокое отношение воздух/топливо способствует эффективному низкоэмиссионному сгоранию, равномерному для всех цилиндров.

При работе в дизельном режиме расход жидкого пилотного топлива составляет около 1 % от количества дизельного топлива на полной мощности. Переход от газового топлива на дизельное осуществляется непосредственно в процессе работы без колебаний мощности двигателя и скорости вращения коленчатого вала. Таким образом, конструкция топливных систем двигателя позволяет работать одновременно на газообразном и жидком (тяжелом) дизельном топливе, при этом воспламенение рабочей смеси в цилиндре при любых режимах работы осуществляется микропилотной дозой легкого дизельного топлива. На рис. 2.24 показаны диаграммы относительных расходов топлива при работе двигателя на газовом топливе (*а*), только на жидком дизельном топливе (*б*) и при комбинированном их использования (*в*).

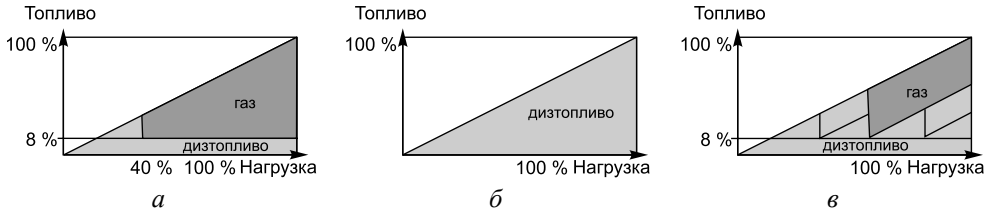


Рис. 2.24. Изменения расходов топлива при различных нагрузках двигателя:
а – работа на газовом топливе; *б* – работа на жидком дизельном топливе; *в* – работа при комбинированном использовании газового и жидкого топлива.

Двухтопливные двигатели 32/40 DG оснащены собственной системой управления со следующими функциями: контроль соотношения воздух/топливо (α-контроль); антидетонационное управление; байпас сжатого воздуха в турбонагнетателе; автоматический перевод работы двигателя с жидкого топлива (дизельный цикл) на газообразное (двухтопливный режим) и наоборот.

В последние годы существенно расширилось использование двигателей с принципиально новой системой подачи топлива – впрыском газа под высоким давлением. Результаты этой разработки впервые были реализованы в среднеоборотном двигателе 16V 28/32 GI мощностью 3,2 МВт, установленном на теплоэлектростанции в г. Хандерстед (Дания). Эта система в дальнейшем была приспособлена для крупноразмерных малооборотных двигателей. Первый такой двигатель типа 12K80MC-GI мощностью 40 МВт и частотой вращения 100 об/мин был изготовлен компанией «Мицуи» в начале 1994 г. Двигатель работает на газе, подаваемом в цилиндры под давлением 25–30 МПа с микропилотным

зажиганием (газодизельный цикл). Применение системы впрыска газа при высоком давлении позволило получить эффективный КПД газового двигателя на уровне дизеля (около 50 %), а также устранить появление детонации.

Пилотное топливо инжектируется отдельным насосом, обеспечивающим надежное дозирование малого количества топлива (~ 0,8 л/цикл). Пилотное и основное дизельное топливо подается от отдельных топливных насосов. Для дизельного топлива установлены основные форсунки для прямого впрыска в цилиндр; эти форсунки дополнительно активируются при работе в дизельном цикле с большими расходами жидкого топлива или только на жидком топливе. Линия подачи газового топлива имеет запорный управляемый клапан и регулятор давления.

Новая электронно-гидравлическая система впрыска топлива для мощных дизелей

Высокий технический уровень современного этапа развития поршневых двигателей и результаты все более интенсивного объединения механики и микроэлектроники показаны ниже на примере описания судовых двигателей серии ME. Разработанные фирмой MAN эти двигатели получили название «разумных» благодаря тому, что все процессы газообмена и впрыска топлива управляются компьютерными программами, а исполняются электрогидравлическими клапанами. Электронная управляющая система (ЭУС) позволяет отказаться от таких конструктивных компонентов дизеля, как распределительный вал, приводы выхлопных клапанов и традиционные инжекционные топливные насосы вместе с системой изменения впрыска и распределения сжатого воздуха при пуске двигателя.

Первый коммерческий судовой дизель модели 7S50ME-C был установлен на танкере в 2003 г. Это низкооборотный двухтактный семицилиндровый дизель с полностью интегрированной компьютерной системой управления без распределительного вала. Дизель весит 235 т, имеет длину 10,2 м, ширину 4,75 м и высоту 9,33 м; мощность двигателя 10,4 МВт при 120 об/мин. Функции распределительного вала выполняет интегрированная в конструкцию электронная система, которая с помощью таходатчиков предельно точно определяет угловое положение коленчатого вала и выдает команды на момент впрыска топлива и открытия выпускного клапана. ЭУС улучшает управляемость на частичных нагрузках и в целом способствует снижению расхода топлива. Для привода топливных инжекторов и выпускных клапанов на каждом цилиндре установлен гидромодуль, состоящий из топливного инжекционного насоса с электронно-управляемым пропорциональным клапаном и гидравлического актюатора выпускного клапана на два положения «открыт/закрыт». Управление приводами и актюаторами выполняется специальными блоками, входящими в ЭУС. Каждый гидромодуль представляет собой отлитый из чугуна распределительный блок, размещенный на общей платформе на верхней галерее обслуживания дизеля. Назначение этого блока – сократить количество соединительных трубопроводов. Гидравлическая связь между модулями и их соединение с устройством маслоподачи выполняется трубками высокого давления с двойными стенками.

Новая система инжекции горючего механически проще, чем используемая на двигателях модели MC, она приводится в действие подачей масла

через пропорциональный клапан, т. е. клапан с регулируемым открытием, который связан с электронной системой. Масло поступает под гидропоршень клапана, обеспечивая при этом требуемые момент инжекции горючего, профиль изменения давления и количество впрыснутого горючего. Выпускной клапан снабжен гидравлическим демпфером для ограничения ударных нагрузок в крайних положениях.

От модуля маслоподачи масло из системы смазки двигателя поступает к трем осепоршневым насосам, связанным с коленчатым валом, и под давлением около 25 МПа нагнетается в гидромодули цилиндров. Расходом масла управляет ЭУС. Система управления «умного» дизеля модели ME в состоянии самостоятельно контролировать, управлять и оптимизировать процессы горения и газообмена во всем возможном диапазоне нагрузок двигателя. Более того, с панели управления можно задать режим работы – либо с максимальной эффективностью, либо с минимальными выбросами. В отличие от традиционной концепции управления, при которой особенности инжекции оптимизируются только для номинальной нагрузки (обычно 90–100 %), оптимизация впрыска может производиться на различных нагрузках.

Возможность управлять давлением в цилиндрах гарантирует оптимальное распределение нагрузок между цилиндрами и позволяет удерживать давление воспламенения в цилиндрах на необходимых уровнях. Новый анализатор изменения давления газа в цилиндрах PMI использует сигналы пьезодатчика, позволяя контролировать процесс сгорания в цилиндрах и улучшать характеристики и надежность двигателя. Как следствие, характеристики двигателя могут выдерживаться, как «новые» в течение длительного периода эксплуатации.

Технология ME-двигателей доступна для низкооборотных дизелей MAN вплоть до крупнейшего дизеля K108ME мощностью 95,7 МВт.

6. ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES (MHI)

Многие японские производители судовых дизельных двигателей работают по лицензионным соглашениям с фирмами – мировыми лидерами в конструировании и выпуске низко- и среднеоборотных 2- и 4-тактных двигателей. В то же время специалисты разрабатывают собственные модели таких двигателей, подтверждением чему могут служить дизельные и газовые двигатели фирмы MHI энергетического и судового применения – дизели на жидких топливах мощностью от 1,12 до 46,80 МВт и двигатели на газообразном топливе мощностью от 3,80 до 5,75 МВт. Разбивка мощностного ряда по двигателям показана на рис. 2.25. Газовые двигатели представлены серией MACH-30G, в которую вошли модели двигателей KU30GSI с искровым зажиганием и 2-топливные модели KU30GA с микропилотным зажиганием. В основу разработки этих моделей положена механическая часть дизельного двигателя KU30B соответствующей размерности. Этот двигатель 4-тактный с турбонаддувом и охлаждением наддувочного воздуха, имеет диаметр цилиндра 300 мм и ход поршня 420 мм, скорость вращения 750 об/мин.

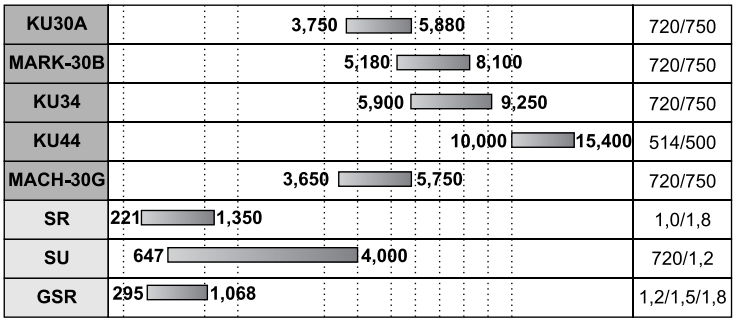


Рис. 2.25. Мощностной диапазон средне- и высокооборотных дизельных и газовых двигателей MHI.

По сравнению с предыдущей моделью его мощность увеличена на 40 % за счет применения более эффективного турбонагнетателя и увеличения давления в цилиндре при сгорании до 5,2 МПа при давлении инжекции топлива 16,0 МПа. Эффективный КПД дизелей находится на уровне 47 %. Оптимизация цикла сгорания включала также повышение степени сжатия, изменение конструкции топливных клапанов и формы камеры сгорания, фаз газораспределения и давления наддувочного воздуха. Технические данные двигатель-генераторов на базе модели этого дизеля и газовых двигателей приведены в табл. 2.16.

Таблица 2.16

Технические данные генерирующих установок с двигателями фирмы MHI

Показатели	**Модели газовых/2-топливных двигателей**			
	12 KU30GSI 12KU30GA	**14 KU30GSI 14KU30GA**	**16 KU30GSI 16KU30GA**	**18 KU30GSI 18KU30GA**
Число цилиндров	12	14	16	18
Эл. мощность, МВт	3,8	4,45	5,1	5,75
Вес двигателя, т	40	48	54	60
Габаритные размеры, мм: – длина – ширина – высота	 9850 3180 4980	 10390 3180 4980	 10930 3180 4980	 11470 3180 4980
Паропроизводительность при 0,78 МПа, кг/ч	2120	2480	2890	3240
	Модели дизельных двигателей серии KU30B			
	12KU30B	**14KU30B**	**16KU30B**	**18KU30B**
Число цилиндров	12	14	16	18
Эл. мощность, МВт	5,4	6,3	7,2	8,1
Паропроизводительность при 0,6 МПа, кг/ч	1690	1970	2250	2530
Вес двигателя, т	85	94	102	110

Как видно из таблицы обе модели идентичны по своим техническим характеристикам, при этом их мощности существенно ниже, чем у моделей дизельных двигателей. На фоне усиления конкуренции в эффективности на рынке крупномасштабных газовых двигателей, усилия MHI сосредоточены на применении цикла Миллера. Благодаря оптимизации сжатия и других факторов достигнута эффективность производства электроэнергии 45,5 %. В одном из лучших своих двухтопливных двигателей KU30GA достигнут эффективный КПД 44 % при уровне выбросов NO_x = 220 ppm и 45,5 % при выбросах NO_x 320 ppm (значение выбросов скорректированы на содержание кислорода 0 % в выхлопных газах). Общий вид двигателя KU30GA представлен на рис. 2.26, а его структурный разрез был показан в гл. 1 (рис. 1.27).

В 2-топливном двигателе применено микропилотное зажигание, требующее минимального количества жидкого топлива (газодизельный цикл). Обедненная топливовоздушная смесь при зажигании пилотным топливом обеспечивает высокую эффективность и уменьшает воздействие на окружающую среду. Схема 2-топливной системы двигателя показана на рис. 2.27.

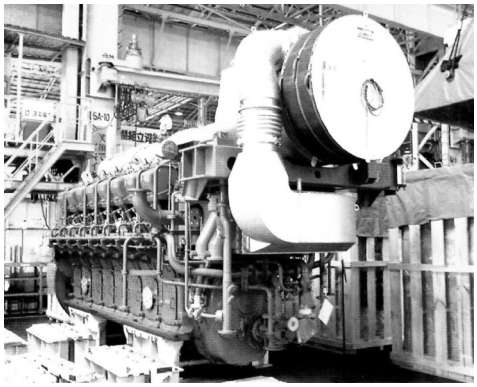


Рис. 2.26. Общий вид 2-топливного двигателя KU30GA.

Этот двигатель работает при среднем эффективном давлении 2 МПа и имеет от 12 до 18 цилиндров. Номинальная выходная мощность охватывает диапазон от 3800 до 5750 кВт. Следует отметить несколько более низкий уровень выбросов NO_x – 200 ppm и менее при O_2 = 0 % (или 58 ppm и менее при O_2 = 15 %).

Внедрение технологии общего трубопровода (common rail) подачи пилотного (дизельного) топлива сделало возможным использование небольшого количества впрыскиваемого пилотного топлива (менее 1 % от расхода газового топлива для заданной мощности двигателя), чтобы достичь уровня NO_x = 100 ppm (O_2 = 0 %).

По мнению специалистов MHI преимущества мощных среднеоборотных двигателей серии MACH-30G (750 об/мин) по сравнению с высокооборотными газовыми двигателями с искровым зажиганием (1000–1800 об/мин) заключаются в следующем: более чем в 2 раза выше срок службы (20 лет) и интервалы между плановыми обслуживаниями (4000 ч); не требует частых замен свечей зажигания; повышенный КПД около 45 % против 40 %; ниже уровни выбросов NO_x (микродозой пилотного топлива воспламеняется даже очень обедненная рабочая смесь).

Фирма MHI на основе своих модульных генераторов с двигателями MACH-30G выпускает пекедж-электростанции полной заводской готовности мощностью от 3,80 до 5,75 МВт. Возможна также комплектация пекеджа утилизационным оборудованием для снабжения потребителей паром и горячей водой. Для целей кондиционирования и получения холодной воды возможна установка

абсорбционного холодильника. Электрические станции поставляются с числом генерирующих модулей от 1 до 3, при этом возможен выбор следующих опций: стандартный, повышенной компактности, с низким уровнем выбросов NO_x, с селективным каталитическим конвертором.

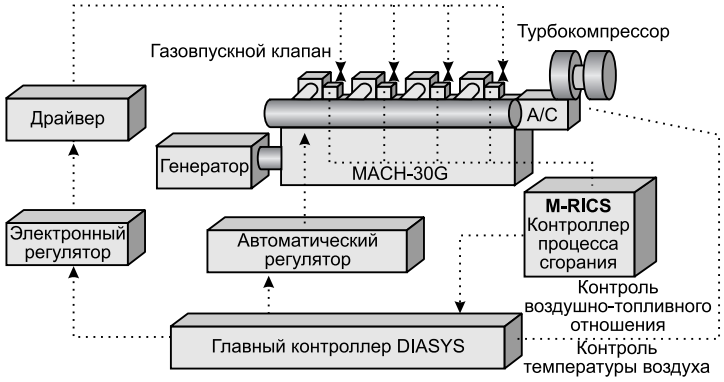


Рис. 2.27. Структурная схема 2-топливной системы двигателя KU30GA.

Фирма расширила диапазон мощности модульных электростанций от 320 кВт в сторону наиболее востребованных на рынке электростанций мощностью до 1,5 МВт. Разработана контейнерная генераторная установка для быстрого монтажа и ввода в эксплуатацию. В 1993 г. были представлены два газовых двигателя (GSA и GSR серии) на обедненной смеси с выходной мощностью 1 МВт и низкими уровнями выброса NO_x, предназначенные для использования в когенерационных системах. Новый двигатель мощностью 1,5 МВт и контейнерная генераторная установка на его основе явились результатом дальнейшего усовершенствования конструкции и применения цикла Миллера. Двигатель имеет КПД 42,1 %; оптимизация процесса сгорания обедненной смеси достигнута путем расчета процесса с использованием компьютерной программ CFD (Computational Fluid Dynamics). Двигатель рассчитан на применение топлива с метановым числом 76–80. Для повышения эффективности цикла Миллера на двигателе установлен экономичный турбонагнетатель с высокой степенью сжатия. В серию GSR входят как средне-, так и высокооборотные двигатели. Модельный ряд газовых двигателей и основные технические характеристики приведены в табл. 2.17.

Таблица 2.17

Двигатели семейства GSR с циклом Миллера

Показатели	Модели двигателей				
	GS6R	GS6R2	GS12R	GS16R	GS16R2
Число цилиндров	6	6	12	16	16
Диаметр/ход поршня, мм	170/180	170/220	170/180	170/180	170/220
Скорость вращения, об/мин	1500	1000	1500	1500	1500
Мощность эл., кВт	320	315	700	930	1500

Использована также автоматическая система детонационного контроля, что повысило тепловую эффективность двигателя. Система оптимизации состава топливо-воздушной смеси позволяет работать двигателю при нагрузке около 30 % от номинальной. В целом система управления двигателем позволяет принимать нагрузку 100 % в течение 2 мин после запуска двигателя. В дополнение к традиционной градирне для охлаждающей жидкости введен радиатор, который обеспечивает работу двигателя даже во время отключения воды. Двигатель-генераторная установка для высокой мобильности размещается в стандартном 13-метровом контейнере с системами и оборудованием для выдачи электроэнергии потребителю. Для применения двигатель-генератора в системе когенерации предназначается дополнительный 6-метровый контейнер с блоком теплоснабжения и сопутствующим оборудованием. Контейнеры снабжены соответствующими разъемными устройствами для соединения проводов и топливных трубопроводов, которые позволяют значительно ускорить монтаж установки на площадке эксплуатации; эти процедуры выполняются в течение 24 часов.

7. ВЫСОКООБОРОТНЫЕ ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ MOTORTURBINEUNION (MTU)

Фирма MTU (ФРГ) у своих истоков имела механические мастерские, в которых в 1909 г. инженер Майбах сконструировал и собрал свой первый автомобиль, положивший начало известному ныне автомобильному бренду. С 2011 г. фирмой на равных правах владеют концерны Diemler и Rolls-Royce. Кроме крупных судовых дизелей в производстве находится две серии газовых двигателей 183 и 4000, покрывающих мощность от 130 до 1560 кВт. На заводе MWB Bremerhaven выпускаются двигатели серии 183 (6-цилиндровые рядные, 8 и 12 V-образной конфигурации) с выходной мощностью 130, 160, 240 кВт соответственно; двигатель этой же серии V-образный 12-цилиндровый с турбонагнетателем развивает мощность 313 кВт.

Производство V-образных двигателей серии 4000 с 12-ю, 16-ю и 20-ю цилиндрами и мощностью от 1166 до 1950 кВт при 1500 об/мин осуществляется совместно с SKL Magdeburg. Благодаря двигателям этой серии фирма вошла в перспективный сектор рынка газовых двигателей. Двигатели имеют низкие выбросы NO_x (менее 500 мг/нм^3, возможны опции с выбросами 250 мг/нм^3) и высокую механическую эффективность. Основные показатели этих двигателей приведены в табл. 2.18.

Промежуточное по мощности положение между сериями 183 и 4000 занимают двигатели серии 2000. Все газовые двигатели имеют искровое зажигание, однако в различных сериях используются разные технологии сжигания топлива. Двигатели имеют высокую степень сжатия для своего класса мощности. В качестве топлива используется природный газ с метановым числом не ниже 70.

Двигатели серии 183 работают при среднем эффективном давлении до 0,9 МПа при стехиометрическом составе топливной смеси. Для снижения выбросов, выхлопные газы проходят через трехходовой каталитический

конвертер. Исключение составляет V-образный 12-цилиндровый двигатель, оснащенный турбонагнетателем и охладителем наддувочного воздуха, который работает на обедненной смеси, поступающей в цилиндр. Указанный двигатель имеет среднее эффективное давление 1,6 МПа, что обеспечивает высокую мощность и КПД на уровне 37,5 %.

Таблица 2.18

Основные показатели модульных электростанций с двигателями MTU

Модель двигателя	Мощность эл., кВт	Мощность теп., кВт	Мощность топлива, кВт	КПД (эл.), %	Кит, %	Габариты** Д×Ш×В, мм
Двигатели серии 183						
6RS	130*	200	361	36,0*	91,4*	–
8VS	160*	236	432	37,0*	91,6*	–
12VS	240*	358	649	37,0*	92,2*	–
12V	313*	397	835	37,5*	85,1*	–
Двигатели серии 4000 *Топливо – природный газ с метановым числом более 70*						
12V4000L33	1166	1228	2731	42,7	87,7	6300×1850×2400
16V4000L33	1557	1662	3649	42,7	88,2	7100×1850×2400
20V4000L33	1950	2098	4560	42,8	88,8	7600×1850×2400
Топливо – биогаз с метановым числом 60						
8V4000L62	772	807	1816	42,5	86,9	5700×1800×2400
12V4000L62	999	1075	2407	41,5	86,2	6150×1800×2400
12V4000L62	1166	1201	2744	42,5	86,3	6150×1800×2400
16V4000L62	1560	1615	3671	42,5	86,5	6800×1800×2400

* *– по механической мощности на валу двигателя;*

** *– указываются размеры модульной электростанции.*

Двигатели серии 4000 имеют развал цилиндров 90 градусов, диаметр/ход поршня 170/210 мм, объем цилиндра 4,77 л, скорость вращения коленвала 1500 об/мин. Степень сжатия в двигателе 11:1, а среднее эффективное давление выше 1,6 МПа. Двигатели с форкамерным зажиганием и работают на обедненной газовоздушной смеси, поступающей из турбонагнетателя с двухступенчатым охладителем; газовый смеситель типа Вентури.

Двигатель оснащен электронной системой зажигания, способной автоматически сохранять заданную энергию искрового разряда при ухудшении состояния свечи. Характерной особенностью двигателей этой серии является применение электронно-управляемого газового клапана компании Woodward Governor, который быстро реагирует на изменения качества смеси и нагрузки двигателя. Система управления двигателем включает электронную систему с контролем изменения качества смеси, нагрузки двигателя и момента зажига-

ния индивидуально для каждого цилиндра; кроме того, установлены датчики детонации и другие, позволяющие регистрировать параметры работы двигателя. Система управления тестируется на заводе отдельно для каждого двигателя. MTU-F предлагает завершенные модули электростанций, собранные на базе двигателей 183 серии. ТЭЦ модули доступны в диапазоне мощностей от 124 до 317 кВт электрической мощности и от 200 до 420 кВт тепловой мощности. В контейнерном исполнении уровень шума составляет 72 дБА; шумопоглощающие панели могут сниматься для прямого доступа к двигателю. Мини ТЕЦ с двигателем G12V4000B установлена на заводе MTU и обеспечивает электрическую мощность 960 кВт и тепловую 1100 кВт; оба вида энергии потребляются внутри производства.

8. ВЫСОКООБОРОТНЫЕ ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ MOTORENWERKEMANNHEIM (MWM)

Компания MWM является одной из старейших немецких двигателестроительных фирм, которую основал в 1922 г. изобретатель 2-тактного поршневого двигателя К. Бенц. С 1995 г. компания выступает на рынке энергетического оборудования в холдинге DEUTZMWM. Она впервые внедрила системы электронного управления и регулирования для стационарных газовых двигателей. В 2011 г. компания вышла из холдинга, а контрольный пакет ее акций был приобретен концерном MANB&W. Поскольку в литературных источниках описываются конструкции двигателей под брендом DEUTZMWM, в последующем это название употребляется наравне с нынешней аббревиатурой фирмы.

Компания MWM в последние годы оптимизирует мощностной ряд своих генераторных установок, адаптирует свои дизели для локомотивов и продолжает разработки в области систем электронного управления двигателями. В настоящее время двигатели покрывают мощностной диапазон от 200 кВт до 4,3 МВт. Двигатели фирмы – это быстроходные 4-тактные газовые и дизельные двигатели с рядным расположением цилиндров в 6-цилиндровых машинах и V-образной конфигурации для 8-, 12-, 16- и 20-цилиндровых двигателей. Скорость вращения коленчатого вала составляет 1500–1800 об/мин. 6-цилиндровые двигатели снабжены одним турбонагнетателем, остальные – двумя. Особенностью конструкции является расположение турбонагнетателя после топливосмесительного устройства, так что турбонагнетатель сжимает и подает в цилиндры рабочую топливовоздушную смесь. На всех газовых двигателях фирмы применяется технология сжигания обедненной смеси, в которой для воспламенения заряда используется электрическая свеча специальной конструкции вместе с электронной системой зажигания, формирующей не одиночную искру, а их последовательность. В крышках цилиндров камера сгорания выполняется неразделенной, головка поршня имеет плоскую поверхность. Экономичная и безопасная эксплуатация газовых двигателей достигается благодаря разработке и внедрению системы общего электронного управления ТЕМ, схема которой была показана в гл. 1 на рис. 1.33. Ее

назначение выходит за рамки обычного сравнения заданных и действительных значений параметров. Задачами этой системы являются: оптимизация КПД двигателя, в том числе при неблагоприятных условиях работы; обеспечение экологичности выхлопа в рамках допустимых норм; индивидуальный контроль каждого цилиндра; обеспечение эффективной нагрузки на агрегат и высокой эксплуатационной безопасности; регулирование состава смеси газ-воздух и, следовательно, процесса сгорания. Кроме управления моторомактюатором газового смесителя, система ТЕМ обеспечивает мониторинг по следующим параметрам: положению дроссельной заслонки для заданных мощности и скорости вращения коленвала; операции пуска и останова двигателя; температурам охлаждающей жидкости, смазочного масла, топливного газа, выхлопных газов; параметрам процесса сгорания в камерах сгорания цилиндров. Система также выполняет мониторинг и управление периферийным вспомогательным оборудованием.

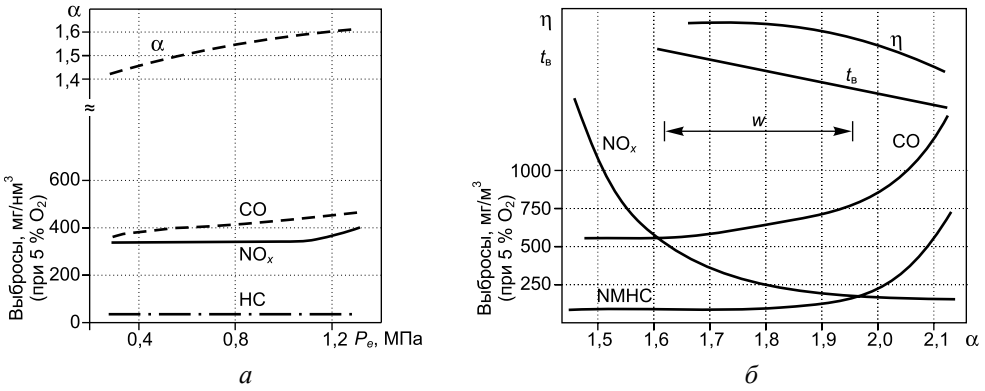
Система управления должна обеспечивать баланс между требуемой и развиваемой мощностью с помощью измерений скорости или мощности. Схема управления обычно содержит: датчик оборотов коленчатого вала, измеритель нагрузки, электронный блок управления, сравнивающий действительные и номинальные значения скорости или нагрузки и формирующий сигналы управления на исполнительные устройства; дроссельные клапаны с приводами.

При запуске двигателя дроссель полностью открыт, т. к. система управления выдает сигнал по скорости «слишком низкая». После первых оборотов коленчатого вала в цилиндры засасывается максимальный заряд и выталкивается затем в выхлопную систему. Стартер разгоняет коленчатый вал до ~ 8–12 % от номинальной скорости вращения. В этот момент включается зажигание и подается газообразное топливо. Скорость вращения при полностью открытом дросселе нарастает, и при скорости вращения, равной 13–15 % от номинальной, стартер отключается. Далее выход на номинальные обороты регулирует система контроля скорости. В случае привода компрессора или воздуходувки или генератора в автономной сети, система работает в режиме поддержания скорости вращения, и при изменении условий нагружения регулирование осуществляется в соответствии с ПИД-функциями.

В случае работы генератора параллельно с сетью система «медленно» проходит через скорость синхронизации, чтобы осуществить соединение генератора с сетью в момент синхронизации, т. е. в момент одинаковых частоты, фазы, угла и напряжения между генератором и сетью. Генератор, соединенный с сетью, сохраняет свою скорость (синхронный генератор) или может ее немного менять (асинхронный генератор). Когда сигнал по контролируемой переменной «скорость» не поступает, задачу управления мощностью двигателя (после соединения генератора с сетью) выполняет вторая система – управление мощностью. При постоянной скорости дроссель управляется в соответствии с величиной рассогласования текущей (действительной) и номинальной мощности двигателя, задаваемой генератором. Эта система дает свой управляющий сигнал как команду на увеличение/уменьшение скорости исполнительному механизму, устанавливающему положение дросселя. Система контроля мощности интегрируется в общую систему управления гене-

раторной установкой. Сигналы управления по мощности или положения дросселя могут быть переданы в систему контроля смешения только как корректирующие.

Чтобы эмиссия токсичных веществ не превышала действующих нормативов, двигателю задают ряд определяющих параметров – концентрацию кислорода в выхлопных газах, качество смеси на входе в цилиндры (т. е. значение $\alpha = 1{,}63 \div 1{,}95$, называемым рабочим окном *w*, рис. 2.28, *б*) и интенсивность горения. Используются нагретый датчик кислорода в выхлопных газах, измерение температуры выполняется с помощью термоэлементов и программно задается характеристика – кривая α, как показано на рис. 2.28, *а*. Дроссель в линии подачи газообразного топлива управляется сигналом датчика кислорода, и содержание O_2 устанавливается таким, чтобы обеспечить необходимый коэффициент избытка воздуха α при всех режимах работы двигателя.



а *б*

Рис. 2.28. Зависимости некоторых показателей работы двигателя и вредных выбросов от среднего эффективного давления в цилиндре (*а*) и коэффициента избытка воздуха (*б*).

Это позволяет достигать выбросов $NO_x < 250$ мг/нм^3 сухих выхлопных газов при 5 % O_2. В системе ТЕМ с помощью контроля температуры регулируется интенсивность процесса горения путем поддержания оптимальных коэффициентов избытка воздуха при смесеобразовании, обеспечивая в то же время максимальную эффективность работы двигателя. В качестве примера на рис. 2.28, *а* показано изменение α и выбросов на частичных нагрузках газового двигателя TBG-604B, выраженных в значениях эффективного давления в цилиндрах (частота вращения 1500 об/мин, объем цилиндра 4,4 л).

Управление мощностью, или, строго говоря, величиной крутящего момента, производится с помощью дросселя во впускном трубопроводе. При полностью открытом дросселе в цилиндры поступает максимальный топливовоздушный заряд, обеспечивающий наибольший крутящий момент коленчатого вала. Прикрытием дросселя уменьшается массовый расход топливовоздушной смеси, и реализуются частичные нагрузки двигателя.

Мощностной ряд и технические данные высокооборотных газовых двигателей серии TBG с искровым зажиганием производства фирмы DEUTZMWM

приведены в табл. 2.19. Указанные в таблице параметры двигателей соответствуют стандартам ISO 3046 (давление окружающей среды 100 кПа, температура 25 °С, относительная влажность 30 %). Метановое число природного газа – не ниже 80. Мощность указана на клеммах генератора при $\cos \varphi = 1$. Тепловая мощность обеспечивается системами охлаждения двигателя, масла и выхлопных газов, охлажденных до температуры 120 °С.

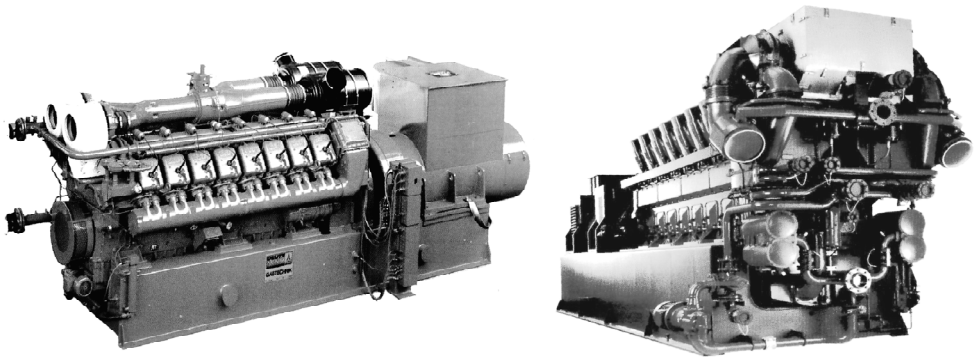
Таблица 2.19

Технические данные газопоршневых двигателей фирмы DEUTZMWM

Модель	Число цилиндров	Диаметр/ход поршня, мм	Скорость вращения, об/мин	Мощность, кВт			Расход топлива, кВт
				мех.	электр.	тепл.	
TBG234	V8	126/140	1500	200	190	325	583
	V12	126/140	1500	303	290	473	858
TBG616	V8	132/160	1500	280	269	386	757
	V12	132/160	1500	420	404	553	1104
TBG616K	V8K	132/160	1500	350	336	442	914
	V12K	132/160	1500	525	508	638	1346
	V16K	132/160	1500	700	678	849	1795
TBG620	V8	170/195	1500	550	532	765	1479
	V12	170/195	1500	790	765	1108	2136
	V16	170/195	1500	1100	1067	1530	2958
TBG620K	V12K	170/195	1500	1050	1018	1161	2545
	V16K	170/195	1500	1400	1358	1548	3393
TBG441	V16	230/270	1000	2090	2021	2988	6890
TBG632	V16	260/320	1000	3620	3635	4058	8950

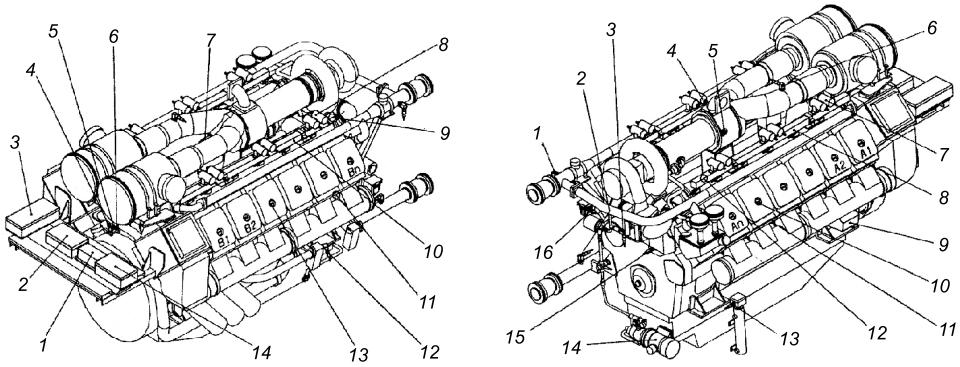
Опишем вкратце конструктивное исполнение 16-цилиндрового газового двигателя TBG620, как типичного представителя семейства газовых двигателей фирмы. Общий вид двигателя в составе модульной электростанции показан на рис. 2.29, *а*, а расположение некоторых систем и деталей его трубной обвязки показаны ниже на аксонометрическом изображении (рис. 2.30). Следуя установившейся в области двигателестроения традиции, фирма разрабатывает и производит модели газовых двигателей, выбрав в качестве прототипа доведенные и надежные дизели той же размерности. Благодаря этому около 95 % их основных деталей являются взаимозаменяемыми. Прототипом двигателя TBG620 является дизель TBD620 с характеристиками: диаметр поршня 170 мм, ход поршня 195 мм, рабочий объем цилиндра 4,4 л, скорость вращения 1860 об/мин, мощностью от 1097 до 2190 кВт. Основные черты конструкции двигателей являются достаточно традиционными (классическими). Корпус (картер) двигателя представляет единый литой чугунный блок, боковые стенки которого опущены ниже осевой линии коленчатого вала. Корпуса коренных подшипников подвешены снизу и горизонтальными бол-

тами крепятся к стенке картера. Боковые стенки картера имеют окна для обслуживания. Втулки цилиндров мокрые (охлаждаемые).



а *б*

Рис. 2.29. Общий вид газового двигателя TBG620 (V16) мощностью 1,1 МВт с электрогенератором (*а*) и двигателя TCG2032 (V12) мощностью 3,3 МВт (*б*).



а *б*

Рис. 2.30. Расположение систем двигателя и датчиков на моделях TBG620.
а: *1* – блок управления зажиганием; *2* – делитель напряжения; *3* – терминал для систем управления двигателем; *4* – зажигание; *5* – контроль двигателя; *6* – место установки регулятора; *7* – шаговый двигатель; *8* – катушки зажигания; *9* – сопротивление; *10* – кабельная труба порта В; *11* – датчик температуры; *12* – температура смазочного масла; *13* – свечи зажигания; *14* – контроль регулятора;
б: *1* – температура охладителя на выходе; *2* – температура охладителя на входе; *3* – давление масла; *4, 5* – переключатель богатая/бедная; *6* – температура воздуха на входе; *7* – катушки зажигания; *8* – кабельный канал порта А; *9* – стартер; *10* – свечи зажигания; *11* – датчик температуры; *12* – сопротивление; *13* – датчик уровня масла; *14* – маслонасос; *15* – для системы зажигания.

Коленчатый вал выполнен с противовесами, прикрепленными болтами к валу. Шатун с двойным Т-образным профилем стержня имеет диагональный разъем шатунной головки и ступенчатым вкладышем подшипника в поршневой

головке. Поршень выполнен из легкого металлического сплава и несет два хромированных компрессионных кольца; третье кольцо – маслосъемное. Головка поршня снабжена охлаждающими масляными каналами, а также охлаждается распыленной струей масла из форсунки, расположенной в стенке картера. Крышка цилиндра имеет 4 клапана; их седла встроены с учетом достижения оптимального смешения с закруткой потока, внешним подводом топливной смеси и отводом выхлопа в сторону V-образного развала цилиндров, где расположен водоохлаждаемый выхлопной коллектор (в моделях TBG620 с одноконтурной системой охлаждения) или неохлаждаемый выхлопной коллектор на моделях TBG620K с двухконтурной системой охлаждения. Свечи зажигания располагаются в центре камеры сгорания с эффективным охлаждением концевой части. Привод клапанов – механический через толкатели и рокеры (коромысла) от кулачкового распределительного вала, размещенного внизу V-образного пространства развала цилиндров. Коленвал и шатуны идентичны аналогичным деталям дизельного двигателя. Камера сгорания имеет гладкую конфигурацию. В крышке цилиндра, которая крепится к блоку остова над втулкой цилиндра, располагаются клапаны газообменного устройства и источник зажигания – электросвеча.

Подача газового топлива с давлением не более 10 кПа осуществляется с помощью смесителя, действующего по принципу трубки Вентури. В конфузоре последней создается разряжение, и в поток через отверстие поступает газообразное топливо. Устройство смесителя описано ранее в гл. 1, рис. 1.31. Смеситель рассчитан на работу с различными топливными газами – от свалочного (биогаза) или пропана до природного газа. Переключения на использование в газовом двигателе качественно (по составу) отличающихся газообразных топлив могут выполняться либо непрерывно, либо выборочно. Подача топливного газа осуществляется через систему безопасности с двумя электромагнитными клапанами и регулятором «нуль-давления», т. е. при атмосферном давлении.

Управляющие команды на образование смеси газ–воздух поступают из системы управления ТЕМ, которая обеспечивает коэффициент избытка воздуха в топливной смеси 1,7–2,1.

Для подачи газовоздушной смеси в цилиндры на 8- и 12-цилиндровых двигателях применяется один турбонагнетатель, на 16-цилиндровых – два. Сжатая в ТН рабочая смесь перед подачей в цилиндры охлаждается. Между выходом компрессора ТН и охладителем надувочного воздуха размещается дроссельная заслонка для регулирования мощности двигателя. Необходимый расход газа устанавливается измерительным устройством, управляемым сервоприводом. Эта система, расположенная до топливовоздушного смесителя, обеспечивает непрерывное поддерживание постоянной мощности двигателя в условиях меняющегося качества топливного газа.

Сжатая в цилиндре топливовоздушная смесь поджигается с помощью высоковольтного искрового разряда в искровой свече. Расположение свечи, момент зажигания и характеристики искры были выбраны на основании оптимизационных исследований двигателя. Низкие уровни эмиссии, высокая эффективность и надежность искровой свечи определяются микропроцессорной системой зажигания, позволяющей устанавливать момент зажигания как функцию вида газового топлива и скорости вращения коленвала. Система за-

жигания – микропроцессорная, низковольтное (24 В) распределение, индивидуальная катушка зажигания для каждого цилиндра, не имеет движущихся деталей; на обоих валах (коленчатом и распределительном) установлены тригерные генераторы Холла. Система имеет возможность изменять момент зажигания и энергию разряда, а также распределение по цилиндрам, осуществляемое на низковольтной стороне катушки зажигания. Эта система рассчитывает момент зажигания для каждого цилиндра в зависимости от углового положения маховика с метками цилиндров и подает низковольтный электрический импульс от конденсатора на катушку зажигания, относящуюся к данному цилиндру. Катушка работает как трансформатор, индуцируя высокое напряжение (около 20 кВ) для образования искры между электродами свечи зажигания. Момент зажигания выбирается в пределах 15–25° до положения ВМТ, так что основное тепловыделение в процессе сгорания происходит сразу после достижения ВМТ.

Ранее упоминалось, что главная система управления двигателем, обеспечивающая максимальную эффективность и низкие уровни выбросов при различных внешних условиях, использует в качестве первичной информации о текущих параметрах двигателя сигналы разнообразных датчиков и систем, часть из которых индивидуальны для каждого цилиндра. Карта расположения датчиков и систем на двигателе TBG620 показана на рис. 2.30.

Функциональная схема системы охлаждения двигателя с подсоединенным отопительным контуром для сброса теплоты представлена на рис. 2.31.

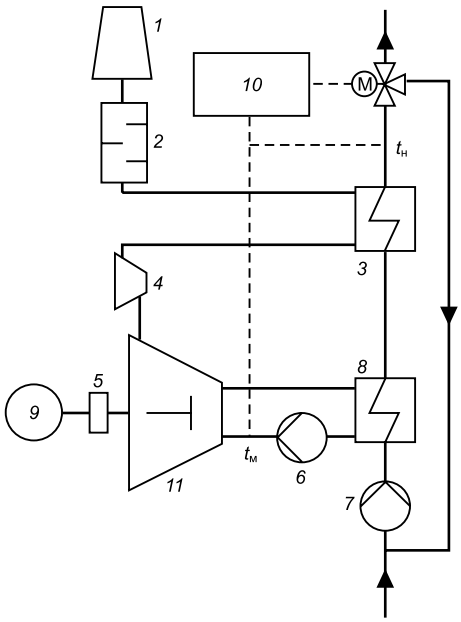


Рис. 2.31. Функциональная схема регулирования параметров контура системы охлаждения двигателя и отопительного контура:
1 – выхлопная труба; *2* – выхлопной глушитель; *3* – теплообменник выхлопных газов двигателя; *4* – турбокомпрессор; *5* – муфта сцепления; *6* – насос системы охлаждения двигателя; *7* – циркуляционный насос отопительного контура; *8* – теплообменник; *9* – генератор; *10* – система общего электронного управления Deutz TEM; *11* – двигатель; $t_н$ – температура воды на входе в отопительный контур, $t_м$ – температура охлаждающей жидкости на входе в двигатель.

В системе охлаждения имеется трехходовой смеситель для поддержания температуры охладителя на входе в двигатель на постоянном уровне. Это достигается с помощью регулятора (термостата) и электронно-управляемых

регуляторов, контролирующих потоки охладителя через теплообменник, аварийный холодильник и байпасную линию для быстрого нагрева охладителя.

Экспериментальные данные по результатам измерений составляющих теплового баланса для режимов 50, 75 и 100 % нагрузки двигателей серии TBG620 приведены в табл. 2.20.

Таблица 2.20

Составляющие теплового баланса и параметры выхлопа газовых двигателей серии TBG620 при 1500 об/мин

Топливо	Выбросы NO_x, г/нм^3	Нагрузка, %	Мощность мех., кВт	Мощность эл., кВт	Расход топлива, кВт	Теплота от системного охладителя, кВт	Теплота выхлопных газов при охлаждении до 120 °С, кВт	Полная утилизированная теплота, кВт	Теплота излучения, кВт	Расход воздуха на горение, кг/ч	Расход выхлопных газов, кг/ч	Температура выхлопных газов, °С
Двигатель 8V TBG620												
п.г.	0,25	50	275	266	815	254	194	447	37	1694	1778	468
п.г.	0,25	75	413	399	1151	350	268	619	37	2426	2544	457
п.г.	0,25	100	550	532	1479	446	337	784	37	3116	3269	450
б.г.	0,50	50	254	245	765	239	183	422	37	1434	1618	483
б.г.	0,50	75	381	368	1076	329	252	581	37	2053	2313	471
б.г.	0,50	100	508	491	1382	418	318	736	37	2643	2977	464
Двигатель 12V TBG620												
п.г.	0,25	50	395	383	1180	390	259	649	55	2445	2567	442
п.г.	0,25	75	593	575	1663	545	355	900	55	3502	3673	429
п.г.	0,25	100	790	765	2136	698	437	1136	55	4501	4721	416
б.г.	0,50	50	381	369	1148	380	253	633	55	2149	2427	455
б.г.	0,50	75	572	554	1615	530	347	877	55	3083	3473	442
б.г.	0,50	100	762	738	2073	678	428	1106	55	3964	4465	429
Двигатель 16V TBG620												
п.г.	0,25	50	550	533	1630	544	351	894	74	3388	3556	435
п.г.	0,25	75	825	800	2301	762	474	1237	74	4848	5085	418
п.г.	0,25	100	1100	1067	2958	994	573	1567	74	6232	6537	400
б.г.	0,50	50	509	493	1532	513	332	845	74	2871	3242	449
б.г.	0,50	75	763	740	2155	714	450	1164	74	4112	4633	433
б.г.	0,50	100	1017	986	2766	925	548	1473	74	5292	5961	416

Показатели двигателей несколько различаются в зависимости от вида газообразного топлива, обозначенного как п.г. – для природного газа и б.г. для биогазов (свалочного и очистки стоков). Метановое число природного газа должно быть выше 70; газы от очистки и свалочные в качестве «расчетного» состава содержат соответственно 65 % метана и 35 % CO_2 для газа очистки стоков и 50 % метана, 27 % CO_2 и остальное N_2 – для свалочного газа. Для электрогенераторов принято $\cos\varphi = 1$. При работе двигателей в составе когенерационного модуля температура охлаждающей воды на входе в двигатель составляет 74 °С и на выходе 90 °С. По тракту всасываемого воздуха допускается гидравлическое сопротивление ≤ 0,5 кПа; по тракту выхлопных газов – 5 кПа. Давление топливного газа – от 2 до 10 кПа при колебаниях его расхода в диапазоне менее 10 %; удельный расход смазочного масла 0,3 г/кВт·ч при полной нагрузке. Шумовая эмиссия составляет: в области всаса воздуха на расстоянии 1 м от двигателя – 99–103 дБ(А); шум в области выхлопа (без шумоглушителя) – 116–119 дБ(А). Эмиссия вредных веществ при работе на природном газе с применением каталитического конвертера (в расчете на м^3 сухих выхлопных газов, содержащих 5 % кислорода): $NO_x < 0{,}25$ г NO_2/м^3, CO < 0,325 г/м^3, NMHC (неметановые углеводороды) < 0,375 г/м^3. При работе двигателя на биогазах эти величины составляют $NO_x \le 0{,}5$ г NO_2/м^3, CO ≤ 0,65 г/м^3 и NMHC ≤ 0,15 г/м^3.

В результате работ фирмы по исследованию и совершенствованию газовых двигателей в производственной программе появились серии двигателей нового поколения, которые в индексе обозначены буквой «С». Внешний вид 12-цилиндровой модели показан на рис. 2.29, *б*. Технические данные этих двигателей приводятся в табл. 2.21.

Давление топливных газов перед двигателем находится в пределах 2–20 кПа. Ресурс двигателей до капитального ремонта установлен в 64 тыс. ч; для двух последних моделей в табл. 2.21 – 80 тыс. ч.

Таблица 2.21

Технические характеристики газовых двигателей серий TCG

Показатели	**TCG2016V08C**	**TCG2016V12C**	**TCG2016V16C**	**TCG2020V12**	**TCG2020V16**	**TCG2020V20**	**TCG2020V12K**	**TCG2020V16K**	**TCG2032V12**	**TCG2032V16**
Топливо – природный газ, $Q_н^р$ = 9,5 кВт·ч/нм^3, метановое число 70–80										
Мощность эл., кВт	400	600	800	1200	1560	2000	1125	1500	3333	4300
Мощность тепл., кВт	427	654	855	1197	1586	1990	1272	1691	3208	4160
КПД эл., %	42,2	42,0	42,3	43,7	43,3	43,7	41,0	41,0	44,2	44,2
КПД тепл., %	45,0	45,7	45,2	43,5	44,0	43,3	46,4	46,2	42,5	42,7
Кит, %	87,2	87,7	87,5	87,2	87,3	87,0	87,4	87,2	86,7	86,9

Окончание табл. 2.21.

Показатели	**TCG2016V08C**	**TCG2016V12C**	**TCG2016V16C**	**TCG2020V12**	**TCG2020V16**	**TCG2020V20**	**TCG2020V12K**	**TCG2020V16K**	**TCG2032V12**	**TCG2032V16**
Температура выхлопных газов, °С	440	457	455	414	423	424	477	484	458	453
Мощность вводимого топлива, кВт	948	1430	1891	2750	3606	4583	2743	3658	7584	9739
Расход топлива, $нм^3/ч$	100	150	199	289	378	482	289	385	798	1025
Габаритные размеры, мм:										
– длина	3070	3700	4000	5500	6300	7300	5448	6164	8062	8911
– ширина	1480	1450	1450	1800	1800	1800	1870	1870	2657	2684
– высота	2280	2200	2200	2500	2500	2600	2490	2490	3846	3844
Масса сухая, кг	4500	5700	6570	10400	13800	17300	9490	12810	44500	50000
Топливо – биогаз, свалочный газ										
Мощность тепл., кВт	398	608	810	1255	1655	2085	–	–	–	–
КПД эл., %	42,5	42,5	42,5	42,0	41,7	42,0	–	–	–	–
Кит, %	84,8	85,5	85,5	85,9	85,9	85,8	–	–	–	–

9. СРЕДНЕОБОРОТНЫЕ ДВУХТОПЛИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ NIIGATAPOWERSYSTEMS

Со времени разработки первого судового дизеля (1919 г.), фирма Niigata (Япония) занимается разработкой и сборкой дизельных и начиная с 1989 г. – низкоэмиссионных газовых двигателей. Ныне на рынке поршневых двигателей компания предлагает семейство среднеоборотных двухтопливных двигателей, имеющих аббревиатуру AG (AdvancedGas). Серия AG является третьим поколением выпускаемых газовых двигателей. Двигатели этой серии имеют диапазон мощности от 967 до 5979 кВт; они выполняются рядными или V-образными, а диаметр поршня указывается в индексе модели. Двигатели работают по циклу Миллера для повышения эффективности всасывания рабочей смеси при работе с нагнетателем повышенной производительности, в результате чего повышается КПД на 8–10 % (абс.). При уменьшенной степе-

ни сжатия в цикле Миллера оптимизация выходной мощности производится путем варьирования момента открытия и закрытия впускных клапанов. Основные данные двигателей приведены в табл. 2.22.

Таблица 2.22

Основные данные двухтопливных (газодизельных) двигателей фирмы Niigata

Показатели	Модели двигателей			
	12V22AG	**16V22AG**	**18V22AG**	**18V28AG**
Мощность, кВт	2204	2944	3299	5979
Скорость вращения, об/мин	1000	1000	1000	750
Число цилиндров	12	16	18	18
Диаметр/ход поршня, мм	220/300	220/300	220/300	295/400
Ср. эффектив. давление, МПа	1,96	1,96	1,96	1,96
Габаритные размеры, мм: – длина – ширина – высота	 4430 2410 3620	 5320 2910 3680	 5720 2910 3680	 7990 2800 4860
Масса, т	21	14,4	14,4	21,0

Все двигатели оборудованы микропилотной системой зажигания (с прямым впрыском запального топлива). Наименьший в серии рядный 8-цилиндровый двигатель модели 8L22AG развивает мощность 1260 кВт при 900 об/мин. Микропилотная система зажигания обеспечивает большую энергию зажигания, чем обычные искровые системы. Микропилотное жидкое топливо (дизельное) впрыскивается в количестве по тепловому эквиваленту равному 1 % от вносимой в двигатель теплоты. Для надежности зажигания и стабилизации горения обедненной газовой смеси необходима весьма значительная тепловая энергия. С разработанной системой зажигания период горения топлива становится очень коротким, повышая в результате КПД примерно на 10 % по отношению к обычному двигателю. Хотя системы зажигания различаются, однако концепция сжигания обедненной смеси хорошо известна, поэтому выбросы NO_x низки и удовлетворяют нормам TA-Luft. Благодаря мощному источнику зажигания в двигателе успешно сжигаются такие газы с низкой калорийностью, как пиролизный газ или газ от канализационных стоков.

Двигатели модели 22AG выпускаются пяти модификаций (от 6 до 18 цилиндров). Запуск двигателя осуществляется сжатым воздухом. Фирмой разработана также специальная свеча зажигания для работы в период пуска двигателя. Первые три двигателя AG22 суммарной мощностью 3780 кВт эксплуатируются на ТЭЦ химического комбината в Японии. Их суммарная наработка составляет 25 тыс. ч. Наибольший в серии V-образный двигатель модели 18V28AG имеет 18 цилиндров, при 750 об/мин развивает мощность 5,8 МВт. Улучшение качества смесеобразования и конструктивная доработка камеры сгорания выполнялись в сотрудничестве с компанией IHI (Ishikawajima-Harima), в результате был достигнут наибольший для фирмы термический КПД двигателя 47,6 %.

Подготовлены к производству генераторные установки следующих моделей: 4006-23TAG2A мощностью 720 кВА; 4006-23TAG3A мощностью 800 кВА, 2806-C-E18 TAG1 – 550 кВА, 2806-C-E18 TAG2 на 635 кВА.

10. ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ-ГЕНЕРАТОРЫ АООТ «ПЕРВОМАЙСКДИЗЕЛЬМАШ»

АООТ «Первомайскдизельмаш» (Украина) является одним из старейших в СНГ машиностроительных предприятий. Уже в средине 30-х гг. выпускались стационарные газовые двигатели мощностью от 30 до 60 кВт при 750 об/мин. В последующие годы номенклатура выпускаемых поршневых двигателей расширялась, и с 1956 г. завод становится производителем среднеоборотных судовых дизельных двигателей. Ряд газовых и газодизельных двигателей был разработан и выпускается на базе хорошо зарекомендовавших себя в эксплуатации дизелей. В настоящее время предприятие производит модульные электростанции и когенерационные установки на базе среднеоборотных газовых двигателей в диапазоне электрической мощности от 315 до 800 кВт и тепловой мощности от 450 до 950 кВт. Достоинствами современного поколения двигателей являются: высокая эффективность (КПД электрический 38–39 %), высокая надежность (обеспечивается применением комплектующих изделий ведущих мировых производителей), моторесурс до капитального ремонта более 70 тыс. ч (за счет уменьшения скорости скольжения ресурсоопределяющих пар трения).

Производственная программа предприятия включает выпуск газовых и двухтопливных двигателей, имеющих 6 или 8 цилиндров, расположенных вертикально в ряд и с весьма близкими диаметрами поршней 250 и 260 мм при ходе 340 мм. Механическая часть газовых и двухтопливных двигателей разрабатывалась на базе дизельных двигателей собственного производства; общий вид и места расположения систем и устройств на дизеле ДГА-500 были показаны в гл. 1. Двигатели среднеоборотные мощностью от 315 до 800 кВт, при этом номинальная скорость вращения возрастает от 500 до 750 об/мин для наиболее мощного двигателя. Модели двигателей и их технические характеристики в составе двигатель-генераторов приведены в табл. 2.23. Маркировка двигатель-генераторов проводится по их номинальной электрической мощности.

В качестве электрогенератора применяется синхронный генератор переменного тока, трехфазный, со статической системой возбуждения, автоматическим регулятором напряжения, одноопорный, щеточный, со встроенными датчиками температурного контроля, с двумя шкафами управления. В зависимости от рода применяемой нагрузки (электродвигатели, освещение и т. д.) генераторы могут иметь выходное напряжение 400, 6300, 10 500 В.

На предприятии разработаны, испытаны и введены в эксплуатацию двигатель-генераторы, использующие в качестве основного топлива биогаз, генераторный газ, синтезгаз, попутный газ, шахтный газ-метан и другие виды газов, а также топливо из масел растительного происхождения. В газовых двигателях с искровой системой зажигания, можно использовать газы с калорийностью от 5,2 МДж/нм^3, давлением газа на линии подвода к двигателю 0,05–0,40 МПа и

температурой газа до 40 °С. Для газов с меньшей калорийностью (менее 5,2 МДж/нм^3), предприятие предлагает двигатели с топливной системой, позволяющей смешивать низкокалорийные газы с высококалорийными или двигатели, работающие по газодизельному циклу (двухтопливные двигатели).

В качестве примера приведем описание общего устройства газового двигатель-генератора ДвГА-500-1, который состоит из газового двигателя 6ГЧН 25/34 и генератора СГС, смонтированных на общей раме. Соединение коленчатого вала двигателя с ротором генератора – жесткое фланцевое.

Газовый двигатель 6ГЧН25/34 – четырехтактный, шестицилиндровый, с вертикальным однорядным расположением цилиндров, с турбонаддувом, подачей газа перед турбокомпрессором и охлаждением газо-воздушной смеси за турбонагнетателем. Газо-выпускной коллектор находится справа, а сторона управления слева, если смотреть со стороны генератора. Двигатель состоит из блок-картера и фундаментной рамы, скрепленных анкерными связями, образующих жесткую систему, на которой смонтированы все остальные детали и узлы. Двигатель укомплектован турбонагнетателем типа PTR 154, производства фирмы PBS TURBO (Чехия) и электронным регулятором скорости вращения коленвала фирмы «Heinzmann» (Германия). Турбонагнетатель с радиальной турбиной, встроенные подшипники скольжения, смазывание от системы смазки двигателя, корпус турбины без водяного охлаждения с теплоизоляцией. Характеристики турбонагнетателя PTR позволяют устанавливать его на двигатели мощностью от 400 до 1000 кВт, при этом производительность по всасываемому воздуху изменяется в пределах 0,5–1,5 нм^3/мин при степени сжатия от 2 до 4 соответственно.

Система подачи газа состоит из: смесителя газа и воздуха, блока редукторов и газовых клапанов. Для работы газового двигателя применяется природный газ согласно ГОСТ 5542-87, при этом электрический КПД двигателя составляет 38 %, а Кит при работе в модульной электростанции в когенерационном режиме достигает 90–92 %. В случае применения другого топливного газа его состав и давление на входе в двигатель согласовываются с заводом-изготовителем двигателя.

На двигателе установлена система зажигания MIC500 производства фирмы «Motortech» (Германия). Она состоит из: свечей зажигания, установленных в крышках цилиндров, высоковольтных катушек, высоковольтных проводов, электронного блока с 16 выходами на цилиндры. Точность момента зажигания обеспечивается в пределах 0,25 градусов поворота коленчатого вала. Система обеспечивает максимальную энергию искрового зажигания, равную 180 МДж; при необходимости меньшее значение устанавливается оператором. Система работает от напряжения 10–30 В постоянного тока. Параметры системы зажигания выводятся на дисплей: скорость вращения двигателя, моменты зажигания, энергию искры, возможные ошибки функционирования. Расход выхлопных газов в двигателе составляет 3370 кг/ч; температура после турбонагнетателя 550 °С.

Система смазки двигателя циркуляционная, под давлением, со свободным сливом масла в раму и откачиванием в отдельно расположенный маслобак. Подробно описание конструкции механической части газового двигателя, включая структурные элементы системы смазки, было представлено ранее (гл. 1, раздел 4). Предпусковая прокачка двигателя маслом производится маслопрокачивающим агрегатом с электроприводом, смонтированным на подмоторной раме.

Технические данные двигатель-генераторов

Показатели	Газовые двигатель-генераторы				
	ДвГА-315	**ДвГА-500**	**ДвГА-630**	**ДвГА-800**	
Номинальная электрическая мощность, кВт	315	500	630	800	
Мощность при работе на дизельном топливе, кВт	–	–	–	–	
Тип двигателя	ГЧН 25/34	6ГЧН 25/34	8ГЧН 25/34	ГЧН 25/34	
Число цилиндров	–	6	8	–	
Диаметр/ход поршня, мм	–	250/340	250/340	–	
Степень сжатия	–	10	10	–	
Среднее эффективное давление, МПа	–	–	–	–	
Макс. давление сгорания, МПа	–	8,5	8,5	–	
Частота вращения, об/мин	–	–	600	–	
Тепловая мощность при полной утилизации тепла, кВт	450	750	900	1045	
Расход газового топлива на номинальной мощности, приведенный к теплоте сгорания 8600 ккал/м^3, нм^3/ч	84	133	167	220	
Расход дизельного топлива в качестве запальной дозы, кг/ч	Электронная система зажигания				
Расход масла растительного происхождения на номинальной мощности, кг/ч	–				
Расход воды при использовании штатных водяных насосов, навешенных на двигателе, м^3/ч	24	26	26	26	
Габариты, мм: – длина – ширина – высота	–	5070 1550 2925	6205 1900 2770	–	
Масса, сухая т	–	17,2	20,2	–	
Максимальная температура воды на выходе из блока утилизации, °С	85–105				
Давление воды на входе в когенерационную установку, не более, МПа	–				
Удельный расход масла на угар, г/кВт·ч	–	0,7	0,7	–	
Ресурс до кап. ремонта, тыс. ч	70,0				

Таблица 2.23

АООТ «Первомайскдизельмаш»

	Газодизель-генераторы			Дизель-генераторы на масле растительного происхождения		
	ГДГА-500	**ГДГА-630**	**ГДГА-800**	**ДГА-500**	**ДГА-630**	**ДГА-800**
	500	630	800	500	630	800
	300	500	800	–	–	–
	6ГЖЧН 25/34	8ГЖЧН 25/34	6ГЖЧН 26/34	ЧН 25/34	ЧН 25/34	ЧН 26/34
	6	8	6	–	–	–
	250/340	250/340	260/340	–	–	–
	12,5	12,5	12,5	–	–	–
	1,3	1,34	1,35	–	–	–
	10,0	10,0	11,0	–	–	–
	500	600	750	–	–	–
	635	755	1045	635	755	1045
	175	205	250	–	–	–
	8	12	14	–	–	–
	–			125	158	200
	25	25	26	25	25	26
	5220 1900 2645	6205 1900 2770	5980 2070 3160	–	–	–
	17,2	20,2	22,0	–	–	–
	85			85		
	0,3–1,2					
	1,0–4,5			–		
	60,0–70,0			70,0		

Система охлаждения двигателя водоводяная двухконтурная, состоит из закрепленных на двигателе двух водяных насосов внутреннего и внешнего контуров, охладителя газо-воздушной смеси, охладителя масла, охладителя воды, регулятора температуры масла, регулятора температуры воды и расширительного бачка. Двигатель и корпус подшипников турбонагнетателя охлаждаются циркулирующей водой внутреннего контура, а газо-воздушная смесь, масло и вода охлаждаются в соответствующих охладителях проточной водой внешнего контура. Второй контур системы охлаждения включается в схему отопления и горячего водоснабжения при утилизации тепла. Пуск двигателя – пневматический, с подачей в цилиндры сжатого воздуха из баллонов под давлением 2,5–3,0 МПа.

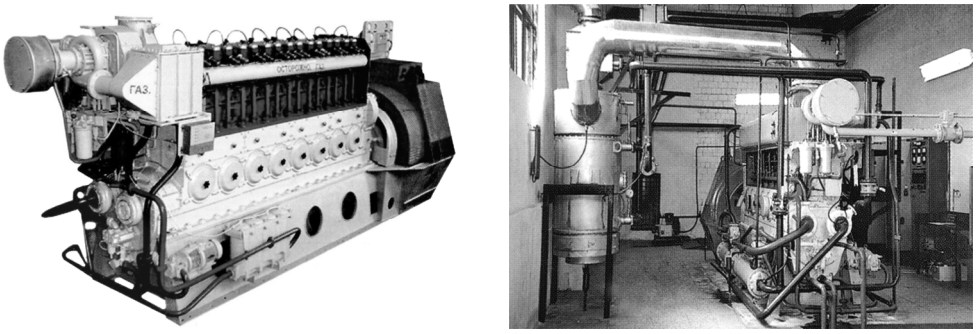
Средства контроля за работой двигатель-генератора расположены на щите приборов двигателя, а также в шкафу. На двигателе установлены следующие контрольно-измерительные приборы: манометры (для масла, поступающего в двигатель, масла до фильтра, циркуляционной воды, воды внешнего контура, газо-воздушной смеси после охладителя наддувочного воздуха, мановакуумметр газо-воздушной смеси во впускном коллекторе); датчики температуры (для воды, выходящей из двигателя, масла, поступающего в двигатель), выхлопных газов индивидуально за каждым цилиндром и на выхлопе; тахометр частоты вращения коленвала. Вне двигателя установлены: манометр воздуха в пусковом баллоне и манометр масла перед центрифугой. Двигатель-генератор может быть автоматизирован по 1-й или 2-й степени ГОСТ 14228-80.

Для расширения сферы применения своих двигателей фирма кроме газовых и дизельных двигателей производит двухтопливные двигатели, работающие по газодизельному циклу (с воспламенением газовоздушной смеси в цилиндре от инжектируемой форсунками запальной дозы дизельного топлива). Количество этого топлива составляет до 8 % от требуемого теплового потребления двигателя. Технические характеристики газодизельных и дизельных моделей двигателей приведены в табл. 2.23.

Топливная система состоит из шестеренчатого топливоподкачивающего насоса с редукционным клапаном, сдвоенного фильтра тонкой очистки, отдельных топливных насосов высокого давления для каждого цилиндра и охлаждаемых форсунок. В ДГА-315-1 форсунки неохлаждаемые.

В ДвГА-800 (рис. 2.32, *а*) поршень составной, охлаждаемый маслом, головка поршня стальная, тронк чугунный. Система подачи газа состоит из дозатора газа, регулирующего подачу газа в зависимости от нагрузки; гидроупора, устанавливающего топливные рейки на запальную дозу; гидронасосов, открывающих газо-пусковые клапаны; клапана переключения при пуске; клапанов газо-пусковых на крышках цилиндров. Система смазки газодизель-генератора ГДГА-800 циркуляционная, под давлением, со свободным сливом масла в раму. На газодизеле установлен масляный насос с редукционным клапаном, нагнетающий масло через фильтр в газодизель. Предпусковая прокачка газодизеля маслом производится электроагрегатом, смонтированным на подмоторной раме. Система охлаждения может быть выполнена водовоздушной одноконтурной с охлаждением воды в радиаторах потоком воздуха, создаваемым вентилятором с электрическим приводом. На базе газовых двигатель-генераторов мощностью 315–630 кВт созданы блочные когенерационные установки (мини-ТЭЦ) с применением теплообменников для ути-

лизации теплоты выхлопных газов, охлаждающей двигатель воды, масла и наддувочного воздуха. При полной утилизации теплоты их тепловая мощность находится в диапазоне 450–900 кВт. Одна из них, КГУ на базе ДВГА-500, расположенная в котельной г. Хмельницкий, показана на рис. 2.32, *б*. По данным АООТ «Первомайскдизельмаш» уже наконец 2010 г. в Украине и зарубежом (Латвии, Татарстане, Казахстане, Италии) было построено более 50 КГУ.



а *б*

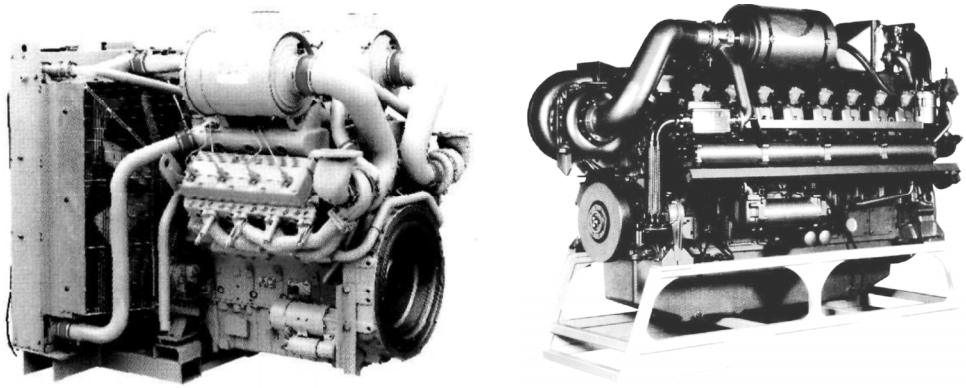
Рис. 2.32. Общий вид среднеоборотного 8-цилиндрового газового двигателя мощностью 800 кВт АООТ «Первомайскдизельмаш» (*а*) и КГУ ДВГА-500 (*б*).

11. ВЫСОКООБОРОТНЫЕ ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ PERKINS GROUP OF COMPANIES

Фирма Perkins (Англия) производит дизельные двигатели в диапазоне мощности до 1550 кВт и газовые двигатели мощностью до 1047 кВт. Производятся также электрогенераторные модули Electropak и когенерационные установки с оборудованием для утилизации теплоты системы охлаждения двигателя и теплоты выхлопных газов.

Модели газовых двигателей мощностью 114 кВт и выше подразделяются на 4 серии (соответственно серии 1300, 2000, 3000 и 4000), при этом модели первых двух серий имеют по 6 цилиндров с рядным расположением, третей серии – V-образные, по 8 цилиндров, и четвертой серии – 6- и 8-цилиндровые (рядные) и 12- и 16-цилиндровые V-образной конфигурации. Общий вид двигателей 3- и 4-й серии показаны на рис. 2.33.

Все двигатели снабжены турбонагнетателями и охладителями наддувочного воздуха. Модели 4000Minox имеют эмиссию NO_x, удовлетворяющую стандартам окружающей среды Великобритании. Все модели газовых двигателей – высокооборотные, 1500 об/мин коленчатого вала. Рабочие объемы изменяются от 8,7–12,0 л до 23–61 л (4-я серия). Мощности двигателей указываются при условиях ISO 3046 (температура 25 °С и атмосферное давление 100 кПа) при работе на природном газе с низшей теплотворной способностью 34,71 МДж/нм^3. Технические данные моделей газовых двигателей приведены в табл. 2.24.



а *б*

Рис. 2.33. Общий вид газовых двигателей фирмы Perkins 3-ей серии (*а*) и 16-цилиндрового V-образного двигателя 4-й серии (*б*).

Конструктивные особенности газовых двигателей фирмы Perkins кратко представим на примере наиболее мощного двигателя 4-й серии модели 4016-EG1 TRS (Electronic Gas Induction) мощностью 1042 кВт, запущенной в производство в 2000 г. (рис. 2.33, *б*). Двигатель V-образный, 16-цилиндровый, с турбонагнетателем и искровым зажиганием, использует технологию сжигания обедненной топливовоздушной смеси. В качестве топлива используется природный газ, а также свалочный газ, биогаз и другие альтернативные газы. Частота вращения коленвала составляет 1500 об/мин; объем цилиндров двигателя 61 л. Диаметр цилиндра 160 мм, ход поршня 190 мм, имеет водовоздушное охлаждение. Габаритные размеры – длина 3482 мм, ширина 1425 мм, высота 2014 мм; масса нетто 5,6 т. Для своего класса двигатель является достаточно компактным. Двигатель имеет полностью электронную систему управления, которая контролирует обороты двигателя, температуру и давления масла, перебои зажигания и возникновение детонации топлива в цилиндрах. Зажигание топлива в цилиндре – форкамерное, при этом используется клапан впускной системы Woodward Tecjet, который автоматически дозирует подачу топлива в форкамеру в зависимости от качества топлива. Блок-картер двигателя литой, выполнен из высококачественного чугуна и снабжен специальными окнами для обслуживания кривошипно-шатунного механизма. Гильзы цилиндров мокрого типа, чугунные. Коленчатый и распределительный валы выполнены из закаленной стали. В головке каждого цилиндра устанавливается два впускных и два выпускных клапана. Поршень из алюминиевого сплава имеет вогнутую поверхность головки. Состояние поверхностей камеры сгорания обследуется с помощью бороскопа через 3000 ч работы. Двигатель оснащен стандартным набором датчиков и контрольно-управляющих систем, а именно: жидкостная система охлаждения с незамерзающей смесью (циркуляционный электронасос, теплообменник «вода–вода», расширительный сосуд); автоматическая система пополнения смазочного масла; электронный регулятор оборотов системы Хайцмана; очистка воздуха и масла сменными фильтрами; выполнение экологических требований действующих экологических норм.

Таблица 2.24

Технические характеристики высокооборотных газовых двигателей Perkins

Показатели	Типы моделей								
	2006 SI	**2006 TESI**	**3008 SI**	**3008 TESI**	**3012 SI**	**4006 TESI**	**4008 TESI**	**4012 TESI**	**4016 TESI**
Мощность механическая, кВт	114	159	152	160	229	299	406	577	796
Расход топлива, $м^3$/ч	35,1	50,6	–	–	–	75,7	124,0	180,0	245,4
Эффективный КПД, %	36,0	37,4	35,0	–	34,0	36,7	36,5	36,8	36,4
Мощность (эл.), кВт	106	149	140	219	214	281	386	546	758
КПД (эл.), %	–	–	–	–	–	34,5	34,7	34,9	34,7
КПД электрогенератора, %	92,0	93,5	92,0	92,0	93,5	94,0	95,0	94,7	95,2
Кол-во цилиндров	6	6	8	8	12	6	8	12	16
Диаметр поршня, мм	130	130	–	–	–	160	160	160	160
Ход поршня, мм	152	152	–	–	–	190	190	190	190
Степень сжатия	12,0	10,0	–	–	–	11,5	11,5	11,5	11,5
Угол опережения зажигания, град	19	19	–	–	–	28	26	28	28
Расход всасываемого воздуха, $м^3$/мин	5,9	9,8	–	–	–	21,5	35,9	55,9	72,7
Расход масла, л/ч	0,06–0,08	0,08–0,25	–	–	–	0,14–0,33	0,18–0,44	0,27–0,54	0,36–0,66
Расход выхлопных газов, $м^3$/мин	21,6	29,0	–	–	–	57,4	90,4	129,0	173,8
Температура выхлопных газов, °С	663	565	–	–	–	458	452	406	412
Габариты, мм: – длина – ширина – высота	 1445 800 1250	 1483 770 1305	 1192 1140 1250	 1384 1475 1674	 1549 965 1542	 2065 1345 1555	 2655 1485 1565	 2650 1895 1860	 3195 1895 2118
Масса, кг	1090	1120	1495	1620	2045	2420	3350	4680	5820

Система охлаждения газового двигателя образована двумя взаимно разделенными контурами. Теплота первичного контура передается от рубашки охлаждения и смазочного масла через теплообменник во вторичный контур, в котором температура циркулирующей воды далее повышается за счет теплоты, отбираемой в соответствующем теплообменнике от выхлопных газов. Прохождение воды через этот теплообменник регулируется трехходовым вентилем, которым поддерживается минимальная температура выхлопных газов 140 °С. Циркуляцию воды в первичном контуре обеспечивает электронасос охлаждающей жидкости.

Топливный газопровод двигателя подключается к газораспределительной системе с рабочим давлением 2 кПа. Рекомендуется использовать газовый ввод с аккумулирующей емкостью (при колебаниях расхода газа), либо подвод газа с более высоким давлением (10–20 кПа) с регулятором давления газа. Максимальная допустимая температура газа на входе в топливную систему двигателя составляет 38 °С, желательная низшая теплотворная способность топливного газа – 33,84 МДж/нм^3. Газопровод включает в себя: газовый фильтр (для очистки газа перед входом в запорные вентили и двигатель); систему электромагнитных клапанов, предотвращающих подачу газа в двигатель при остановке последнего; нулевой регулятор газа (преобразует давление газа с 2 кПа на условия всасывания в цилиндры); гибкий шланг для ограничения передачи вибрации от двигателя на газопровод.

Изменение составляющих теплового баланса и другие теплотехнические характеристики газового двигателя 4016 Minox 200 LC (мощностью 840 кВт) при работе на частичных нагрузках приведены в табл. 2.25.

Таблица 2.25

Изменение составляющих теплового баланса газового двигателя 4016 Minox 200 LC на частичных нагрузках

Показатели	Нагрузка, %		
	100	75	50
Удельный расход топливного газа, кДж/кВт·с	2,91	3,04	3,26
Мощность топлива (за 100 %), кВт	2450	1921	1372
Мощность двигателя, кВт	842	632	421
Эффективный КПД, %	34,4	32,9	30,7
Полезное тепло от: – нагретой охлаждающей жидкости и масла, кВт/% – выхлопных газов при их охлаждении до 120 °С, кВт/%	751/30,7 483/19,7	632/32,9 390/20,3	479/34,9 280/20,4
Вся полезная тепловая мощность, кВт/%	1234/50,5	1022/53,2	759/55,3
Общая генерируемая мощность, кВт/%	2076/84,7	1654/86,1	1180/86,6
Потери мощности, кВт/%: – в комбинированном охладителе – с выхлопными газами – с теплоизлучениями и др.	150/6,1 148/6,0 76/3,1	82/4,3 116/6,1 69/3,6	52/3,8 83/6,1 57/4,0

Окончание табл. 2.25.

Показатели	Нагрузка, %		
	100	75	50
Массовые расходы, кг/ч:			
– всасываемого воздуха	4966	3894	2782
– топливного газа	193,1	151,4	108,2
– выхлопных газов	5159	4045	2890
Объемные расходы (при 100 кПа), $м^3$/ч:			
– всасываемого воздуха (при 25 °С)	4248	3331	2379
– топливного газа (при 15 °С)	254	199	142
– выхлопных газов (после турбины нагнетателя)	10477	8308	5952
– выхлопных газов (при 120 °С)	5857	4592	3281
– выхлопных газов (при 0 °С)	4068	3190	2279
Параметры выхлопных газов:			
– температура после турбины, °С	430	438	440
– удельная теплоемкость, кДж/кг·К	1,088	1,090	1,090
– содержание кислорода, %	8,38	8,38	8,38
– коэффициент избытка воздуха	1,61	1,61	1,61
Расход охлаждающей жидкости, $м^3$/ч	57	57	57
Температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя (максимум), °С	96	96	96
Комбинированный охладитель:			
– расход охлаждающей жидкости, $м^3$/ч	36	36	36
– температура охлаждающей жидкости на входе, °С	34	34	34

Технические характеристики электрогенерирующих модулей и когенерационных установок

Поскольку фирма специализируется на выпуске электрогенерирующих и когенерационных установок на базе газовых двигателей собственного производства в приводимых ниже таблицах технические характеристики приводятся комплексно либо для электрогенерирующих модулей, либо для когенерационных установок. В указанных установках используется преимущественно 9 моделей газовых двигателей серий 2000, 3000 и 4000 (табл. 2.26). Электрогенерирующая установка представляет собой модуль, в котором газовый двигатель установлен совместно с электрогенератором STAMFORD на общей раме. Двигатель с генератором соединяется фланцем и муфтой; агрегат подрессорен на неподвижной стальной раме; в раме (под мотором и генератором) размещена экологическая ванна; объем экологической ванны рассчитан на все наполнители (охлаждающая жидкость, масло); система теплообменников размещена в эколо-гической ванне.

Генератор синхронный, четырехполюсный; одноподшипниковый (подшипник наполнен смазкой на весь срок работы). Система самовозбуждения генератора бесщеточная и имеет защиту от потери возбуждения. Выходное

напряжение регулируется автоматически с погрешностью ±1 %, генератор оснащен регулятором коэффициента мощности (cos φ); изоляция обмотки класса Н защита IP23.

Таблица 2.26

Основные показатели электрических и когенерационных станций на базе газовых двигателей Perkins (работающие на обедненной топливовоздушной смеси)

Модель двигателя	Мощность, кВт		КПД, %		Кит, %
	электрическая	тепловая	электрический	тепловой	
Топливо – природный газ, метановое число 80					
4006 TESI-140HC	322	442	36,9	50,6	87,5
4008 TESI-140HC	430	597	36,8	51,1	87,9
40012 TESI-140HC	632	886	36,6	51,3	87,9
40016 TESI-140HC	842	1240	36,5	53,7	90,2
4006 TESI-90HC	322	487	35,7	54,0	89,7
4008 TESI-90HC	430	622	35,9	52,0	87,9
40012 TESI-90HC	632	930	36,1	53,1	89,2
40016 TESI-90HC	842	1249	36,0	53,3	89,3
Топливо – природный газ, метановое число 65					
2006SI*	120	179	36,0	54,2	80,5
3008 SI*	150	254	35,0	57,6	92,6
3012 SI*	240	390	34,0	56,4	90,4
2006 TSI	165	239	37,4	54,2	91,6
3008 SI	117	183	35,1	54,5	89,9
3012 SI	184	282	34,6	53,1	87,7
4006 TESI-140 LC	322	469	34,5	50,3	84,8
4008 TESI-140 LC	430	623	35,0	50,6	85,6
40012 TESI-140 LC	632	890	34,7	46,9	83,6
40016 TESI-140 LC	842	1263	33,6	50,3	83,9
Газы переработки канализационных стоков					
3008 SI	110	–	33,0	–	33,0
3012 SI	160	–	33,0	–	33,0
4006 TESI-140 LC	270	–	34,5	–	34,5
4008 TESI-140 LC	360	–	35,0	–	35,0
40012 TESI-140 LC	540	–	34,7	–	34,7
40016 TESI-140 LC	720	–	33,6	–	33,6

** – газовые двигатели работают при использовании технологии сжигания стехиометрической топливовоздушной смеси ($\alpha = 1$).*

Во время работы блок-ТЭЦ автоматически контролируется температура охлаждающей жидкости, температура выхлопных газов, давление смазочного масла и число оборотов двигателя, а также состояние электрической распределительной сети и качество совместной работы с сетью. В случае превышения или понижения выше указанных пределов, в случае изменения состояния сети либо ее совместной работы с двигатель-генератором, последний автоматически останавливается и выдается сообщение о неполадке.

Электростанции и когенерационные установки на базе газовых двигателей PERKINS изготавливаются также рядом независимых компаний, например, FGWilson (Англия), ABZ (Германия), Petra (Чехия) и др.; диапазоны электрической мощности ТЭЦ 113–800 кВт, тепловой – 103–690 кВт. Более подробные сведения об этих блок-ТЭЦ помещены в следующей главе.

12. ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ ROLLS-ROYCEMARINE BERGEN

Концерн Rolls-Royce (Великобритания) занимает передовые позиции в мире по производству автомобильных, судовых и авиационных двигателей. Самый крупный в настоящее время авиалайнер А380, выпускаемый европейским объединением Airbus, оснащен надежными и экономичными двухконтурными турбореактивными двигателями Rolls-Royce. Подразделение Rolls-Roycemarine производит судовые дизельные двигатели, работающие на тяжелом топливе в диапазоне мощности 900–8200 кВт. Все разработки и исследования фирмы, связанные с производством газовых двигателей мощностью от 2 до 8 МВт, выполнялись в научно-исследовательском центре в г. Берген (Норвегия). Последняя самая совершенная модель газового двигателя KG4 исходит из конструкции дизеля K4 фирмы UlsteinBergen. Эта компания отделилась от крупной судостроительной фирмы в 1942 г., специализируясь на производстве судовых дизелей, и получила название BMV (BergenMekaniskeVerksted). В 1984 г. дизельное подразделение выделилось в отдельную компанию UlsteinBergen, а в 1999 г. право собственности на компанию перешло к фирме Rolls-RoycemarineBergen.

Фирма выпускает генераторные установки на базе газовых двигателей мощностью от 1 до 3 МВт. В качестве топлива используется природный газ с $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ = 36 МДж/нм^3 с минимальной величиной метанового числа 75. Приведенные в табл. 2.27 данные соответствуют следующим условиям: 100 %-я нагрузка, включая привод от двигателя двух насосов (масляной и водяной систем); уровни выбросов в выхлопных газах рассчитываются для 5 % содержания кислорода; определение мощности двигателя и расхода газового топлива выполнено в соответствии с ISO-3046 (ICFH); расход топлива соответствует температуре окружающей среды 15–35 °С; минимальное давление газового топлива на входе в блок управления давлением составляет 0,25 МПа; на входе в двигатель – 0,23 МПа.

Таблица 2.27

Технические характеристики газовых двигателей фирмы Rolls-RoycemarineBergen

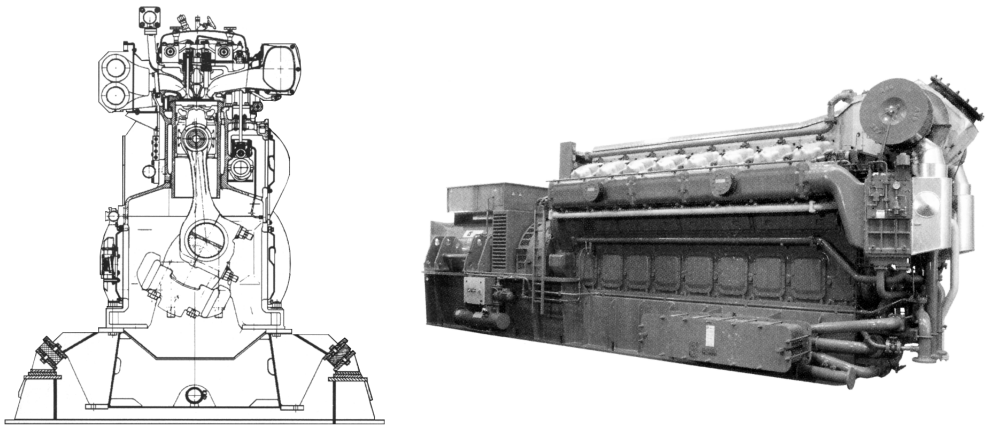
Показатели	KRGS-6G2	KRGS-8G2	KRGS-9G2	KVGS-12G2	KVGS-16G2	KVGS-18G2
Число цилиндров	6	8	9	12	16	18
Диаметр цилиндра/ход, мм	250/300	250/300	250/300	250/300	250/300	250/300
Частота вращения, об/мин	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Мех. мощность, кВт	1053	1405	1580	2105	2805	3157
Эл. мощность, кВт:						
– при cos φ = 0,8	1000	1335	1500	2020	2695	3030
– при cos φ = 1	1005	1345	1515	2030	2705	3060
Эф-ное сред. давление, МПа	1,43	1,43	1,43	1,43	1,43	1,43
Уд. расход газ. топлива, кДж/кВт·ч	8690	8595	8595	8470	8425	8425
Расход топлива, кВт	2540	3355	3770	4950	6565	7390
Тепловая мощность, кВт:						
– охладителя воздуха	145	195	215	285	380	425
– масла	130	175	195	260	345	390
– водяной рубашки	300	405	455	595	795	895
Расход выхл. газов, кг/ч	6870	9155	10305	13735	18315	20600
Температура выхл. газов, °С	395	395	395	395	395	395
Расход масла, г/кВт·ч	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
КПД, %:						
– при cos φ = 0,8	39,4	39,8	39,8	40,8	41,0	41,0
– при cos φ = 1,0	39,6	40,1	40,2	41,0	41,2	41,4
Габариты, мм:						
– длина	6660	7420	7780	7780	8532	9026
– ширина	2210	2100	2100	2620	3031	3031
– высота	3406	3690	3690	3550	3790	3790
Масса сухая, т	24,1	27,9	29,8	37,1	48,3	52,3

В стандартную комплектацию оборудования двигатель-генератора входит: двигатель и генератор (с гибким соединением) на салазках для эластичного крепления к фундаментным плитам; охладитель наддувочного воздуха; турбонагнетатель типа ABBTurbo; система байпаса воздуха для обеспечения необходимого соотношения воздух/топливо; воздушные дроссельные клапаны, обеспечивающие оптимальное соотношение воздух/топливо на режимах

малой нагрузки; клапан безопасности с пламягасителем в воздушном ресивере турбонагнетателя; выпускные клапаны из кремний-хромистого сплава; охладитель (радиатор) водяной рубашки, термостат, водяной насос; охладитель масла и термостат; основной масляный насос шестеренчатого типа и байпасный маслофильтр центробежного типа; основной масляный фильтр с обратным клапаном; датчики и электромагниты системы контроля и управления двигателем; система зажигания с высоковольтной катушкой для каждого цилиндра; электро-гидравлический привод для системы управления двигателем; пусковой воздушный клапан на 3 МПа с дистанционным управлением. Электрогенератор имеет напряжение 6 кВ, $\cos \varphi = 0{,}8$ (другие напряжения – по требованию). В виде отдельных блоков поставляются: гибкие соединения трубопроводов, фундаментные плиты, редукционный клапан и осушитель воздуха низкого давления, модуль управления давлением топливоподачи, пульт управления двигателем, регулятор напряжения и синхронизатор.

Двигатели KVGS-18G устанавливаются вместе с котлами-утилизаторами для выработки технологического пара и горячей воды, а также в качестве пиковых агрегатов на электростанциях.

Совершенствование газовых двигателей фирмы, направленное на увеличение мощности и эффективности, осуществляется непрерывно. В 1998 г. началось производство модели KV-G3, использующей технологию сжигания обедненной смеси. Поперечный разрез двигателя показан на рис. 2.34, *а*. Двигатель имеет: диаметр/ход поршня 250/300 мм, скорость вращения 720–1000 об/мин, среднее эффективное давление 1,62–2,20 МПа, число цилиндров от 6 до 18.



а *б*

Рис. 2.34. Поперечный разрез двигателя серии KV-G3 (*а*) и общий вид (*б*) 18-цилиндрового V-образного газового двигателя KV-G4 мощностью 3600 кВт.

Восемнадцатицилиндровый двигатель развивает мощность 3360 кВт электрическую и 4200 кВт тепловую. В когенерационном режиме работы коэффициент использования теплоты топлива (природного газа) составляет более 90 % с низким уровнем эмиссии NO_x.

Ключевым моментом внедрения технологии сжигания обедненной смеси на двигателях фирмы явилась разработка в 1990 г. новой конструкции камеры сгорания, которая была испытана на прототипах двигателя на метане, коксовом газе и природном газе. Основной принцип – расширение интервала («окна») обедненности топливной смеси путем зажигания в форкамере цилиндра богатой топливной смеси с помощью свечи. Далее горящая струя газа подается в основную камеру сгорания между головкой поршня и крышкой цилиндра, где и поджигает заряд обедненной смеси. Этим достигается высокая экономичность и низкие эмиссии. Конструктивная схема камеры сгорания с форкамерным зажиганием и элементов механизма газораспределения показана на рис. 2.35.

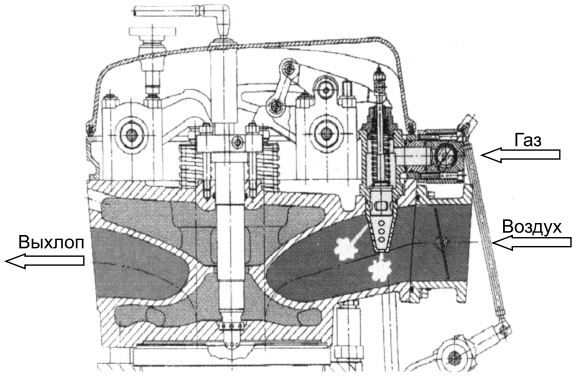


Рис. 2.35. Форкамерная система зажигания газовых двигателей фирмы Rolls-RoycemarineBergen.

Для питания двигателя используется топливный газ низкого давления (0,25 МПа). Система управления двигателем контролирует (устанавливает) оптимальное соотношение воздух/топливо в соответствии с условиями нагрузки изменяя как расход газа, так и геометрию соплового аппарата турбины турбонагнетателя. Благодаря микропроцессорной системе момент зажигания устанавливается для каждого цилиндра.

В двигателях KV-G3 наряду с увеличением степени сжатия изменена конструкция поршня – он стал составным с головкой из стали; усилены шатуны и крышки цилиндров. На двигателе установлен турбонагнетатель ABBTurbo с регулируемым сопловым аппаратом осевой турбины и радиальным рабочим колесом компрессора (описание см. в гл. 1). Регулирует проходные сечения соплового аппарата система управления двигателем, при этом отпадает необходимость в байпасной линии по выхлопным газам, и, следовательно, уменьшаются потери энергии потока. Двигатель KV-G3 имеет параметры конструкции К-серии и цилиндровую мощность 187 кВт/цилиндр. Электрический КПД составляет 42,9 %. За счет некоторого снижения КПД выбросы NO_x и CO можно отрегулировать на уровни 250 и 850 мг/нм^3 соответственно.

В дальнейшем было разработано четвертое поколение газовых двигателей – KV-G4 (рис. 2.34, *б*). Как и предшествующие модели двигателей К-серии двигатель V-образный, имеет 12, 16 или 18 цилиндров с измененной камерой сгорания и увеличенным средним эффективным давлением до 1,68 МПа, что обеспечивает удельную мощность 206 кВт с цилиндра. 18-цилиндровый двигатель при 1000 об/мин развивает мощность 3600 кВт с КПД 44,2 % (по ISO); выбросы NO_x составляют 500 мг/нм^3 при 5 % O_2. Для этого двигателя разработана система управления с возможностью предупреждения детонации путем автоматической регулировки момента зажигания для каждого цилиндра и

обеспечения оптимальной эффективности (КПД) двигателя. Согласно утверждению фирмы Rolls-Royce – эта модель двигателя со сжиганием сверхобедненной топливной смеси является пионерской.

Концепция использования форкамеры требует получения в ней потока с высокой плотностью тепловой энергии, чтобы обеспечить надежное воспламенение обедненной смеси в основной камере сгорания, что является важной проблемой в газовых двигателях. Кроме указанных выше достоинств разработанной системы зажигания, отмечаются также снижение тепловых нагрузок основных элементов двигателя, больший интервал службы масла и более высокая температура выхлопных газов.

Серия C26/33 рассматривается как преемник K-серии газовых двигателей. Двигатели этой серии оказались успешными в наземных и морских применениях, пройдя четыре поколения моделей, прежде чем достигли нынешнего уровня технологий. Эти двигатели минимально реагируют на изменение метанового числа топлива, тем самым способствуя особенно низким выбросам парниковых газов. При рядном расположении 6 и 9 цилиндров они имеют мощность 1460 и 2430 кВт соответственно. Двигатель-генераторы C26/33 имеют электрическую мощность 1250–2200 кВт. Технология сжигания обедненной смеси является перспективной для использования газовых и двухтопливных двигателей на морских судах (танкерах сжиженного газа) компании NorLines.

Кроме описанных выше фирмой выпускаются газовые двигатели B-серии с характеристиками: диаметр/ход поршня 320/360 мм, скорость вращения 720–750 об/мин, среднее эффективное давление 2,44 МПа, число цилиндров от 6 до 18, причем 6- и 9-цилиндровые – рядные, остальные – V-образные. Двигатели покрывают диапазон мощности от 2545 до 7630 кВт (в составе модульных электростанций).

В последнее время газовые двигатели серии B выпускаются с увеличенным размером цилиндропоршневой группы – диаметр цилиндра 350 мм, ход поршня 400 мм. Мощность двигателей этой серии варьируется в диапазоне от 1400 до 9000 кВт и предназначены для привода генератора и механических агрегатов. В двигатель-генераторах на базе двигателей этой серии используются V-образные 12- и 16-цилиндровые версии с электрической мощностью 4890–7000 кВт. Новый 9-цилиндровый рядный газовый двигатель модели B35/40L9P расширяет производственную линейку V-образных двигателей B35/40 в сторону меньших мощностей. В зависимости от числа цилиндров (6–9) мощность составляет 2400–4000 кВт. Один из двигателей B35/40L9P, заказанных для морских паромов, имеет мощность 3940 кВт при 750 об/мин. Так как корабли будут заходить в порты вдоль берегов Норвегии, уровни выбросов выхлопных газов имеют первостепенное значение. Двигатели B35/40 и C26/33 удовлетворяют не только существующие нормы выбросов IMO, но и предполагаемому ужесточению этих норм в будущем. Двигатели новой серии генерируют на 17 % меньше парниковых газов на единицу мощности, чем их дизельные прототипы. Благоприятный для работы при переменной нагрузке и скорости, двигатель обеспечивает высокий КПД при низких нагрузках.

13. СРЕДНЕОБОРОТНЫЕ ГАЗОВЫЕ И МНОГОТОПЛИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ WÄRTSILÄ ENGINES

Корпорация Wärtsilä Engines (Финляндия) образована путем слияния дизелестроительного сектора концерна Metra (группа Wärtsilä Diesel) и фирмы New Sulzer Diesel (NSD) и производит низко-, средне- и высокооборотные двигатели в диапазоне мощности от 500 кВт до 66 МВт для морских судов и стационарных электростанций. Во многих странах мира тяжелое топливо является наиболее доступным и дешевым видом топлива для выработки электроэнергии. На электростанциях мощностью до 300 МВт дизельная технология является самым конкурентоспособным методом использования этого вида топлива. Фирма уже в течение многих лет занимает передовое место среди изготовителей дизельных двигателей, работающих на тяжелом топливе. Мощностной диапазон двигателей Wärtsilä: дизели на тяжелом топливе (мазут) от 0,46 до 80 МВт; двухтопливные – от 1,48 до 17,55 МВт; газовые двигатели – от 0,51 до 10 МВт. В газовых двигателях фирмы используются преимущественно две технологии зажигания обедненной топливовоздушной смеси – форкамерная с электрической свечой и микропилотная в двухтопливных двигателях. Общее описание таких технологий было сделано ранее.

Компания начала разработку газовых двигателей (индекс G в названии) на бедной смеси в 1992 г. Первый двигатель модели 34SG (буквенный индекс SG указывает на использование искрового зажигания в газовом двигателе) был выпущен в 1995 г. Впоследствии модельный ряд был расширен 20-цилиндровым двигателем 20V34SG, мощность которого составила 8 МВт при 720 об/мин. Диаметр/ход поршня – 340/400 мм; среднее эффективное давление 1,75 МПа. Механический КПД превышает 45 %. Выпускались также газовые двигатели Wärtsilä с микропилотным зажиганием, в том числе двухтопливные, имевшие в названии индекс GD. Двигатели Wärtsilä 32GD и 46GD представляют собой крупные двухтопливные газовые двигатели с прямым впрыском газа и могут работать на тяжелом топливе и/или газе.

Учитывая, что многие новации и усовершенствования, использованные на этих двигателях, были развиты в последующих сериях двигателей (34DF и 50DF), остановимся более подробно на описании конструктивных особенностей двигателей серии 32DF. Механическая часть этого двигателя унаследована от дизеля той же размерности с диметром цилиндра 320 мм. Двигатель имеет возможность под нагрузкой переключаться на легкое дизельное топливо, если газовое топливо недоступно. Мощность четырехтактных двигателей этой серии составляет 1400–6300 кВт при 720–750 об/мин (335–350 кВт/цилиндр); КПД двигателей на уровне 43,3 %. Двигатели серии выполняются в 4-, 6-, 8- и 9-цилиндровых рядных и 12-, 16-, 18-цилиндровых V-образных конфигурациях; диаметр/ход поршня – 320/350 мм. Расчетное значение метанового числа топливных газов равно 80, снижение его приводит к меньшей мощности. В двухтопливных двигателях обедненная топливовоздушная смесь поступает в цилиндр на такте всасывания; воспламенение ее осуществляется впрыскиванием микропилотного дизельного топлива с расходом менее 1 % от мощности топлива на номинальном режиме работы двигателя. При ис-

пользовании только жидкого топлива в двигателе реализуется дизельный цикл. Весьма важным для эффективной работы двигателя и низких уровней выбросов NO_x является контроль за процессом сгорания в каждом цилиндре, для чего разработана специальная система управления двигателем WECS производства Waukesha. Система получает информацию от многих датчиков, сравнивает с контрольными параметрами сгорания (момент, длительность и давление подачи как газового, так и пилотного топлив; соотношение топлива к воздуху) и мгновенно их регулирует. При невозможности коррекции этого параметра система снижает мощность двигателя или выключает его.

Газовое топливо подается из общей магистрали, закрепленной вдоль двигателя, в индивидуальные трубки каждого цилиндра, при этом образование топливовоздушной смеси происходит в объеме головки цилиндра выше (по течению) от места расположения впускных клапанов (рис. 2.36). Именно топливный клапан с электронным управлением регулирует обороты и мощность двигателя. Пилотное топливо подается под высоким давлением из общего трубопровода (система CommonRail) в трубки, индивидуально по каждому цилиндру и дозируется электронно-управляемой топливной форсункой. Форсунка запального топлива имеет два игольчатых клапана, один из которых включается при работе в чисто-дизельном цикле, а второй – в газодизельном.

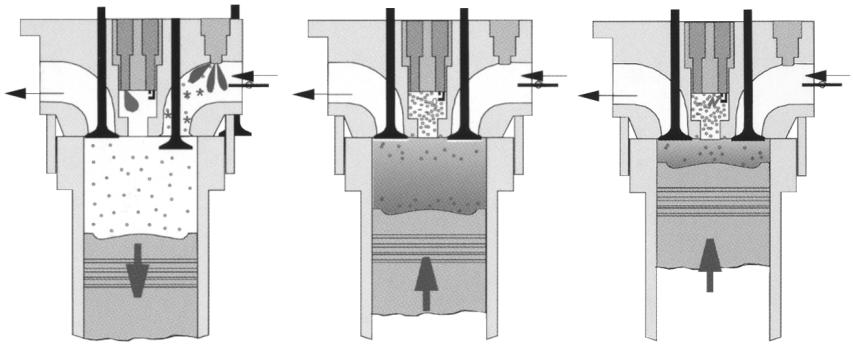


Рис. 2.36. Последовательность подачи газового и пилотного топлива в цилиндр двигателя в соответствии с тактами всасывания и сжатия.

Система управления цилиндрами используя параметры нагрузки, числа оборотов, энергию сгорания и температуру выхлопных газов подает соответствующие импульсы по моменту и длительности на исполнительный механизм топливного клапана. Каждый цилиндр настраивается индивидуально по сигналам датчиков с тем, чтобы избежать детонации или пропусков зажигания. В результате обеспечивается высокая эффективность и низкие выбросы. Качество топливной смеси (отношение газ/воздух) настраивается с помощью двух клапанов: первый байпасирует турбонагнетатель по выхлопным газам, второй (дроссельный) изменяет расход всасываемого воздуха. Электрогенерирующие установки с двигателем SG поставляются в модулях мощностью от 1 до 6 МВт.

За истекшее десятилетие техническая политика фирмы коренным образом изменилась в связи с разработкой и принятием новой концепции «Интеллектуальное

производство энергии». Для реализации этой концепции производственная деятельность фирмы была ориентирована на выпуск двигателей средней и большой мощности с диметрами цилиндров от 300 до 500 мм и минимальной мощностью 2,6 и 4,3 МВт соответственно. Одновременно были сняты с производства ряд моделей газовых двигателей с диаметрами цилиндров от 175 до 280 мм, а именно Wärtsilä 175 SG (мощностью 747 и 992 кВт), Wärtsilä 180 SG (мощностью 500–1500 кВт), Wärtsilä 220 SG (мощностью 1050–2800 кВт), Wärtsilä 250 SG (мощностью 3000–4500 кВт), Wärtsilä 280 SG (мощностью 4550 кВт). Основные технические данные новых серий выпускаемых газовых и двухтопливных двигателей представлены в табл. 2.28. Как видно из таблицы двигатели покрывают диапазон мощности от 2640 до 18 321 кВт.

Таблица 2.28

Технические данные модульных электростанций с газовыми двигателями Wärtsilä

Показатели	**Модели двигателей с искровым зажиганием**					
	9L34SG	**16V34SG**	**20V34SG**	**18V50SG**		
Мощность эл., кВт	4343	7744	9730	18321		
Уд. расход теплоты топлива, кДж/кВт·ч	7843	7819	7779	7411		
КПД эл., %	45,9	46,0	46,3	48,6		
Диаметр/ход поршня, мм	340/400	340/400	340/400	500/580		
Среднее эффективное давление, МПа	1,98	1,98	1,98	2,2		
Скорость поршня, м/с	10	10	10	9,7		
Габаритные размеры, мм: – длина – ширина – высота	 6844 2366 3437	 7803 3619 4100	 8925 3670 4404	 18800 5330 6340		
Масса, т	46,1	70,8	78,3	360		
	Модели двигателей с микропилотным зажиганием					
	6L32GD	**9L32GD**	**12V32GD**	**16V32GD**	**20V32GD**	**12V40GD**
Мощность эл., кВт	2640	3970	5300	7120	8920	11380
	18V40GD	**6L34DF**	**9L34DF**	**16V34DF**	**20V34DF**	**18V50DF**
Мощность эл., кВт	17080	2580	3890	6970	8730	16640

В табл. 2.28 технические данные указаны при следующих условиях: мощность при базовой нагрузке генератора дана при условиях ISO; топливная эффективность при базовой нагрузке дана на клеммах генератора по низшей теплотворности топлива; все показатели даны для двигателя с двумя водяными насосами и одним насосом смазочного масла; минимальное давление газа на входе должно составлять 0,32 МПа (абс.). Внутреннее потребление мощности для газовых двигателей составляет 3–5 % от общей выработки, для

газодизельных двигателей 3–10 % (зависит от оборудования и состава газа). Расход смазочного масла составляет 0,8–0,3 г/кВт·ч. Двигатели способны работать при 40 % нагрузке, допустимое содержание в топливном газе сероводорода: для газовых двигателей максимум 0,01 % по объему, для газодизельных двигателей максимум 500 ppm.

Приведем краткое описание двух новых двигателей. Один из них Wärtsilä 34GS, 20-цилиндровый с искровым зажиганием, мощностью 10 МВт при 750 об/мин. Другой – Wärtsilä 50DF с диаметром поршня 500 мм, двухтопливный, с микровпрыском жидкого топлива для зажигания смеси, с интегрированной системой общего коллектора для инжектируемого топлива; мощность 17 МВт для 18-цилиндровой V-образной модели. Разработка двигателей началась в конце 80-х годов с использованием системы инжекции газа под высоким давлением, чтобы довести КПД газовых двигателей до уровня КПД дизеля. Первый такой двигатель W25GS был изготовлен в 1993 г. В настоящее время в производстве находятся газовые двигатели мощностью от 2 до 8 МВт. Наиболее мощный из них Wärtsilä 34GS, изготовленный в 1995 г. на основе дизельного двигателя Wärtsilä 32 – 18 цилиндров, развивал мощность 6 МВт. Ход поршня был увеличен до 400 мм, среднее эффективное давление 1,76 МПа. Обедненная смесь формируется в смесителе до ее подачи в цилиндр. Температура сгорания смеси в цилиндре, а, следовательно, и эмиссия NO_x существенно снижаются, поскольку происходит нагрев большого количества воздуха. На этих двигателях применяется система управления WECS, в которой сигналы от различных датчиков сравниваются с предписанными значениями для управления (контроля) скорости и мощности двигателя.

Двигатель 34GS имеет механический привод топливного клапана, размещенного в форкамере сгорания. Зажигание и сгорание смеси в цилиндре стабилизируется благодаря применению форкамеры, где топливная смесь обогащена до стехиометрического состояния. Принципиальная схема форкамеры и топливоподачи в газовых двигателях показана на рис. 2.37, а конструктивная схема – на рис. 1.35 в главе 1.

Привод контрольного клапана форкамеры обычной конструкции через коромысла, рокеры и штанги толкателей от кулачка распредвала. Усовершенствованные версии двигателей имеют электронно-управляемый газовый клапан для точного дозирования необходимого количества топлива на каждом цилиндре; расположен, как упоминалось выше (рис. 2.36), над соответствующим впускным клапаном. Требуемое давление топливного газа при максимальной нагрузке двигателя

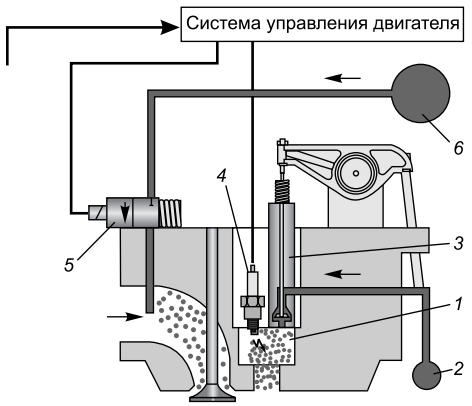


Рис. 2.37. Принципиальная схема топливоподачи и форкамерного зажигания двигателей Wärtsilä:
1 – форкамера; *2* – трубопровод форкамерного газа; *3* – контрольный клапан форкамеры; *4* – свеча зажигания; *5* – клапан топливного газа; *6* – газораспределительный коллектор.

составляет 0,4 МПа. Газовый клапан форкамеры расположен на крышке цилиндра. Подача газа к основному клапану и клапану форкамеры производится по двум трубам, идущих по внутренней стороне каждого ряда цилиндров. Модуль зажигания индивидуальный для каждого цилиндра, приводится в действие системой управления с коррекцией на качество смеси в каждом цилиндре, что обеспечивает оптимальное сгорание. Катушки зажигания находятся в кожухе цилиндров и расположены рядом со свечей.

Контролирует процессы сгорания в каждом цилиндре система управления WECS, которая путем оптимизации экономичности и выбросов удерживает непрерывно параметры двигателя в «рабочем окне» по α при всех уровнях нагрузки. Система обеспечивает адаптацию двигателя к различным составам газа с поддержанием высокой эффективности работы двигателя и полного сгорания топлива без детонации или образования вредных выбросов. Упрощенная схема системы электронного управления двигателем представлена на рис. 2.38. В систему входят: модули ограничения скорости вращения коленчатого вала, определения детонации, цилиндрового контроля; распределительный модуль и блок опроса датчиков двигателя. Все датчики соединены с соответствующими модулями. Модуль цилиндрового контроля управляет подачей топлива в каждый цилиндр; в нем измеряется температура выхлопных газов. Температура горения смеси и коэффициент избытка воздуха являются основными параметрами, определяющими эмиссию NO_x – при возрастании α и снижении температуры сгорания генерация NO_x снижается.

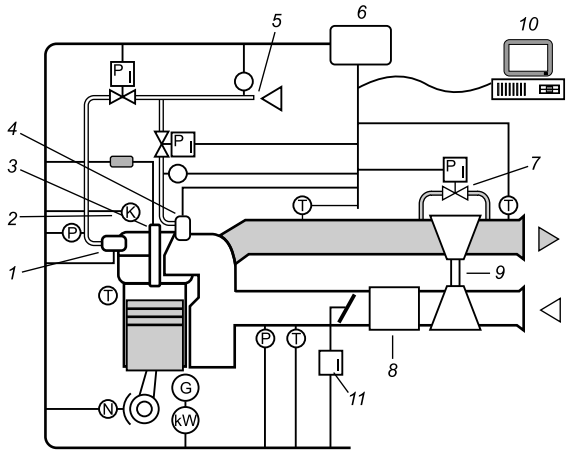
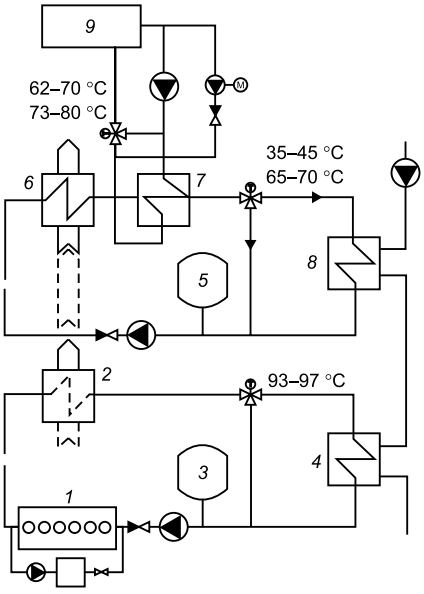


Рис. 2.38. Схема электронного управления зажиганием для газовых двигателей Wärtsilä:
1 – контрольный клапан форкамеры; *2* – датчик детонации; 3 – модуль зажигания; *4* – клапан топливного газа; *5* – подача газа; *6* – система управления; *7* – клапан байпасирования; *8* – воздухоохладитель; *9* – турбонагнетатель; *10* – контроль; *11* – датчик положения дроссельной заслонки.
Датчики: P – давления, T – температуры, N – частоты вращения; G – расхода, K – детонации.

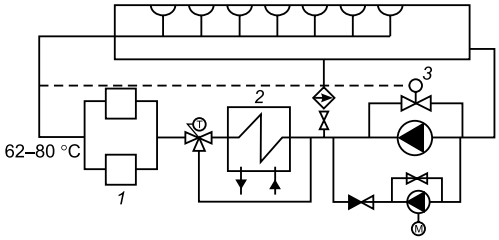
Система управления качеством рабочей смеси (соотношение воздух/топливо) получает сигнал от датчика кислорода в выхлопных газах. При низких нагрузках соотношение воздух/топливо регулируется дроссельной заслонкой, расположенной за турбонагнетателем. При высоких нагрузках и для тонкой настройки применяется сбросной (в атмосферу) клапан *7* на тракте выхлопного газа. Это позволяет работать с оптимальным КПД при низких уровнях выбросов, безотносительно к температуре окружающего воздуха. Первые двигатели 20V34SG, установленные на электростанции, показали КПД 46 %.

Двигатель имеет четыре контура охлаждающей систе-

мы, причем теплообменник каждого из них может быть подключен непосредственно на потребителя. Эти контуры следующие: рубашка охлаждения цилиндров двигателя, охлаждающие контуры промохладителя первой (высокотемпературной) и второй (низкотемпературной) ступени и контур системы охлаждения смазочного масла. Схема системы охлаждения приведена на рис. 2.39. Первые два контура включают водяные насосы, установленные на свободном конце двигателя. В контуре смазочного масла установлен термостат.



а



б

Рис. 2.39. Принципиальная схема системы охлаждения дизельного двигателя 32-й серии с диаметром поршня 320 мм (*а*) и схема масляной системы (*б*):
а: *1* – двигатель; *2* – охладитель наддувочного воздуха; *3* – расширительный бак; *4* – промохладитель второй ступени; *5* – расширительный бак; *6* – охладитель наддувочного воздуха; *7* – охладитель смазочного масла; *8* – промохладитель первой ступени; *9* – система смазки двигателя.
б: *1* – фильтр; *2* – охладитель; *3* – насос.

Распределение составляющих теплового баланса в диапазоне нагрузок 50–100 % для газового двигателя 18V34SG приведено в табл. 2.29. Эти данные принимаются в качестве исходных данных при создании когенерационных установок и расчете Кит. Удельный расход и КПД даны при cos φ генератора 0,8 с допуском 5 %, включая приводные насосы двигателя, в условиях площадки.

Таблица 2.29

Тепловой баланс газового двигателя 18V34SG в условиях площадки эксплуатации

Показатели	Нагрузка двигателя, %			
	100	80	65	50
Мощность двигателя на клеммах генератора, кВт	5993	4784	3888	2981
Удельный расход топлива с допуском 5 %, кДж/кВт·ч	7895	8117	8420	8879
КПД с допуском 5 %, %	45,6	44,4	42,8	40,5
Расход топлива (при 0 °С и давлении 100 кПа), $нм^3/с$	0,374	0,307	0,259	0,209

Окончание табл. 2.29.

Показатели	Нагрузка двигателя, %			
	100	80	65	50
Смазочное масло				
Температура на входе в двигатель, °С	61,9	61,9	61,9	61,9
Температура на выходе из двигателя, °С	73,7	71,9	70,6	69,3
Расход масла, $м^3$/ч	123,0	–	28,7	–
Тепловая мощность ±10 %, кВт	700	597	517	440
Двухступенчатый охладитель наддувочного воздуха **1-я ступень (высокотемпературная)**				
Температура воздуха на входе, °С	176	148	126	100
Температура воздуха на выходе, °С	94	92	92	91
Расход воздуха, кг/с	9,8	8,4	7,2	6,1
Температура воды на входе, °С	83,4	85,4	86,7	88
Температура воды на выходе, °С	90,9	90,9	90,9	90,9
Тепловая мощность, кВт	818	478	256	59
2-я ступень (низкотемпературная)				
Температура воздуха на входе, °С	93,9	92,4	91,5	91,0
Температура воздуха на выходе, °С	42,0	39,8	38,0	36,3
Расход воздуха, кг/с	9,8	8,4	7,2	6,1
Температура воды на входе, °С	30	30	30	30
Температура воды на выходе, °С	34,4	33,8	33,2	32,7
Тепловая мощность, кВт	516	447	392	339
Рубашка охлаждения двигателя				
Температура воды на входе, °С	83,4	85,4	86,7	88,0
Температура воды на выходе, °С	87,1	88,5	89,4	90,3
Расход воды, $м^3$/ч	216,0	–	59,7	–
Тепловая мощность, кВт	910	767	660	560
Выхлопные газы				
Температура ±10 %, °С	400	403	411	420
Массовый расход ±5 %, кг/с	10,1	8,6	7,4	6,3
Объемный расход при существующих температуре и давлении, $м^3$/ч	71 975	61 603	53 629	46 002
Объемный расход (при 0 °С и 101,3 кПа), $нм^3$/ч	28 831	24 555	21 137	17 895
Излучение				
Тепловой поток в машинный зал от двигателя, кВт	220	196	183	180
Тепловой поток в машинный зал от генератора, кВт	217	184	148	124

Компоновка элементов системы охлаждения позволяет поднять цилиндр без разбора трубопровода. В целом количество трубопроводов минимизировано и компоненты размещены эргономично. Облегчают обслуживание двигателя окна, выполненные в блоке цилиндров, которые открывают доступ к распредвалу и подшипникам коленвала.

Двухтопливные энергоблоки Wärtsilä серии DF

Вариативность топлива всегда имела приоритет в программах по развитию двигателей серии NSD компании Wärtsilä для успешной конкуренции на рынке. Последнее поколение двигателей этой серии можно считать многотопливным, поскольку двигатели могут работать на тяжелом топливе (мазуте), дизельном топливе, природном газе и альтернативных видах газового топлива. При любой комбинации газовых или жидких топлив воспламенение рабочей смеси осуществляется запальной дозой пилотного топлива (обычно дизтопливо). Двухтопливные энергоблоки могут переходить с одного вида топлива на другой в автоматическом режиме, без остановки двигателя.

Двигатель Wärtsilä 34DF оснащен топливной системой, которая состоит из трех частей. Одна система для газового топлива, вторая – для дизельного, третья – для подачи пилотного топлива для запуска двигателя. Отдельное подсоединение системы подачи пилотного топлива обеспечивает его постоянное наличие вне зависимости от того, в каком топливном режиме работает двигатель. Для впрыска пилотного топлива (небольшое количество легкого дистиллята) существует отдельная форсунка, благодаря чему потребляется значительно меньшее его количество по сравнению с использованием единой форсунки для подачи жидкого топлива. Это объясняется тем, что расход топлива через главную форсунку невозможно снизить до величины менее 1 % от расхода при работе двигателя на полной мощности. Кроме того, существенно снижается расход более дорогого жидкого топлива при работе двигателя в режиме газодизеля. Традиционно двигатели Wärtsilä 34DF при работе в режиме газодизеля запускаются с помощью пилотного топлива, количество которого контролируется системой управления. Двигатели работают на обедненной топливной смеси. Это обеспечивает снижение пиковых температур и, следовательно, снижение уровней эмиссии NO_x и тепловой нагрузки на компоненты двигателя. Таким образом, достигается повышение КПД и мощности при отсутствии детонации. Для достижения оптимального КПД и низких уровней эмиссии каждый цилиндр контролируется индивидуально, что обеспечивает оптимальный состав топливовоздушной смеси и периодичность впрыска пилотного топлива. В случае прекращения подачи топливного газа двигатель переходит на работу в чисто дизельном режиме с жидким дизельным топливом, однако подача запальной дозы дизельного дистиллята способствует более стабильному зажиганию рабочей смеси в цилиндре.

Двигатели могут поставляться заказчикам без системы подачи жидкого топлива – в этом случае при запуске используется пилотное топливо. Газообразное топливо подается после запуска двигателя, синхронизация и набор мощности осуществляются уже на газе. Двухтопливные энергоблоки Wärtsilä могут запускаться и работать на жидком топливе и затем постепенно переходить на газ. При эксплуатации двигателей Wärtsilä 34DF может использоваться газ различного

качества. В соответствии с расчетными характеристиками метановое число топливного газа должно быть 80, хотя двигатели 34DF могут работать и на газе с более низким метановым индексом, но при этом будут снижаться их эксплуатационные характеристики. Предусмотрена также длительная эксплуатация двигателей на жидком топливе без снижения рабочих характеристик. Контроль процессов в двигателе осуществляется с помощью новой системы автоматического управления, обеспечивающей оптимальные рабочие параметры и режимы независимо от окружающих условий или качества топлива.

Двухтопливный двигатель модели 50DF, имевший в основе дизель такой же мощности Wärtsilä 46, имеет диаметр цилиндра 500 мм, ход поршня 580 мм, среднее эффективное давление 2 МПа. Цилиндровая мощность составляет 950 кВт при 500 об/мин. Общий вид 6-цилиндрового двигателя серии 50DF показан на рис. 2.40.

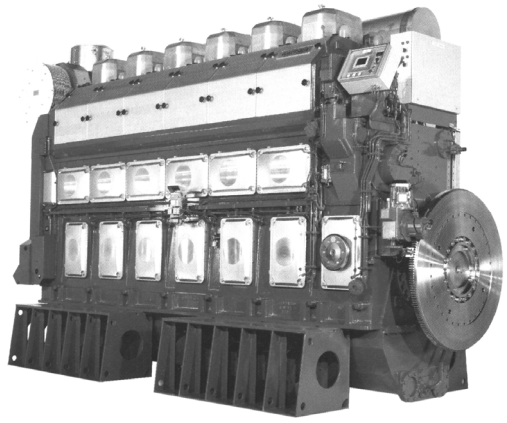


Рис. 2.40. Общий вид со стороны маховика 6-цилиндрового рядного двухтопливного двигателя 6L50DF.

Конструкцией двигателя предусматривается работа либо на природном газе, либо на жидком топливе, причем переключение на другой вид топлива происходит автоматически без снижения мощности двигателя. Ключевым моментом конструкции является специальная головка цилиндра с впускным газовым клапаном и сдвоенными инжекторами. На газовом топливе двигатель работает по принципу сжигания обедненной топливовоздушной смеси, т. е. примерно в 2 раза количество воздуха больше, чем требуется для полного сжигания топлива. В результате достигается значительная экономия топлива и снижение эмиссии благодаря более низкой температуре горения. Процесс сгорания управляется системой WECS-800. Вначале специальный блок микроинжекции подает в цилиндр небольшой заряд жидкого топлива, чтобы инициировать зажигание газовой смеси.

Важной новацией в двигателе W50DF является применение общего топливного коллектора («commonrail») для инжекторного пилотного топлива. Более высокое давление инжекции (~100 МПа), значительно сокращает длительность инжекции и количество инжектируемого топлива. Энергия пилотного топлива составляет только 0,43 % от теплоты жидкого топлива, необходимой для получения номинальной мощности двигателя. Газовое топливо подается в цилиндр при низком давлении (менее 0,5 МПа) во время всасывающего такта поршня, чтобы в камеру сгорания попала уже обедненная предварительно перемешанная топливная смесь. Это играет основную роль в достижении низких уровней эмиссии в двигателе: 1,1 г/кВт·ч для NO_x и 0,86 г/кВт·ч для CO. Конструктивная схема устройства была описана в гл. 1. Развивая мощность 5,67 МВт при 500 об/мин этот двигатель имеет КПД 48,6 % (на валу двигателя).

Первые 18-цилиндровые V-образные двухтопливные двигатели Wärtsilä 50DF мощностью по 16,6 МВт установлены на танкерах для перевозки сжиженного природного газа; их существенное преимущество перед дизелями той же мощности состоит в том, что выбросы NO_x составляют десятую долю от значений, характерных для дизельного двигателя. Эти двигатели вытесняют паротурбинные приводные электростанции танкеров, вследствие низкой экономичности последних наряду с увеличенными выбросами CO_2.

В двигателях, частично использующих жидкое топливо, топливная система позволяет эксплуатацию на разных соотношениях газ/дизтопливо, которое может быть выбрано управляющей системой или оператором в ходе работы двигателя.

Компания Wärtsilä представила на рынок самый мощный газопоршневой двигатель с искровым зажиганием – Wärtsilä 50SG. Он соответствует всем настоящим требованиям по эксплуатационным расходам и имеет высокий КПД, как в простом, так и в парогазовом (комбинированном) цикле. Его преимуществами являются простота технического обслуживания и длительные межремонтные интервалы. Максимальная электрическая мощность энергоблока составляет 18,3 МВт при частоте тока 50 Гц. Частота вращения силового вала двигателя – 500 об/мин, КПД на клеммах генератора достигает 48,6 % (по сравнению с другими аналогами и газовыми турбинами это самый высокий показатель для электростанций простого цикла). Двигатель Wärtsilä 50SG был разработан с учетом возрастающей потребности на рынке в мощных газопоршневых двигателях для использования в составе электростанций общей мощностью до 500 МВт. Для электростанции простого цикла такой мощности необходимо 28 энергоблоков Wärtsilä 50SG, а при использовании в ее составе паросилового блока общая мощность станции возрастает до 560 МВт. Эти электростанции в состоянии обеспечивать набор и сброс нагрузки с интенсивностью 67,2 МВт/мин.

В дополнение к большой мощности и высокому уровню КПД данный энергоблок имеет еще одно преимущество: снижение и повышение нагрузки возможно без сокращения межремонтного ресурса. Это важно при работе энергоблоков в пиковом режиме, а также при использовании в энергосистемах большого количества ветроэлектростанций. Двигатель может быстро выходить на номинальную мощность из холодного резерва в случае резкого падения мощности ветроэлектростанций. Кроме того, он может быть остановлен в течение одной минуты и снова запущен через пять минут после останова. Двигатели обеспечивают быстрый набор мощности. Все энергоблоки станции набирают и сбрасывают нагрузку одновременно, причем интенсивность этих переходов составляет 2,4 МВт/мин.

14. ВЫСОКООБОРОТНЫЕ ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ WAUKESHA ENGINE

Компания Waukesha Engine (США) входит в корпорацию GE. Модельный ряд 4-тактных поршневых двигателей с искровым зажиганием на газообразном топливе покрывает мощности от 160 до 3380 кВт. Основные области применения газовых двигателей Waukesha – газотранспортные системы, энергоснабжение и когенерация. С целью повышения технологического уровня и экономичности своих высокооборотных двигателей были закуплены права на использование технологии фирмы Wärtsilä (двигателей W200D и W220SGD), соединив их со своими достижениями в области систем управления процессом сгорания.

Двигатели подразделяются на 4 серии: VHP, VGF, ATGL, APG. В отличие от двигателей других фирм, модели одной серии отличаются не только числом цилиндров и конфигурацией, но и размерами цилиндра и ходом поршня. Так, в серии VHP 12-цилиндровые V-образные двигатели имеют диаметр/ход поршня 238/216 и 216/216 мм. Скорость вращения двигателей стандартно составляет 1500 и 1800 об/мин для частоты сети 50 и 60 Гц. Диапазоны мощностей моделей указаны в табл. 2.30.

Генераторные установки фирмы имеют либо радиаторную систему охлаждения на базе двигателей серии VGF, либо с теплообменником в системе охлаждения для полезного отбора тепловой энергии (установки «Enginator»). В двигателях серии VGF применяется блок CustomEngineControl® (CEC), обеспечивающий точное регулирование угла зажигания и контроль по снижению выбросов, а также была внедрена запатентованная камера сгорания высокой турбулентности, которая обеспечивает существенное снижение потребления топлива.

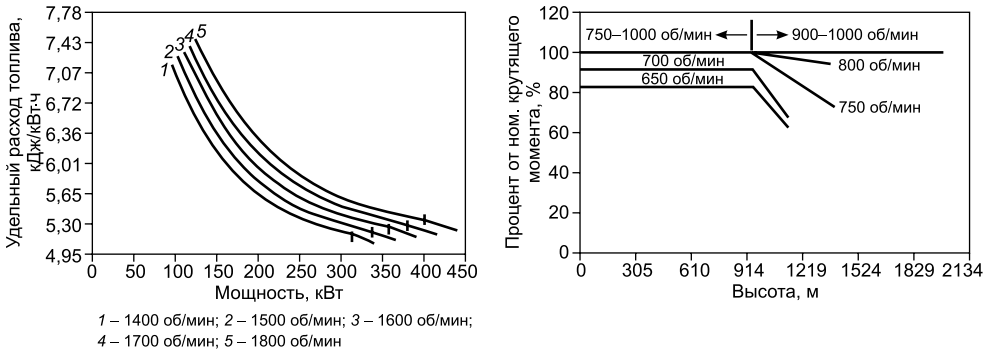
Конструкция VGF разработана для стационарной работы на разнообразных видах газового топлива в продолжительном режиме, при этом выпускается в двух модификациях — для работы на обогащенной или на обедненной смеси при низком входном давлении топлива. В начале 2003 г. фирма объявила о запуске в серийное производство ее усовершенствованной модификации названной ExtenderSeries; на двигателях устанавливаются масляные баки большей емкости (почти в 2 раза), что позволяет увеличить интервал замены масла с 1000 до 2100 ч. Поддон оборудован удобными крышками, которые позволяют без демонтажа проводить сервисное обслуживание масляного насоса, основных подшипников и подшипников шатуна. В новой модификации применена полировка стержня клапана, добавлена смазка клапанного механизма. Сапун двигателя снабжен встроенным вакуумным регулятором, чтобы нивелировать высокое давление в картере и, следовательно, исключить протекание масла. В VGF каждая головка цилиндров имеет индивидуальное водяное охлаждение. Коленчатый вал изготовлен методом ковки из легированной стали. Топливная характеристика двигателя F18GL серии VGF, применяемого в качестве механического привода, приведена на рис. 2.41, *а*.

Таблица 2.30

Газовые двигатели фирмы Waukesha Engine в составе модульных электростанций

Модели двигатель-генераторов	Мощность эл., кВт	Мощность тепл., кВт	КПД (эл.), %	Модель двигателя	Мощность двиг., кВт	Расход газа, нм^3/ч	Температура выхл., °С	Диаметр/ход, мм	Рабочий объем, л	Длина, мм	Ширина, мм	Высота, мм	Масса, кг
Серия двигателей VHP													
VHP3600G	315	570	38,6	F3521G	328	100	560			4780	1680	2690	10 775
VHP5900G	475	860	38,6	L5790G	548	151	561			5030	2030	2740	14 850
VHP3604GSI	540	945	38,5	F3524GSI (6R)	562	173	585	238/216	58	4780	1680	1680	10 775
VHP7100G	635	1037	39,8	L7042G	661	187	302			4850	2030	2360	14 060
VHP7100GSI	875	1540	38,5	L7042GSI (D)	919	282	570			5110	2030	2740	15 425
VHP7100GL	875	1359	39,4	L7042GL	919	265	377			5000	2060	2620	15 400
VHP5904GSI	900	1532	38,9	L5794GSI (D)	937	280	594			5030	2030	2740	14 850
VHP5904LT	900	1515	38,8	L5794LT (12V)	937	282	470	216/216	95	5410	2093	2770	17 233
VHP7104GSI	1100	1955	38,8	L7044GSI (12V)	1146	348	605	238/216	115	5110	2030	2740	15 425
VHP9500GL	1175	1794	39,6	P9390GL (16V)	1224	352	357	238/216	154	6730	2210	3301	21 200
VHP9500GSI	1175	2350	38,2	P9390GSI (16V)	1224	398	577	238/216	154	6730	2210	3301	21 200
VSG11GSI	140	–	–	F11GSID (6R)	160	–		127/145	11				
Серия двигателей VGF													
VGF18GSI	230	400	38,3	F18GSI (6R)	250	76	440	152/165	18	2870	1370	1900	
VGF24GSI	310	495	39,7	H24GSI (8R)	334	92	460	152/165	24	3350	1370	2000	
VGF36GSI	475	761	39,6	L36GSI (12V)	503	142	451	152/165	36	3480	1450	2200	
VGF48GSI	625	989	39,6	P48GSI (16V)	664	187	445	152/165	48	4120	2290	2200	
Серия двигателей ATGL													
8L-AT27GL	1480	1965	40,8	8L-AT27GL	1541	409	358	275/300	142,5	7520	2520	3130	
12V-AT27GL	2220	2953	40,8	12V-AT27GL	2312	614	373	275/300	214	7600	2390	3350	
16V-AT27GL	3250	3822	41,6	16V-AT27GL	3385	895	432	275/300	285	10060	2590	3350	
Серия двигателей APG													
APG1000	1000	1270	41,6	16V150LT (16V)	1036	2403*	390	152/165	48	4851	2159	2235	13 730

*Примечание: после моделей двигателя в скобках указывается число цилиндров и их расположение; * – обозначение мощности топлива, введенного в двигатель, в кВт.*



а *б*

Рис. 2.41. Зависимости удельного расхода топлива от частичной нагрузки двигателя и частоты вращения коленчатого вала (*а*), и крутящего момента от высоты площадки эксплуатации (*б*).

Во всех четырех выпускаемых сериях двигателей имеются модели, рассчитанные на работу с топливными газами с низкой теплотворной способностью $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$=15,7 МДж/нм^3 и оборудованные карбюраторным смесителем топливного газа с воздухом. Так, 12-цилиндровый V-образный двигатель серии VHP при 1200 об/мин развивает мощность 955 кВт при температуре охлаждающей жидкости на входе 54 °С. Это значение мощности мало отличается от номинальной мощности двигателя, работающего на природном газе.

Новая модель газового двигателя F3514GSI мощностью 552 кВт оснащена системой управления последнего поколения соотношением топливо/воздух (AFR) и работает в диапазоне скорости вращения коленчатого вала от 1200 до 800 об/мин.

Системой управления двигателем типа ESM (Engine System Meneger) оборудуются наиболее популярные модели серии VHP, а именно L7044GSI и L5794GSI. С 2004 г. все двигатели фирмы имеют такую систему управления. Управляющий модуль (CU) этой системы постоянно оптимизирует характеристики газового двигателя. Система выполняет мониторинг скорости вращения, давления в цилиндрах, температур и др. параметров двигателя. Система управляет и оптимизирует моменты газораспределения, скорость вращения, исполняет функции «пуск – останов» двигателя, а также может обеспечить диагностическую помощь при поиске неисправностей. Аналогичная система управления разработана для генераторных установок.

В тех случаях, когда двигатели с технологией сжигания обедненной смеси не могут удовлетворить местным нормам по выбросам, фирма рекомендует использовать двигатели GSI серии VGF со сжиганием обогащенной смеси, имеющие трехходовой каталитический конвертор на выхлопе.

В 1998 г. фирма начала выпуск 16-цилиндрового газового двигателя модели AT27GL мощностью 3385 кВт при 1000 об/мин. Области применения – компрессорные станции для газохранилищ и электростанции преимущественно с когенерационным циклом. Двигатель имеет V-образное расположение цилиндров; он продолжает мощностной ряд 8- и 12-цилиндровых машин серии AT27. Среднее

эффективное давление в цилиндрах 1,4 МПа, объем цилиндров 285 л, диаметр/ход поршня 275/300 мм, скорость поршня (при 1000 об/мин) 10 м/сек, степень сжатия 9:1. Эмиссия NO_x составляет 0,67 г/кВт·ч; удельный расход энергии топлива меньше 9190 кДж/кВт·ч, что соответствует эффективному КПД 40 %.

В конструкции двигателя применен сухой выхлопной коллектор, новый охладитель воздуха, усовершенствован турбонагнетатель и разработан новый топливный смеситель типа Вентури. Сухие выхлопные трубопроводы позволяют повысить эффективность (количество) утилизации теплоты в когенерационной схеме и характеристику турбонагнетателя (турбина срабатывает больший теплоперепад). Это позволяет двигателю устойчиво работать при 750 об/мин при максимальном крутящем моменте, рис. 2.41, *б*. Применение турбонагнетателя модели ABB TPC и сухих выхлопных коллекторов улучшают гибкость и адаптацию к эксплуатационным условиям. Отсутствие рубашки охлаждения на выхлопных трубопроводах уменьшает стоимость пэкеджа благодаря уменьшению размеров охладителей.

Двигатель имеет одиночный газовый смеситель (карбюратор), но благодаря удачной конструкции впускного коллектора заряд рабочей смеси равномерно распределяется по цилиндрам. Одновременно снижается эмиссия в выхлопных газах. В конструкции турбонагнетателя имеется байпас по нагнетаемому воздуху и перепускной клапан по выхлопным газам; авторегулирование этих устройств позволяет поддерживать необходимое давления подачи рабочей смеси в цилиндр.

На двигателе установлена система управления CEC (CustomerEngineControls) от компании Woodward, которая включает модуль зажигания (IM), модуль определения детонации (DSM), модуль контроля качества смеси (AFM), модуль управления турбонагнетателем, а также электронный регулятор скорости модели 701A. Эффективность работы системы управления двигателя демонстрировалась при изменении качественного состава топливного газа (имеющего теплотворную способность 33,5 МДж/нм^3 и детонационное число по норме фирмы Waukesha 94) до состояния этих параметров 44,7 МДж/нм^3 и числа Waukesha 52 на работающем двигателе: система управления CEC осуществила все необходимые регулировки, сохраняя заданную мощность двигателя.

Электронно-управляемые (модулем турбонагнетателя) величины расхода воздуха через турбонагнетатель и выхлопных газов через газовую турбину регулируются в соответствии с потребностями двигателя при данных условиях работы. Большая роль здесь возлагается на программное обеспечение и алгоритм работы турбонагнетателя.

В крышке цилиндра имеется водяное охлаждение ее центральной части, в которой расположены форкамера сгорания, четыре клапана и седла клапанов. Охлаждение уменьшает температурные градиенты и температурные напряжения в крышке цилиндра. Клапаны изготовлены из высоколегированных кремниевых сплавов а головки клапанов упрочняются. Замена клапанов регламентируется через 36 тыс. ч. Блок цилиндров представляет единую отливку из серого чугуна; подрамник блока цилиндров стальной. Поршень алюминиевый с четырьмя кольцами. Головка поршня охлаждается смазочным маслом через специальные каналы; гильзы цилиндров мокрые, охлаждаются

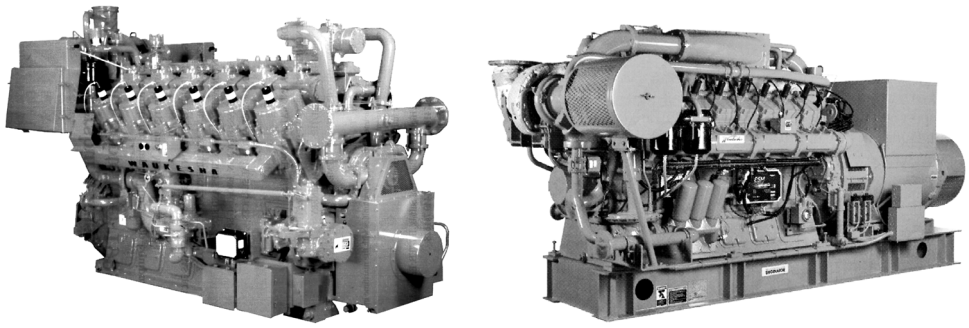
жидкостью из рубашки охлаждения, также как и головка цилиндра с форкамерой в центре и направляющие всех четырех клапанов. Фирма рекомендует проводить капитальный ремонт двигателя после 72 тыс. ч.

Фирма Waukesha расширила модельный ряд двигателей VHP двумя газовыми двигателями: 12-цилиндровой V-образной моделью 7044GSI и рядной 6-цилиндровой моделью 3524GSI, с мощностью 1253 кВт и 627 кВт соответственно при 1200 об/мин. Общий вид первого из них показан на рис. 2.42, *а*; диаметр поршня 238 мм, ход поршня 215,9 мм; рабочий объем цилиндра 115 л, степень сжатия 8:1, среднее эффективное давление в цилиндре 1,09 МПа. Эти двигатели разработаны для применения на компрессорных станциях и для электрогенерации. Обе модели представляют стехиометрические двигатели, работающие на газообразном топливе, имеют увеличенную на 13,5 % мощность по сравнению с предшествующими моделями 7042GSI и 3521GSI, и имеют ряд существенных конструктивных изменений, повышающих надежность.

Новый двигатель серии APG явился кульминацией исследовательских и конструкторских разработок по программе ARES (Advanced Reciprocating Engine Systems), финансировавшейся Министерством энергетики США в 2001–2005 гг., построен на платформе двигателей серии VGF. Целью разработок являлось создание газового двигателя с высокой удельной мощностью и КПД (41–47 %), с низкими уровнями выбросов и низкими эксплуатационными расходами. Двигатель APG1000 (рис. 2.42, *б*) V-образный, 16-цилиндровый, диаметр/ход поршня 152/165 мм, работает на бедной топливовоздушной смеси и развивает механическую мощность 1036 кВт при 1500 об/мин. Эта мощность примерно на 40 % выше, чем у выпускаемых двигателей серии VGF. Среднее эффективное давление в цилиндре 1,72 МПа. В составе модульной электростанции был достигнут электрический КПД 42,7 %. Двигатель оснащен одиночным турбонагнетателем ABB и двухступенчатым охладителем надувочного воздуха (в отличие от двигателей серии VGF с двумя турбонагнетателями, на каждый ряд цилиндров). Двигатель оборудован описанной выше системой управления ESM. Повышенная удельная мощность и давление в цилиндрах потребовали разработки нового коленчатого вала (диаметром 125 мм) и картера двигателя; более прочной выполнена охлаждаемая головка цилиндра. При разработке двигателя широко использовались программы расчета динамики воздушных потоков с целью уменьшения потерь давления и повышения, таким образом, мощности двигателя. Примечательной особенностью этого двигателя является общее снижение отвода тепла из-за использования сухих выпускных коллекторов, а также более высокий уровень температуры в водяной рубашке. Потенциал утилизируемой теплоты двигателя увеличен примерно на 10 %, что очень важно для когенерационных станций. В новом двигателе достигнуты выбросы NO_x на уровне 1,6 г/кВт·ч.

Наряду с увеличением мощности двигателей 4-й серии разработана новая конструкция головки цилиндра и усовершенствован коленчатый вал. Другие улучшения касались системы воспламенения, средств управления, поршней, втулок цилиндров, турбонагнетателей, систем выхлопа и смазки. Работа двигателя со стехиометрическим сгоранием, с одной стороны, упростила конструкцию топливной системы, с другой – потребовала установки на выхлопе

трехходового каталитического конвертера для обеспечения требуемых уровней выбросов. Усовершенствования включают: головка цилиндра – новый привод клапана и более эффективное охлаждение; внутренние компоненты двигателя – улучшенный коленчатый вал, новая цилиндровая гильза, поршень и кольца; система выхлопа – новый турбонагнетатель с водяным охлаждением корпуса подшипника и с легко съемным патрубком выхлопа; система зажигания – новая катушка зажигания, низкая стоимость свечей зажигания; вспомогательные механизмы – новый маслоохладитель, байпасный масляный фильтр.



а *б*

Рис. 2.42. Общие виды высокооборотных газовых двигателей фирмы Waukesha модели 12V-VHP7044GSI мощностью 1,25 МВт (*а*) и модели APG1000 мощностью 1,036 МВт (*б*).

Чтобы цилиндр выдерживал увеличенные давления и температуры, что обусловлено увеличением мощности, ключевой чертой его новой конструкции является водяное охлаждение седла выхлопного клапана; улучшенный выхлопной клапан и материал седла клапана; привод клапана stiffer; и более прочная охлаждаемая крышка головки. Головка цилиндра взаимозаменяема с существующей головкой. Это играет большую роль в случае необходимости обновления или энергетического улучшения эксплуатируемых двигателей. Например, от модели VGF в конструкции использован привод коромысла клапана, который исключает боковое нагружение клапана и соответственно его направляющей. От модели ATGL, взято водяное охлаждение седла клапана выхлопа. Температуры седла клапана выхлопа уменьшены на 30 %, что способствует меньшему износу клапана выхлопа. В добавление к уменьшению температуры клапана градиент температуры в крышке уменьшен на 25 %, температура места свечи зажигания уменьшена на 25 %, для чего расход масла в цилиндровой головке увеличен приблизительно на 30 %.

В новой конструкции цилиндра также изменена ориентация клапана на 45°. Поворот уменьшил падение входного давления на 33 %, что приводит к большему завихрению поступающей топливной смеси (воздух/горючее), улучшению смесеобразования и возрастанию мощности. Благодаря увеличению мощности, усилен коленчатый вал и изменен материал. Новый поршень выполнен из алюминиевого сплава с четырьмя кольцами. Втулка цилиндра

имеет большую жесткость. Обновлена конструкция турбонагнетателя UTL94 Garrett с водяным охлаждением корпуса среднего подшипника. Регулируемый вход отработанных газов в турбину был выполнен для регулирования характеристики турбонагнетателя. Система зажигания – с высоковольтными катушками, закрепленными на каждом цилиндре. Новые свечи зажигания имеют продолжительность работы 5 тыс. ч, благодаря интенсивному охлаждению гнезда посадки свечи. На двигателях установлена система контроля детонации DSM.

Замена маслофильтра производится через 2100 ч. За время эксплуатации на станции перекачки газа в течение 50 тыс. ч коэффициент надежности его работы составил 98 %.

В начале 2002 г. фирма разработала для своих двигателей систему управления двигателем (ESM), устанавливаемую непосредственно в виде отдельного блока на корпусе двигателя. С помощью этой системы оптимизируются характеристики двигателя. Система ESM включает в себя управление моментами зажигания (длительностью искры), частотой вращения коленчатого вала, определением момента детонации, процессом пуска/останова двигателя, диагностическими инструментами, выявлением неисправностей, безопасной работой двигателя и оптимальным соотношением воздух/топливо (качество смеси) – и все это в одном компактном блоке. Система ESM устанавливается в качестве стандартного оборудования на двигателях Waukesha, работающих по технологии сжигания обогащенной топливной смеси. Блок ESM с пятью точками подключения выполняет функции «мозга» двигателя со своей памятью, цифровыми и аналоговыми преобразователями, контроллерами напряжений и температуры. С помощью специальной электронной сервисной программы обеспечивается выполнение диагностических функций. Предусмотрен дистанционный доступ к информации, накопленной в памяти ESM. Система управления тестируется на двигателе в заводских условиях. Она подключена к датчикам давления и температуры смазочного масла, давления и температуры во впускном коллекторе, температуры охлаждающей жидкости в рубашке двигателя. Интегрированная в ESM система управления качеством смеси оптимизирует показатели работы двигателя при изменении нагрузки и частоты вращения коленвала, давления топлива и его качества, а также условий окружающей среды.

Система имеет «зашитый» в память алгоритм контроля соотношения воздух/топливо и вырабатывает управляющие сигналы для исполнительного устройства. В этой процедуре непрерывно контролируется температура выхлопных газов и содержание в них кислорода. Другими словами, это новое поколение контроллера, основанного на принципе «λ-датчиков», более быстродействующее и точное, и позволяет расширить диапазон изменения коэффициента λ, чтобы обеспечить необходимые уровни эмиссии.

Система ESM, диагностируя отклонения в показателях работы двигателя или возникшие неполадки, оценивает степень их опасности и либо отключает двигатель, либо через систему сигнализации оповещает пользователя о них, не выводя двигатель из рабочего состояния. Разработанная систем управления двигателем ESM, оптимизирующая работу по КПД и уровням выбросов, является в настоящее время стандартным оборудованием для многих моделей фирмы.

15. ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ДРУГИХ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ

15.1. Газовые и двухтопливные двигатели ГП «Завод им. В. А. Малышева»

Производство дизелей и газовых двигателей на ГП «Завод им. В. А. Малышева» было начато более 80 лет назад и является традиционной продукцией предприятия. На первом этапе были освоены дизели типа SULZER и газовые двигатели для тракторов. В 1964 г. освоен выпуск газовых модификаций дизельных двигателей Д100. Двигатели вертикальные двухтактные, десятицилиндровые со встречно-движущимися поршнями (по два на каждый цилиндр), двумя коленчатыми валами, прямоточно-щелевой продувкой, системой турбонаддува. Общий вид двигателя приведен на рис. 2.43.

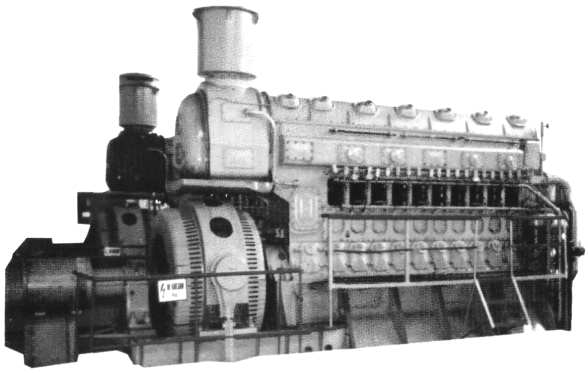


Рис. 2.43. Общий вид 2-тактного 2-топливного двигателя 15ГД100В.

Основные параметры двигателя: диаметр цилиндра – 207 мм, ход поршня 2×254 мм, рабочий объем 170,9 л, степень сжатия 11,5–13,5, среднее эффективное давление в цилиндре 0,8 МПа, максимальное давление газа в цилиндре 9,8 МПа, температура выхлопных газов 420 °С. Двигатель бесклапанный – поступлением наддувочного воздуха в цилиндры и выпуском из них отработанных газов управляют поршни. При их сближении (на такте сжатия) во «внутренних мертвых» точках между днищами поршней образуется камера сгорания и форсунками впрыскивается распыленное дизельное топливо, которое самовоспламеняется. Газы при расширении в цилиндрах перемещают поршни в «наружные мертвые» точки, вращая коленчатые валы. Благодаря соединению валов синхронизируется их вращение, а мощность от верхнего коленчатого вала передается нижнему, который через полужесткую муфту соединен с электрогенератором.

Двигатель и генератор устанавливаются на общей раме. Газовые модификации снабжены газоподающей аппаратурой. Выпускаются двух типов: с внутренним смесеобразованием (индивидуальная подача газа в каждый цилиндр) и с форкамерным зажиганием от электросвечи и двухтопливные с зажиганием от порции дизтоплива. Характеристики моделей газовых и двухтопливных двигателей в составе модульных электростанций приведены в табл. 2.31.

Топливный газ подается в цилиндр двигателя через управляемый газовый клапан, установленный за продувочными окнами на ходе сжатия. Такое расположение газового клапана обеспечивает высокую эксплуатационную надежность и является оптимальным способом исключения переобогащения и потери газовоздушной смеси при продувке двухтактных двигателей.

Таблица 2.31

Основные данные модульных электрогенераторов с двигателями ГП «Завод им. В. А. Малышева»

Модели двигателей	Мощность эл., кВт	Скорость вращения, об/мин	Уд. расход, г/кВт·ч		Моторесурс, тыс. ч		Габариты, мм		Масса (сухая), кг
			д. т.	газа	до 1-й переборки	до кап. ремонта	длина	ширина	
Газовые двигатели									
11ГД100М	1000	750	–	230	9	60	6980	2320	28 300
17ГД100А	1600	750	–	220	12	60	7510	2380	31 800
Двухтопливные двигатели (газодизели)									
10ГД100Б	2080	850	23	180	20	75	6705	2610	28 800
17ГД100Б	1600	750	20	210	16	60	7510	2380	31 800
15ГД100В	1000	750	23	205	16	60	7510	2380	31 800

У всех газовых двигатель-генераторов полностью автоматизированы процессы пуска и остановки, синхронизации с сетью, регулирования температуры воды и масла. Предусмотрена система аварийно-предупредительной сигнализации и защиты. Система охлаждения водяная 2-контурная. Двигатель-генераторы могут поставляться в составе блочно-транспортабельной электростанции.

В газовых двигателях кроме природного газа могут также эффективно использоваться низкокалорийные газы: шахтный, коксовый, биогаз, попутный нефтяной газ с объемным содержанием метана свыше 30 %. При работе на природном газе ($Q_н^р$ = 33,5 МДж/нм^3) эффективный КПД двигателей составляет 39–40 %. Составляющие теплового баланса двух моделей двигателей приведены в табл. 2.32.

Таблица 2.32

Составляющие теплового баланса газовых двигателей при номинальной мощности

Показатели	Мощность двигателя, кВт	
	1000	1600
Количество отводимого тепла, МДж/ч:		
– в воду охлаждения двигателя	1592,20	2451,15
– в масло	1152,25	1759,80
– в систему охлаждения наддувочного воздуха	–	1319,85
– в окружающую среду	431,57	544,70
– уносимое с отработавшими газами	3708,15	4001,45

Двигатель-генераторы могут поставляться как стационарные установки, монтируемые на фундаментах с комплектацией теплотехнических систем аг-

регатами охлаждения проточной технической водой либо с воздушно-радиаторным блоком.

15.2. Среднеоборотный двухтопливный двигатель фирмы Mitsui Engineering & Shipbuilding

Компания Mitsui (Япония) разработала серию MD20G двухтопливных среднеоборотных двигателей 6-цилиндровой модели 6MD20G мощностью 835 кВт и 8-цилиндровой 8MD20G мощностью 1105 кВт с микропилотным зажиганием обедненной газовоздушной смеси. В основу разработки положена конструкция дизельного двигателя DK20 производства компании Daihatsu Diesel (Япония). Вместо микропилотного зажигания, двигатель MD20G может оснащаться системой искрового зажигания, при этом показатели сгорания смеси при форкамерном зажигания (с разделенной камерой сгорания) практически сопоставимы с имеющими место при микропилотном зажигании.

С целью достижения высокого КПД, в двигателе MD20G применены цикл Миллера и система обнаружения неустойчивого горения посредством линейного алгоритма прогнозирования. Для реализации цикла Миллера регулируется момент закрытия впускного клапана, что позволяет снизить степень сжатия и поддержать большую степень расширения; последняя, в свою очередь, способствует поддержанию высокого КПД цикла, а уменьшение степени сжатия – снижению температуры топливовоздушной смеси. В результате становится возможным предупреждение детонации двигателя. КПД двигателя достигает 42,5 %; возможна утилизация тепла. Стабильное возгорание обедненной топливовоздушной смеси обеспечивается в том случае, если при 100 %-й нагрузке содержание дизельного топлива в требуемом объеме топлива составляет не менее 1 %. Двигатели имеют диаметр/ход поршня 200/300 мм, среднее эффективное давление – 1,8 МПа, скорость вращения 1000 об/мин.

Оптимизация формирования потока газа в цилиндре, влияющего на характеристики и горение топливовоздушной смеси, а, следовательно, на КПД двигателя и уровень содержания NO_x в выхлопных газах, была выполнена на основании данных численных расчетов. Исследовались характеристики системы всасывания, определяющей тип течения газа – падающее и вихревое течение (вертикальный и горизонтальный спиральный поток соответственно). Несколько смоделированных систем всасывания были испытаны на одноцилиндровом двигателе – в результате была выбрана система с вихревым течением. Двигатель работает на обедненной топливовоздушной смеси с коэффициентом избытка воздуха около 2 (концентрация топливного газа 4,7 %).

Для определения и регулирования процесса неустойчивого горения (детонация и пропуск зажигания) было разработано специальное устройство. В момент обнаружения детонации происходит задержка момента впрыска запального топлива в соответствующем цилиндре с учетом интенсивности детонации. Соответственно, при пропуске зажигания увеличивается количество впрыскиваемого в цилиндр запального топлива. На основе данных выходного сигнала датчика детонации (давления в цилиндре) и

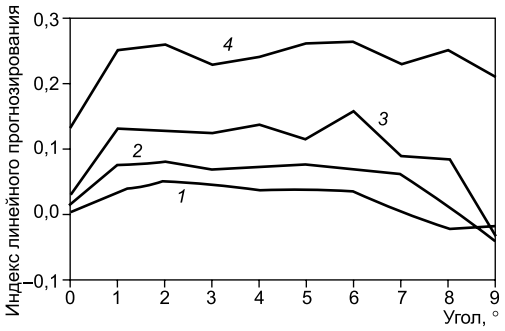


Рис. 2.44. Индекс линейного прогнозирования в моменты наличия и отсутствия детонации:

1 – нормальные условия; *2* – слабая детонация; *3* – средняя степень детонации; *4* – сильная детонация.

графика колебаний в обычных условиях и при слабой, средней и сильной детонации определяется новый параметр – индекс линейного прогнозирования (ИЛП), который тем выше, чем интенсивнее детонация (рис. 2.44). Полученные данные были переведены в цифровую форму и преобразованы в электрическое напряжение, подаваемое в систему управления двигателя.

При возникновении детонации путем настройки угла опережения впрыска запального топлива двигатель выводился на оптимальный (по мощности) режим работы.

15.3. Газовые и двухтопливные двигатели предприятия РУМО и ОАО «Волжский дизель им. Маминых»

Предприятие РУМО (Россия, г. Нижний Новгород) выпускает модульные электростанции мощностью от 630 до 1000 кВт на основе газовых, газодизельных и дизельных двигателей собственного производства. Агрегаты устанавливаются на стационарных газовых электростанциях в закрытых, отапливаемых и вентилируемых помещениях на общей подмоторной раме и бетонном фундаменте. Возможна комплектация системой автоматизированного дистанционного управления, позволяющей держать двигатели в «горячем резерве» и осуществлять в автоматическом режиме запуск двигателей, нагрузку электроагрегатов, ввод в параллельную работу с другими агрегатами, управление частотой вращения и величиной нагружения. Общая компоновка агрегатов обеспечивает хороший доступ к узлам и деталям, требующим периодических осмотров и ухода.

Газовый двигатель – четырехтактный, рядный, тронковый, с форкамерно-факельным электронным зажиганием, газотурбинным наддувом и охлаждением наддувочного воздуха. Степень сжатия в цилиндрах 10,5. Топливом является природный газ с $Q_н^р$ = 31,4÷36,0 МДж/нм^3 и попутный нефтяной газ с содержанием метана не менее 78 %; давление топливного газа 0,3 МПа. Технические данные газовых и газодизельных двигателей представлены в табл. 2.33.

Из таблицы видно, что газодизельные двигатели крупноразмерные (диаметр поршня 360 мм), и, следовательно, не являются модернизированными моделями газотопливных двигателей. Дизельные двигатели, конструкция которых использована для работы по газодизельному циклу, имеют при номинальной мощности 850 и 1050 кВт удельный эффективный расход дизельного топлива 180 и 235 г/кВт·ч соответственно. Расход запального топлива в газодизельном двигателе мощностью 1050 кВт составляет примерно 12 % от потребляемого двигателем топлива.

Таблица 2.33

Технические данные газовых и газодизельных двигатель-генераторов предприятия РУМО

Показатели	Газопоршневые агрегаты				Газодизельные агрегаты	
	6ДГ22Г2	**8ДГ22Г2**	**6ДГ22Г1**	**8ДГ22Г1**	**ДГ68Д**	**ДГ98Д**
Мощность агрегата, кВт	630	800	800	1000	800	1000
Напряжение 3-фазного тока, кВ	0,4/6,3		0,4/6,3/10,5		0,4/6,3	0,4/6,3/10,5
Сухая масса, т	21,0	25,0	21,0	25,0		
	6Г22Г2	**8Г22Г2**	**6Г22Г1**	**8Г22Г1**	**Г68Д**	**Г98Д**
Мощность ном., кВт	663	842	842	1052	850	1050
Мощность макс., кВт	693	872	872	1157		
КПД эф., %	41					
Число цилиндров	6	8	6	8		
Диаметр цилиндра, мм	220				360	
Ход поршня, мм	280				450	
Частота вращения, об/мин	750		1000		375	500
Средняя скорость поршня, м/с	7,0		9,3			
Расход природного газа, $нм^3/ч$	173	220	220	274	230–250	230–280
Расход запального дизтоплива, кг/ч	–	–	–	–	20–30	26–36
Расход масла на угар, г/кВт·ч	0,9				1,25	
Сухая масса, т	14,0	17,5	14,0	17,5	26,5	
Ресурс до кап. ремонта, тыс. ч	70	70	60	60	60	60

Предприятие ОАО «Волжский дизель им. Маминых» (Россия) специализируется в основном на выпуске дизельных электростанций и одновременно

является дистрибьютором продукции фирм Caterpillar и MTU. На платформе 6-цилиндрового четырехтактного дизельного двигателя модели 6ГЧН21/21 были разработаны два типа модульных электростанций с газовыми двигателями, работающих на природном газе (модель ГДГ90) и на попутном нефтяном газе с содержанием метана 20–30 % (модель ГДГ100). Обе модели имеют электрическую мощность 500 кВт при 1000 об/мин и практически идентичные другие технические показатели, приведенные в табл. 2.34.

Таблица 2.34

Технические данные газового двигатель-генератора ГДГ-90

Показатели	Величина
Мощность при коэф. мощности 0,8 (380 В, 3 фазы, 50 Гц), кВт	500
Модель двигателя	6ГЧН21/21
Модель генератора	HCI 734, Stamford
Количество цилиндров	6, рядный
Диаметр/ход поршня, мм	210/210
Степень сжатия	11:1
Частота вращения, об/мин	1000
Расход топлива, $нм^3/ч$	150
Давление газа перед двигателем, МПа	0,02 и выше
Объем масляной системы, л	250
Объем системы охлаждения, л	~200
Температура выхлопных газов, °С	450
Удельный расход масла, г/кВт·ч	0,99
Размеры (Д×Ш×В), мм	4133×1485×2100
Масса, кг	8500

В двигателе применена технология сжигания обедненной топливо-воздушной смеси с электросвечой в форкамере. Для надежной работы и выработки качественной электроэнергии в нем установлены: система зажигания фирмы Altronic (США), специальные свечи зажигания фирмы BOSCH (Германия), электронный регулятор скорости фирмы Heinzmann (Германия) с синхронизатором и делителем нагрузки, которые обеспечивают надежную параллельную работу двигатель-генераторов как между собой, так и с внешней сетью. Высокие запасы прочности, заложенные в конструкцию этих двигателей, обеспечивают ресурс до капитального ремонта 60 тыс. моточасов. Двигатель работает на природном газе с $Q_н^р$ выше 31 МДж/$нм^3$ при метановом числе более 70.

В двигателях детонация отсутствует благодаря оригинальной конструкции форкамер, способных поджигать бедные смеси, при сгорании которых невозможна детонация и высокая температура сгорания. Система охлаждения

камеры сгорания позволяет снизить температуру выхлопных газов до 480 °С. Для повышения ресурса выпускных клапанов, в конструкции крышки цилиндров установлен механизм их поворота. На одной раме с двигателем установлен электрогенератор LeroySomer (Франция). Агрегат допускает мгновенный наброс нагрузки с 0 до 30 % и в дальнейшем оставшиеся 70 %.

В качестве дополнительной опции предлагается система утилизации отводимого тепла от двигателя выхлопными газами, охлаждающей жидкостью и маслом для горячего водоснабжения и отопления помещений, при этом Кит = 85 %. Электростанция с системой утилизации тепла размещается в блок-контейнере.

15.4. Газовые двигатель-генераторы предприятия PZL-Wola

Предприятие PZL-Wola (Польша) производит модульные электростанции с газовыми двигателями с искровым зажиганием мощностью от 160 до 730 кВт. Модели двигателей и их краткие технические данные приведены в табл. 2.35. Эти агрегаты выпускаются в стандартном исполнении (для автономной работы на отдельную электросеть с пуском и обслуживанием вручную), а также по вариантам: для параллельной работы с электросетью, с синхронным или асинхронным генератором, с частичной или полной автоматикой, с возможностью рекуперации тепла от охлаждающей воды и отработавших газов.

Таблица 2.35

Технические данные газовых двигателей PZL-Wola

Модели	Мощность, кВт	Мощность цилиндровая, кВт	Ср. эф. давление, МПа
Серия 135R6 (диаметр/ход поршня 135/155 мм; n = 1500÷2100 об/мин)			
135R6	85–160	21,0–24,5	0,630
135R6T	120–230	32,8–38,3	0,986
135R6TC	140–290	37,8–44,1	1,140
135R6TCa	160–310	42–49	1,260
Серия 135V12 (диаметр/ход поршня 135/155 мм; n = 1500÷2100 об/мин)			
135V12	160–280	21,0–24,5	0,630
135V12T	260–500	32,8–37,5	0,965
135V12TC	300–570	37,8–44,1	1,140
135V12TCa	380–610	42–49	1,260
Серия S (диаметр/ход поршня 150/180 мм; n = 2000 об/мин, рабочий объем = 38,88 л)			
S12U	574–625	–	–
S850	625	–	–
S1000	736	–	–

Двигатели могут питаться природным газом из коммунальной сети, биогазом из очистных станций или свалок мусора и попутным нефтяным газом.

Моторесурс газовых двигателей до капремонта составляет около 35 тыс. ч. Двигатели без наддува работают при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1{,}3$, двигатели с наддувом – при $\alpha = 1{,}55$.

В качестве примера ниже приводится общее описание и характеристики генераторного агрегата на базе двигателя 135V12TC мощностью 300 кВт. Двигатель с искровым зажиганием, турбонаддувом и охладителем надувочного воздуха, V-образный 12-цилиндровый, рабочий объем двигателя 26,6 л, расход воздуха на горение около 26 м^3/мин, температура отработавших газов 560 °С. Расходы топлива: природного газа 102 нм^3/ч при калорийности 34,7 МДж/нм^3; биогаза 140 нм^3/ч при калорийности 23,6 МДж/нм^3 (65 % метана), свалочного газа 195 нм^3/ч при калорийности 16,9 МДж/нм^3 (50 % метана). Электрический КПД двигатель-генератора 30,5 %. Давление газа на входе газовой системы агрегата 3,5–5,0 кПа. Габариты: длина общая (генерирующего модуля) 3500 мм; длина двигателя 2130 мм, ширина 1050 мм, высота 1250 мм. Масса сухая общая 4,3 т, масса двигателя 2,4 т.

Газовый двигатель соединен фланцем с электрогенератором, установленным на одной общей раме. Щит управления содержит контрольно-измерительные приборы, модуль надзора, защиты, главный выключатель для включения агрегата в сеть, оборудование для полуавтоматической синхронизации с сетью. Тепловой модуль является отдельной конструкцией, имеющей собственную раму, интегрально связан с электроагрегатом. Аварийная система охлаждения с радиатором представляет самостоятельной узел отбора теплоты от воды, охлаждающей двигатель, в случае отсутствия отбора тепла от модуля внешними потребителями. Система включается автоматически в случае роста температуры воды свыше допустимой границы. Охладитель надувочного воздуха передает теплоту либо в радиатор, либо внешним потребителям. Характеристики теплового модуля: тепловая мощность 486 кВт, теплопроизводительность системы охлаждения двигателя 290 кВт, теплопроизводительность газоводяного теплообменника 196 кВт, Кит = 82 %, температура воды на входе в модуль не более 60 °С, на выходе не более 85 °С.

В заключение отметим, что на мировом рынке поршневых двигателей присутствует продукция и других фирм, подробных данных о которой авторам найти не удалось. Краткие сведения о двигателях таких фирм представлены в табл. 2.36 (по состоянию 1997–2000 гг.)

Таблица 2.36

Основные технические данные газовых и двухтопливных двигателей малой и средней мощности некоторых производителей

Производитель, модель	Мощность, кВт	Диаметр/ход поршня, мм	Объем цилиндра, л	Число цилиндров	Цилиндровая мощность, кВт	Среднее эффективное давление, МПа	Частота вращения, об/мин
Allen Diesel:							
Allen S12*	578–1446	241/305	13,90	4–9L	145–161	1,38	900–1000
MAN21/30	672–1010	200/310	9,74	12–18V	56	0,69	1000
Arrow Specialty:							
L-1770	44,7–93,2	241,3/317,5	14,50	2H	46,6	0,03	200–475
L-2165	52,2–115,6	266,7–317,5	17,75	2H	57,8	0,02	200–475
CKD HRADEC KRALOVE, A.S.:							
27,5A	530–735	275/350	20,80	6L	88,0–122,5	0,82–1,18	600
27,5 B8	1270–2760	275/330	19,60	6,8L; 12V	212–230	1,86	750
S350*	735–1230	350/500	48,10–48,20	6,9L	122,5–137,0	0,86–0,91	375
Coltec Industries:							
OP 38 Series	478–3288	206/254	17,00	4–12L	119–274	0,59–1,09	720–1000
PC2.5*	5820–8730	400/460	57,82	12–18V	485	1,97	514
Deere Power Systems:							
6068H	168	106,5/127	1,13	6L	28	1,24	1000–2400
6081HFN	99,5–186,0	116/129	1,35	6L	21,4–31,0	1,26	1000–2200
Ford Motor Co. Power Products:							
CSG-649	55–94	102/101	0,82	6L	15,7	0,86	1800–4000
LSG-875	85–147	111/98	0,95	8V	18,4	0,83	1800–4000

Окончание табл. 2.36.

Производитель, модель	Мощность, кВт	Диаметр/ход поршня, мм	Объем цилиндра, л	Число цилиндров	Цилиндровая мощность, кВт	Среднее эффективное давление, МПа	Частота вращения, об/мин
Hercules Engine:							
G/GTA 4800	99–168	115,9/123,8	1,31	6L	16,5–28,0	1,28	1800–2400
Mazda Motor:							
F2-22	15–75	86/94	0,55	4L	3,7–18,7	–	1000–4700
Ruston Diesels:							
RKG*	810–3000	254/305	15,45	6L; 8, 12, 16V	135–188	1,28	750–1000
RK270GS	860–4000	270/305	17,46	6,8L	143–200	1,28	750–1000
SKL motoren und system.							
VD 18/16	450–865	160/180	3,62	6,8L	75–108	1,66–1,99	1500–1800
Skoda diesel							
6S230G	618–650	230/260	10,80	6L	103–108	1,23	900–1000
12V230G	1235–1300	230/260	10,80	12V	103–108	1,23	900–1000
Thuringen motorenwerke							
G 13,5 A	60–105	118/135	1,48	4,6L	15,0–17,5	0,79	1500–1800
Uljanik engineering							
–	444	185/210	5,65	6L	74	1,09	1500
–	51840	900/3056	1855	6–8V	4310	1,80	59

Глава 3

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ И КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ СТАНЦИИ НА ОСНОВЕ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ КАК НОВЫЙ СЕКТОР ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ

1. СОПОСТАВЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОПОРШНЕВЫХ И ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ОДНОГО КЛАССА МОЩНОСТИ

Свершившаяся в конце 20 века «техническая революция» в области газопоршневых двигателей (ГПД) сделала их конкурентоспособными по техническим параметрам как с ГТУ, так и с ПТУ. Отдельные проекты использования поршневых двигателей для модернизации котельных были реализованы в 80-х гг. прошлого века с использованием устаревших моделей двигателей газообразного топлива, ранее применявшихся в газовой промышленности. Современные четырехтактные газовые двигатели допускают работу при противодавлении на выхлопе 6–9 кПа без изменения мощности. Поэтому за поршневым двигателем может быть установлен котел-утилизатор теплоты выхлопных газов, не влияющий на экономичность двигателя. Таким образом, расход газа на модернизируемой котельной снизится, т. к. горячее водоснабжение и часть отопительной нагрузки возьмет на себя котел-утилизатор, в котором сжигание дополнительного газа не производится. Важно отметить, что при эксплуатации на частичных нагрузках (до 50 % от номинальной мощности) снижение КПД двигателя относительно невелико и составляет около 5 %. Современный уровень автоматизации поршневых двигателей и уровень развития вычислительной техники позволяет обслуживать несколько мини-ТЭЦ одному оператору. В энергетике всегда считалось аксиомой, что с увеличением мощности оборудования, улучшаются его удельные характеристики. Однако в случае газопоршневых двигателей удельный расход топлива при мощности одного цилиндра более 15 кВт практически не зависит от мощности двигателя. Что касается стабильности генерируемого тока, то обеспечить частоту $50 \pm 0{,}2$ Гц ни один единичный классический тепловой двигатель не может. Такая точность поддерживается в сетях за счет работы Центрального диспетчерского управления энергосистемы. Например, дизель-генераторы в установившемся режиме должны обеспечивать стабильность поддержания частоты ±1 % (±0,5 Гц), а при сбросах и набросках нагрузки отклонение частоты может составлять ±5 %.

Обычно закладываемый ресурс энергетических установок до капитального ремонта составляет 100 тыс. ч. Малооборотные судовые дизели образца 1980 г.,

работающие на мазуте, имеют ресурс до капитального ремонта 120 тыс. ч. Высокие значения моторесурса ДВС были достигнуты конструкторско-технологическими мерами. Ресурс до капитального ремонта самых современных паротурбинных установок (ПТУ) за рубежом – 100 тыс. ч, при этом вследствие эрозионных повреждений ресурс рабочих лопаток последних ступеней составляет в среднем 50 тыс. ч. Капитальный ремонт часто запускаемой ПТУ осуществляется через каждые 3 года, а это даже при непрерывной работе – 24 тыс. ч. Для некоторых российских ГТУ наработка без капитального ремонта – 30–35 тыс. ч; средняя наработка между капитальными ремонтами меньше. За рубежом расчетный срок службы лопаток турбин равен 50 тыс. ч, однако практически моторесурс этих и других высокотемпературных компонентов ниже расчетного. Согласно регламентам фирмы Wärtsilä для расчетов годовых рабочих параметров станции берутся следующие режимы: 100 %-я нагрузка в течение 6500 ч/год; 85 %-я нагрузка – 1500 ч/год; всего рабочих часов – 8000 ч/год. Для техобслуживания 460 ч/год; неожиданные простои 300 ч/год.

Остановимся более подробно на сопоставлении эксплуатационных характеристик модульных электростанций на основе ГПД и ГТД.

Высокий электрический КПД является наиболее важным параметром качества силового агрегата станции. Среди своих конкурентов газовый двигатель, работающий на обедненной топливно-воздушной смеси, не имеет равных. При любом режиме нагрузки такой двигатель показывает самый высокий электрический КПД. Наивысший электрический КПД – до 30 % у газовой турбины малой мощности (до 7–10 МВт), и приблизительно 40 % у газопоршневого двигателя достигается при работе со 100 %-й нагрузкой. На рис. 3.1, *а* приведено сопоставление КПД промышленных газотурбинных двигателей известных мировых фирм с данными для ГПД фирмы Wärtsilä в зависимости от их номинальной мощности. При снижении нагрузки до 50 % КПД газовой турбины снижается на одну треть, в то время как для газопоршневого двигателя такое же изменение режима нагрузки вызывает снижение КПД двигателя примерно на 4–5 % (абс.). Сравнение нагрузочных характеристик обоих типов двигателей представлено на рис. 3.1, *б*.

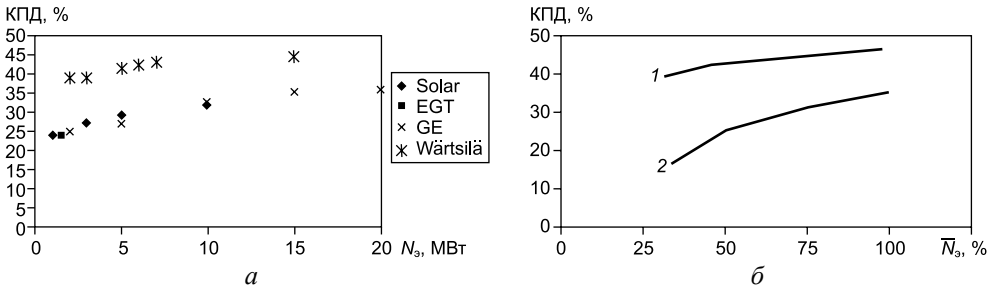


Рис. 3.1. Сравнение электрического КПД для газового двигателя (*1*) и газовой турбины (*2*).

Климатические характеристики. Номинальные характеристики, как газового двигателя, так и газовой турбины, зависят от местных условий их экс-

плуатации: температуры окружающего воздуха и высоты расположения площадки над уровнем моря (т. е. барометрического давления). При сравнении этих двух типов агрегатов выясняется, что газовая турбина более подвержена влиянию окружающих температур, ее электрический КПД снижается практически равномерно в диапазоне температур от 15 °С до 30 °С; при более высоких температурах это снижение усиливается. Газовый двигатель имеет не только более высокий электрический КПД во всем интервале температур, но и постоянный вплоть до +25 °С (см. рис. 3.2). Зависимости мощности и КПД двигателей от температуры окружающей среды представляются обычно фирмой-производителем либо в виде их абсолютных значений, либо в виде поправочных коэффициентов вида $k_\eta = \eta_i/\eta_0$, где индексы i, 0 соответствуют текущему значению параметра и его расчетному значению при стандартной температуре +15 °С по ISO. В качестве примера на рис. 3.2 показаны зависимости k_η газового двигателя и газовой турбины от температуры наружного воздуха. Примерно такой же характер имеет зависимость мощности двигателей от температуры воздуха.

При сравнении выходной мощности газового двигателя и газовой турбины следует выбирать средние значения температуры окружающего воздуха площадки, которые являются для них оптимальными.

Чувствительность к частым пускам. Важным различием между ГПД и ГТД является их различная чувствительность к частым остановам и пускам. Газовый двигатель может запускаться и останавливаться неограниченное число раз в день, что является явным преимуществом, например, для пиковых или резервных установок. Газовая турбина не может запускаться и останавливаться с такой же частотой. Для нее большое количество запусков увеличивает на соответствующую величину выработанные часы моторесурса. Например, сто пусков после последнего капитального ремонта увеличивают общую выработку ресурса на 500 ч. Для газового двигателя количество запусков не влияет на наработку моточасов. Время запуска и принятия полной нагрузки составляет у газовой турбины порядка 5–17 минут, в то время как для газового двигателя – 2–3 минуты. Это свойство электростанций с поршневыми двигателями является важным фактором обеспечения стабильности энергосистемы с использованием электростанций на возобновляемых источниках энергии, например, солнечных или ветряных. Способность четырехтактных газовых двигателей эффективно работать в условиях пиковых режимов нагрузок связано с тем, что уровень рабочих температур двигателей позволяет производителям использовать для их изготовления широкий ряд материалов, не подверженных циклической усталости.

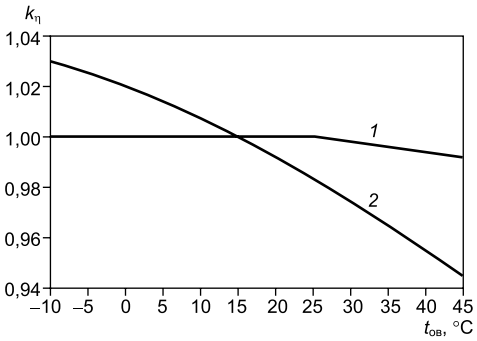


Рис. 3.2. Влияние на КПД газового двигателя (*1*) и газовой турбины (*2*) температуры окружающего воздуха.

Возможность быстрого выхода газопоршневых двигателей на 100 %-ю

нагрузку из холодного резерва подтверждена опытом эксплуатации. Например, модульная многоагрегатная электростанция в штате Нью-Мексико (США), в состав которой входит пять энергоблоков Wärtsilä 34SG общей мощностью 46,7 МВт, в состоянии выходить на полную мощность в течение 4,5–5,0 минут после включения с шагом набора мощности 25 % в минуту. Двигатели были готовы к работе в течение 30 секунд после нажатия пусковой кнопки.

Продолжительность жизненного цикла. Проектный срок службы показывает, сколько часов может проработать силовой агрегат до того, как его необходимо будет остановить на капитальный ремонт, после которого восстанавливаются проектные показатели. Длительность жизненного цикла (срок службы) газовой турбины намного короче срока службы газового двигателя, который может достигать 300 тыс. ч. Типовой срок до капитального ремонта газовой турбины составляет 20–25 тыс. ч, тогда как для среднеоборотного газового двигателя этот показатель равен 60–80 тыс. ч. За период до капитального ремонта газового двигателя газовая турбина проходит через два полных капитальных ремонта, каждый из которых является более сложным, чем капремонт газового двигателя. Обычно капитальный ремонт промышленной газовой турбины является достаточно дорогим, поскольку требует ее демонтажа и отправки на завод-изготовитель. Полный капремонт газового двигателя представляет собой относительно простой комплекс работ, который выполняется на месте персоналом, обслуживающим станцию. Более низкими являются и затраты на запчасти и материалы. Типовые интервалы техобслуживания газовых турбин и газовых двигателей представлены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

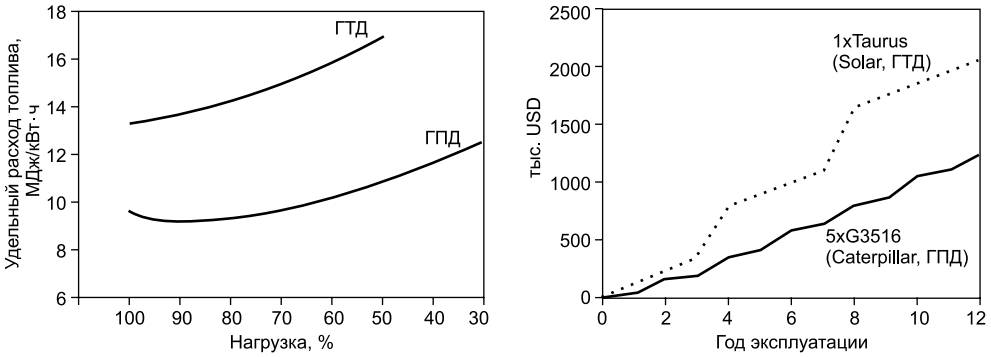
Типовые интервалы техобслуживания

Ремонтные работы	Периодичность, тыс. ч	
	Малые промышленные	Большие промышленные
Газовые турбины		
Ремонт камеры сгорания	5	10
Ремонт горячей части (турбина и камера сгорания)	10	15
Полный капитальный ремонт	20	30
Газовый двигатель		
Средний ремонт (ремонт головок цилиндров)	60–100	
Полный капитальный ремонт	96	

Финансовые аспекты. Как показывают расчеты, удельная стоимость установленного кВт мощности ГПД является существенно ниже, чем для ГТУ. Это их преимущество безоговорочно для мощностей до 30 МВт. ТЭЦ мощностью 10 МВт на основе ГПД требует вложений около 7,5 миллионов дол-

ларов США, при использовании ГТУ затраты возрастают до 9,5 миллионов долларов.

Следующими весьма важными для потребителей являются вопросы расхода топлива и эксплуатационных затрат, которые напрямую связаны с выгодами для владельца, и с определением сроков окупаемости оборудования Удельный расход топлива на выработанный кВт·ч меньше у газопоршневой установки, причем при любом нагрузочном режиме (рис. 3.3, *а*). Это объясняется тем, что КПД поршневых машин составляет 36–45 %, а газовых турбин – 25–35 %. Преимуществом современных ГПД является также гибкость в применении разных видов топлива – от газообразного до дизельного и мазута. Эксплуатационные затраты на электростанцию с поршневыми машинами ниже, чем на электростанцию с газовыми турбинами. Скачки на графике эксплуатационных затрат для ГТД (рис. 3.3, *б*) обусловлены капитальными ремонтами двигателя. Как указывалось выше, капитальный ремонт ГПД требует значительно меньше финансовых и людских ресурсов.



а *б*

Рис. 3.3. Удельный расход топлива поршневой и турбинной установками в зависимости от нагрузки (*а*) и эксплуатационные затраты на электростанцию мощностью 5 МВт (*б*).

Сравнение газопоршневых и газотурбинных двигателей по другим немаловажным вопросам установки и эксплуатации приведено в табл. 3.2.

Из сравнения приведенных выше показателей следует, что установка газовых турбин на мини-ТЭЦ наиболее выгодна на крупных промышленных предприятиях, которые имеют значительные (больше 8–10 МВт) электрические нагрузки, собственную производственную базу, высококвалифицированный персонал для эксплуатации установки, ввод газа высокого давления. В большинстве случаев для ГТУ требуются дополнительные затраты энергии на компримирование топливного газа, т. е. КПД установки снижается за счет затрат на компрессор топливного газа. Для большинства других видов предприятий, включая социальную сферу, установка модульных электростанций с ГПД и блок-ТЭЦ в качестве основного источника электроэнергии и теплоты в технико-экономическом плане является более привлекательной и перспективной. Оценки показывают, что блок-ТЭЦ электрической мощностью 1 МВт и тепловой

мощностью 1,25 МВт при малой протяженности теплотрассы может обеспечить тепловой энергией – около 12,5 тыс. м^2 жилых площадей, либо больницу на 150 коек, либо производственное здание около 10 тыс. м^2 рабочей площади.

Таблица 3.2

Сопоставление некоторых эксплуатационных характеристик модульных электростанций

Показатель	Газопоршневой привод	Газотурбинный привод
Влияние переменной нагрузки	• не желательна долгая работа на нагрузках менее 50 % (сильно влияет на интервалы обслуживания) • при меньшей единичной мощности агрегата, более гибкая работа электростанции в целом и выше надежность энергоснабжения	• работа на частичных нагрузках (менее 50 %) не влияет на состояние турбины • при высокой единичной мощности агрегата, отключение вызывает потерю 30–50 % мощности электростанции
Падение напряжения и время восстановления после 50 % наброса нагрузки	22 % 8 с	40 % 38 с
Размещение в здании	• требует больше места, т. к. имеет больший вес на единицу мощности • не требует компрессора для дожима топливного газа, рабочее давление газа на входе – 0,010–0,035 МПа	• при мощности электростанции до 5 МВт выигрыш от меньшего размера помещения незначительный • минимальное рабочее давление газа на входе – 1,2–1,4 МПа, требуется газ высокого давления, либо дожимной компрессор, а также оборудование для запуска турбины
Интервалы обслуживания	• останов после каждых 1 тыс. ч работы, замена масла • кап. ремонт через 72 тыс. ч, выполняется на месте установки	• останов после каждых 2 тыс. ч (данные фирмы Solar) • кап. ремонт через 60 тыс. ч, выполняется на специальном заводе

2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОГЕНЕРАЦИОННЫХ СТАНЦИЯХ НА ОСНОВЕ ГПД

2.1. Модульные газопоршневые электростанции, примеры реализации

Благодаря эффективной форме преобразования энергии когенерационные системы на базе газовых двигателей обеспечивают экономию первичной энергии примерно на 40 % по сравнению с оборудованием для раздельной выработки электричества и тепла. Установка децентрализованного источника энергии в непосредственной близости от потребителей позволяет избежать потерь энергии при передаче и распределении, либо сократить их до минимальных значений. Кроме того, они отличаются минимальными уровнями вибрации и шума, что дает возможность оптимального размещения таких станций в непосредственной близости к конечному потребителю энергии.

Интенсивное развитие малых электростанций началось примерно в 1986 г. с резким падением цен на нефть и газ, после чего их реализация росла примерно на 20 % в год. Как пример можно привести газовую станцию в Москве, принадлежащую российско-норвежской компании «Морская свежесть», занимающуюся переработкой морепродуктов; газовую станцию в г. Гетеборг (Швеция) на пивоваренном заводе концерна «Приппс»; и, наконец, газовую станцию в г. Гуарарапер (Бразилия), установленную на заводе компании «Кока-Кола». После распада СССР на территории России установлено более 220 МВт электрической мощности на основе газопоршневых двигателей фирмы Wärtsilä.

Модульная конструкция обуславливает относительно невысокие капиталовложения в диапазоне мощности от 1 до 60 МВт. Периодичность ремонтов и их трудоемкость зависят от типа двигателя (высоко- или среднеоборотный двигатель, количество цилиндров и т. д.) и вида используемого топлива. В целом двигатели предназначены для постоянной работы в течение 25–30 лет из расчета 8 тыс. ч в год при условии соблюдения регламентных работ и правильного технического обслуживания. Для получения максимальной гибкости электростанция может быть оборудована даже одним дополнительным (резервным) модулем, который запускается для удовлетворения пиковых нагрузок. Этот агрегат будет заменяться другим из числа установленных с тем, чтобы наработка часов распределялась между двигателями равномерно. Строительство таких блочно-модульных станций имеет несколько очевидных преимуществ. Сборка модулей на заводе делает эту операцию аккуратнее и проще, монтажные работы сводятся к минимуму, а приемо-сдаточные испытания значительно облегчаются. Таким образом, сокращается общее время выполнения проекта. Унификация модулей по функциям и содержанию дает дальнейшее удешевление станции в целом. Кроме того, поставка мощностей помодульно позволяет заказчику наращивать мощности постепенно либо по мере необходимости, либо по мере появления свободных денежных средств. Это позволяет избежать «замораживания» капиталовложений и дает возможность загружать уже имеющиеся энергетические мощности по максимуму.

Достаточно типичные компоновочные решения блочно-модульных станций на основе ГПД покажем на примере продукции фирмы MHI. Фирма на основе своих модульных генераторов с двигателями MACH-30G выпускает

пекедж-электростанции полной заводской готовности мощностью от 3,8 до 5,75 МВт. Возможна также комплектация пекеджа утилизационным оборудованием для снабжения потребителей паром и горячей водой. Для целей кондиционирования и получения холодной воды возможна установка абсорбционного холодильника. Электрические станции поставляются с числом генерирующих модулей от 1 до 3, при этом возможен выбор следующих опций: стандартный, повышенной компактности, с низким уровнем выбросов NO_x, с селективным каталитическим конвертором. Компоновка модульной электростанции с ГПД показана на рис. 3.4.

Минимальная электрическая мощность микро-ТЭЦ с ДВС – 1 кВт. В Дании начались испытания бытовой микро-ТЭЦ электрической мощностью 1 кВт и тепловой – 4 кВт. Даже такие агрегаты имеют привлекательные параметры: выпускаемый в Германии двигатель-генератор электрической мощностью до 5 кВт обеспечивает тепловую мощность 13,5 кВт. Коэффициент использования теплоты сгорания топлива – 93 %. Что касается блок-ТЭЦ с ДВС, то они достаточно распространены в Европе: так, на конец 1998 г. только в Германии находилось в эксплуатации 5755 штук общей мощностью 6661 МВт.

Модульные электростанции на основе ГПД могут устанавливаться как на наиболее важных участках электрической сети, так и на площадках предприятий или объектов социальной сферы. Например, модули могут оборудоваться следующими устройствами подключения к основной сети:

1. Простой переключатель нагрузки на резервный источник, при этом пользователь сначала отключает нагрузку от общей сети, и лишь затем подключает ее к генераторному агрегату.

2. Устройство бесперебойного переключения нагрузки на резервный источник, который обеспечивает нагрузку бесперебойным питанием, поскольку непосредственно перед отключением нагрузки от общей сети происходит параллельное подключение генераторного агрегата.

3. Сочетаемое с основной сетью распределительное устройство для включения генератора на параллельную работу, которое обеспечивает длительное параллельное подключение генераторного агрегата к основной электрической сети. Специальные защитные устройства, подбираемые в соответствии с параметрами системы, обеспечивают изоляцию генераторного агрегата от основной сети при ее отключении (выходе из строя).

Для электроснабжения одной из шахт компания Barrick Goldsnike Mines (Канада) построила газопоршневую электростанцию мощностью 115,6 МВт на основе 14 двигателей Wärtsilä 20V34SG мощностью по 8440 кВт каждый при 720 об/мин; другие технические данные двигателя приведены в гл. 2. КПД двигателя составляет 45 %. Особенностью площадки эксплуатации станции (штат Невада, США) является высокое расположение над уровнем моря – 1330 м и высокие температуры окружающего воздуха. Преимущества ГПД перед ГТУ по этим двум факторам влияния, а также высокая экономичность работы на частичных нагрузках, явились основным аргументом при выборе типа электростанций. Эти газовые двигатели, работающие на обедненной газовоздушной смеси, оборудуются на выхлопе селективными конвертерами SCR и системой каталитического окисления, способными 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).

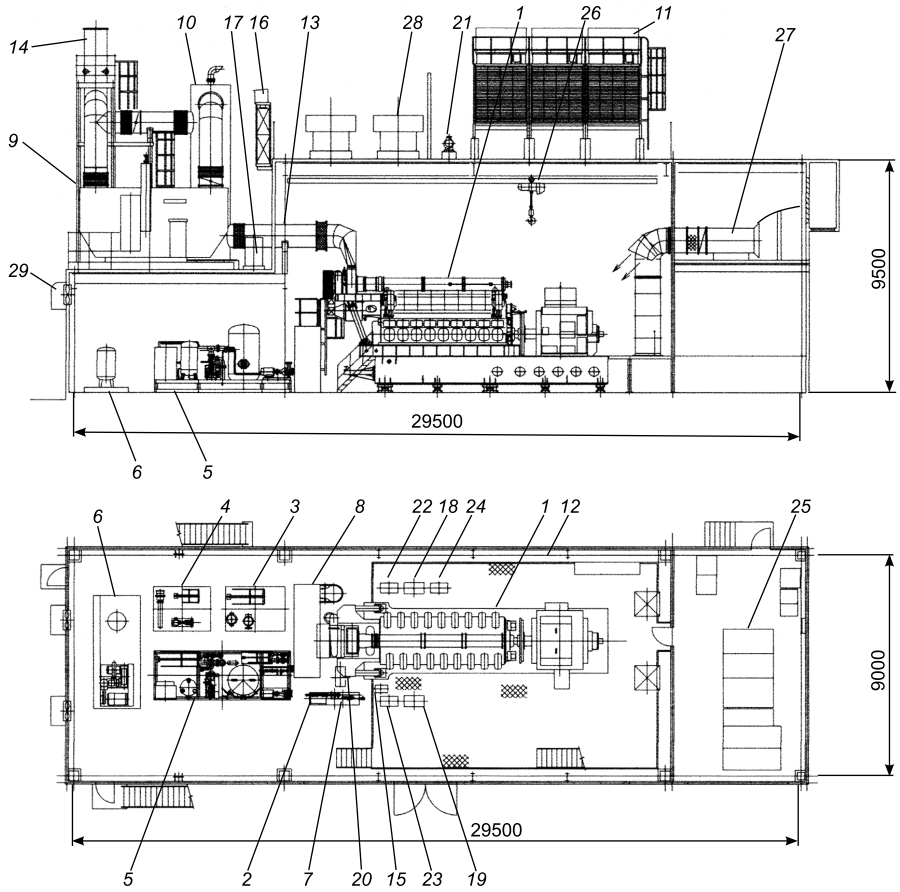


Рис. 3.4. Типовая компоновочная схема электростанции мощностью 5,75 МВт с генераторным модулем 18 KU30GA:
1 – модуль двигатель-генератора; *2* – блок подачи газового топлива; *3* – блок подачи смазочного масла; *4* – охлаждающая вода и блок нагрева; *5* – охладитель надувочного воздуха; *6* – компрессор топливного газа; *7* – топливный фильтр; *8* – насосный блок; *9* – котел-утилизатор; *10* – глушитель для выхлопных газов; *11* – градирня; *12* – местоположение контрольной панели двигателя; *13* – канал выхлопных газов; *14* – дымовая труба; *15* – индикатор масляного тумана; *16* – емкость для масляного тумана; *17* – бак первичной охлаждающей воды; *18* – бак для жидкого топлива; *19* – бак для сепарации влаги из масла; *20* – основный насос смазочного масла; *21* – водяной насос вторичного охладителя; *22* – насос жидкого топлива; *23* – насос бака масла сепаратора; *24* – фильтрующий насос смазочного масла; *25* – электрическая панель; *26* – термостат; *27* – вентиляционный канал с вентилятором; *28* – крышный вентилятор; *29* – вентилятор для комнаты вспомогательного оборудования.

По мере возрастания конкуренции среди поставщиков электроэнергии все большее значение приобретает поиск новых путей перераспределения нагрузок и

альтернативных источников энергии для обеспечения работы энергоемкого оборудования, эксплуатируемого в периоды пиковых нагрузок. Поясним это на следующих примерах. В 2002 г. на площадке 6 га в районе г. Денвер, штат Колорадо (США) введена в эксплуатацию наибольшая в стране пиковая электростанция Plains End мощностью 110 МВт на базе 20 газотопливных двигателей 18V34SG. Станция принадлежит одной из компаний, являющихся ведущими производителями электроэнергии с использованием природного газа. Электроэнергия передается в сети для снабжения электроэнергией и природным газом потребителей в 12 штатах. Эта пиковая станция имеет высокую степень оперативности и передает электроэнергию в распределительные электросети в часы, когда потребление электроэнергии является наибольшим. Электрический КПД установки 39,3 %. Для двигателей требуется давление топливного газа 0,417 МПа. Каждый двигатель оборудован одним глушителем шума выхлопа и двумя глушителями всаса; теплота систем охлаждения сбрасывается в окружающую среду тремя радиаторами, имеющими по 4 вентилятора. Для удовлетворения действующим требованиям по выбросам двигатели имеют современные каталитические конвертеры для снижения выбросов CO, а также селективные катализаторы для NO_x фирмы Siemens. При полной мощности пиковой станции шумовое загрязнение окружающей среды не превышает 75 дБА в любом направлении. Станция может включаться начиная с мощности 5 МВт, и далее с шагом 5 МВт увеличивать отпускаемую мощность; аналогично возможен сброс нагрузки. Из состояния теплого резерва станция набирает полную мощность в течение 10 минут.

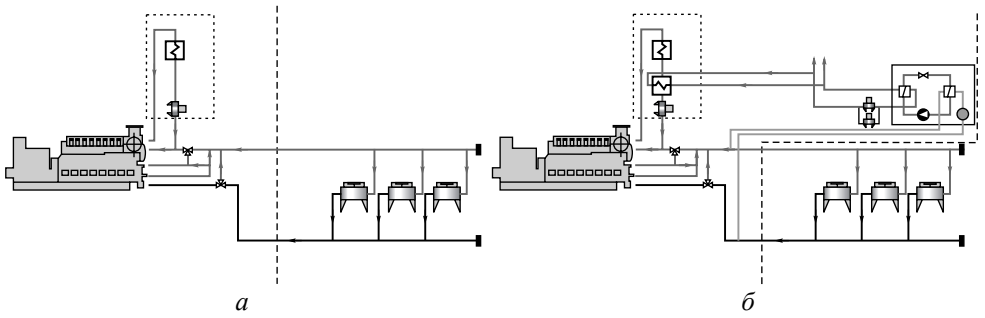
Другой пример касается резервирования в национальной энергосети Эстонии, которое обеспечивают две электростанции – Kiisa 1 и Kiisa 2 общей мощностью 250 МВт, что составляет более 15 % всех пиковых потребностей страны в электроэнергии. Из пяти представленных на тендер проектов четыре основывались на газотурбинных технологиях и пятый на основе двухтопливных поршневых двигателей. После анализа преимуществ представленного оборудования, его эксплуатационной и топливной гибкости, расходов за жизненный цикл были выбраны газопоршневые энергоблоки Wärtsilä. Предложенные компанией решения имеют ряд преимуществ перед газотурбинными станциями. Электрический КПД газопоршневых блоков более высокий, и, что наиболее важно, они обеспечивают большую надежность выработки электроэнергии в сеть. Мощность каждого энергоблока – 10 МВт. При выходе из строя одного из них в составе многоагрегатной электростанции общая вырабатываемая мощность снижается незначительно. В случае же выхода из строя газотурбинного блока останавливается вся станция, и выработка электроэнергии прекращается.

В состав двух электростанций входят 27 энергоблоков Wärtsilä 34DF: из них 12 двигателей установлены на станции Kiisa 1 (110 МВт) и 15 – на станции Kiisa 2 (140 МВт). Замещение 100 МВт аварийного резерва, ранее приобретавшегося в Латвии, дает компании Elering, государственному оператору энергосетей Эстонии, значительную экономию. При возникновении любой аварийной ситуации в сети энергоблоки способны в кратчайшее время восполнить большую часть зимней пиковой нагрузки Таллина. Обе станции расположены в непосредственной близости к подстанции Kiisa (в 25 км от Таллина). Преимуществом такого расположения является то, что подстанция Kiisa соединена со всеми подстанциями в Эстонии. Газопоршневые электростанции подсоедине-

ны к энергосетям с напряжением, соответственно, 110 кВ и 330 кВ. Газотурбинная электростанция на базе одного энергоблока мощностью 150 МВт не обеспечивала бы таких преимуществ. Важным критерием при выборе газопоршневых энергоблоков является также их быстрый пуск и выход на номинальную мощность в течение 10 минут. Станции должны осуществлять до 500 пусков ежегодно. Средняя годовая наработка электростанций составит 200–500 ч. Станции полностью автоматизированы, наличие постоянного персонала не предусмотрено. Основное управление обеими станциями осуществляется из центрального диспетчерского пункта в Таллине, где операторы могут выбирать режим в зависимости от потребности сети.

Газопоршневые энергоблоки обеспечивают более высокую надежность в эксплуатации благодаря возможности работать на различных видах топлива. Основное топливо электростанции Kiisa – природный газ, подаваемый из магистрального газопровода. При работе на полной мощности энергоблоки потребляют 55 тыс. $м^3$/ч газа. В случае аварийного прекращения подачи газа они могут работать на дизельном топливе, потребление которого составит при этом 14 тыс. $м^3$/ч. Аварийного запаса достаточно для работы станции на полной мощности в течение 120 ч (5 суток). Двухтопливные энергоблоки могут переходить с одного вида топлива на другой в автоматическом режиме без остановки оборудования.

Поскольку расчетная среднегодовая наработка станции составляет 200–500 ч, то расход электроэнергии на собственные нужды должен быть низким. В связи с этим при реализации проекта были применены следующие технические решения: воздушный тепловой насос для предварительного прогрева двигателей (соединен с контуром радиатора) установлен без водовоздушного радиатора. Вместо этого контур радиатора одного двигателя используется для предварительного подогрева всех двигателей в одном здании (рис. 3.5). Кроме этого реализованы: пониженная температура предварительного подогрева двигателей; шибер (заслонка) на выпускном коллекторе двигателя для снижения утечки тепла из двигателя; для снижения тепловых потерь при конвективных потоках предусмотрен закрывающий клапан на контуре радиатора; для снижения потерь тепла и поддержания температуры масла поддон картера имеет термоизоляцию; антиконденсационные подогреватели генераторов с контролем точки росы, функционирующие в зависимости от условий в машинном зале.



а *б*

Рис. 3.5. Стандартная система подогрева двигателя (*а*) и *с*истема подогрева двигателя с использованием воздушного теплового насоса (*б*).

2.2. Преимущества ГПД-ТЭЦ

Разнообразие размеров двигателей в диапазоне мощности 75 кВт–50 МВт, высокая топливная экономичность, в том числе и на частичных нагрузках, возможность использования разнообразных видов топлива способствовали постоянно нарастающему использованию их в составе когенерационных систем в промышленности, социальной сфере и в коммунальном энергоснабжении. Это свидетельствует о появлении нового сектора теплоэнергетики, работающего на низких или средних значениях мощности генерируемой электроэнергии.

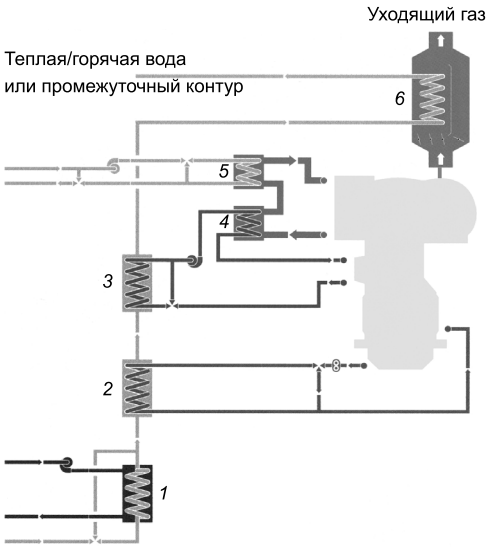


Рис. 3.6. Принципиальная тепловая схема газопоршневой блок-ТЭЦ:
1 – вспомогательный охладитель; *2* – контур маслоохладителя; *3* – контур водяного охлаждения рубашки двигателя; *4*, *5* – первая и вторая ступени охлаждения наддувочного воздуха; *6* – котел-утилизатор теплоты выхлопных газов.

Для нормальной работы газового двигателя необходимо его охлаждение, для чего предусматривается три теплообменных контура: теплообменник охладителя топливной смеси, масляный теплообменник и теплообменник водяной рубашки двигателя. Тепловая энергия, получаемая при охлаждении газового двигателя, а также теплота выхлопных газов, может быть непосредственно использована для нужд отопления и горячего водоснабжения, а также для производства пара. Блочная конструкция когенерационных установок включает двигатель-генератор, комплектное теплотехническое оборудование установки, глушитель газовыхлопа и шумопоглощающий кожух (рис. 3.6).

Сравнивая ГТУ и ГПД в качестве надстроек котельных в условиях сложившейся городской застройки, можно отметить следующие преимущества газопоршневых двигателей в диапазоне мощностей, перекрываемых промышленными ГТД:

1. В котельных производительностью меньше 2 Гкал/ч не предусматривают резервное топливо, поэтому могут использоваться серийные ГПД газообразного топлива меньшей мощности, не способные работать в газодизельном режиме. Для котельных с полной тепловой мощностью более 2 МВт наличие резервного топлива предусмотрено регламентом, поэтому могут быть применены двухтопливные двигатели, способные работать не только на газе, но и на топочном мазуте, являющемся резервным топливом.

2. Отсутствие необходимости сооружения дожимной компрессорной для топливного газа, так как ГПД способны работать на сетевом газе среднего давления, а значительная часть на газе низкого давления.

3. Сохранение при надстройке ГПД существующих котлов и дымовой трубы, так как ГПД имеют меньший в несколько раз расход газов, чем ГТД той же мощности, и способны преодолеть аэродинамическое сопротивление котлов, установленных в котельных.

4. В связи с меньшим расходом газов у ГПД, чем у ГТД, проблемы шумоглушения для ГПД менее остры.

5. При использовании газообразного топлива имеются широкие возможности снижения выбросов окислов азота. В случае необходимости их можно исключить совсем, что невозможно даже в обычной котельной, путем работы ГПД на богатой смеси с последующим дожиганием продуктов сгорания в котле.

Четырехтактные газовые двигатели менее чувствительны к противодавлению на выхлопе: например, согласно инструкции по эксплуатации дизель-генератора агрегата ДГА 200Т/400ДК, оснащенного четырехтактным дизелем 1Д12В-300, допускается повышение противодавления на выхлопе этого двигателя до 9,5 кПа без изменения его мощности.

По сравнению с энергетическими ГТУ газопоршневые ТЭЦ обладают следующими недостатками.

1. Теплофикационный потенциал выхлопных газов ГПД значительно ниже, чем у ГТУ той же мощности. Например, газопоршневой двигатель с искровым зажиганием мощностью 2,8 МВт имеет расход выхлопных газов 5,6 кг/с при температуре 420 °С; в газотурбинной установке эти параметры составляют соответственно 16,5 кг/с и 460 °С. Кроме того, утилизация теплоты систем охлаждения двигателя, масла и наддувочного воздуха требует установки нескольких теплообменников и сопутствующего гидромеханического оборудования, что несколько усложняет тепловую схему когенерации.

2. В ГПД замена масла происходит каждые 800–1000 ч, тогда как в ГТУ значительно реже, т. к. оно не находится в контакте с продуктами сгорания. Расход масла в масляной системе энергетических установок мощностью 5 МВт составляет для ГТУ – 1,3 т/год, а для ГПД – 40–50 т/год. В двигателях многих зарубежных фирм согласно регламенту технического обслуживания сроки замены масла на агрегатах определяются на основании анализов его фактического состояния. Основными параметрами, по предельному изменению которых принимается решение о замене масла, являются вязкость и основное число (TBN – total base number).

3. Выбросы вредных веществ в сопоставимых условиях составляют: NO_x 25 ppm, CO 60 ppm для ГТУ и, соответственно, NO_x 118 ppm, CO 107 ppm для ГПД (при работе на природном газе). После ГПД, как правило, предусматривают установку каталитических конверторов.

4. Капиталовложения и затраты на монтаж энергетических установок средней и большой мощности с ГПД выше по сравнению с капитальными вложениями и затратами на ГТУ одинаковой мощности соответственно в 1,3 и 1,1 раза.

Исходя из вышеизложенного тип электроэнергетического оборудования для энергообъекта малой мощности выбирают по результатам технико-экономических проработок с учетом имеющихся технических ограничений, графиков электрической и тепловой нагрузок, режимов работы, финансовых схем реализации проекта и др.

Наибольшими возможностями для внедрения когенерационных технологий на базе ГПД располагает промышленный сектор, поскольку многие производственные процессы требуют весьма значительного количества тепла и электроэнергии. Так, в химической, электронной, текстильной и пищевой промышленности имеет место продолжительная работа технологических систем с высокими тепловыми нагрузками. Однако, значительный потенциал для когенерации существует также и в других отраслях промышленности, таких как бумажная, фармацевтическая, в технологических процессах нанесения электролитических покрытий, при обработке сельскохозяйственного сырья и древесины и т. п.

Промышленные установки для когенерации с приводными поршневыми двигателями применимы для: производство горячей воды или пара для технологических процессов; технологического охлаждения (при использовании абсорбционных охладителей) и сушки; подогрева конденсата и хим. подготовки воды для котлов; подогрева природного газа на газорасширительных станциях; отопления и горячего водоснабжения.

В табл. 3.3 представлен технический потенциал когенерации в промышленном секторе США в 2001 г. Промышленный сектор предлагает самую большую возможность среди всех трех секторов конечных пользователей (другими двумя являются коммерческий и бытовой) благодаря его большой потребности в тепле. Внутри самого промышленного сектора химическая, электронная промышленность, а также производство компьютеров и пищевая промышленность имеют самый большой потенциал. Диапазоны мощностей двигателей 2–5 МВт и 10–20 МВт могут оказаться наиболее востребованными на рынке.

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

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

– имеются 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;

– ожидание роста тарифов на электроэнергию и теплоту.

Проблемные вопросы эксплуатации мини-ТЭЦ. Серьезной переоценки требует изначальное представление о ГПД как об агрегате бесперебойного питания, позволяющем защитить потребителя при отключении питающей электрической сети. Принципиально возможно обеспечение бесперебойности электроснабжения в случаях, когда ГПА находится в резерве и производится его самозапуск с работой на изолированную нагрузку при исчезновении напряжения в сети, либо при переходе потребителей от питания ГПА, работающего в «островном» режиме, автоматически на питание от сети (при останове ГПА). Однако при ведении режимов параллельной работы ГПА с сетью, что позволяет, 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 «руч-

ным» включением ГПА, т. е. при авариях в сети резервирование электроснабжения осуществляется через останов агрегатов.

Таблица 3.3

Промышленный сектор в США – технический потенциал по базовой нагрузке в зависимости от мощности двигателя

Отрасль производства	Мощность двигателя, МВт						Итого, шт.
	0,5–1,0	1–2	2–5	5,0–6,5	6,5–10,0	10–20	
Сельское хозяйство (производство молочных продуктов)	943	–	–	–	–	–	943
Горная промышленность	690	686	806	176	431	634	3423
Пищевая промышленность	976	265	2032	1197	706	998	8559
Алкогольная и табачная	132	313	377	74	118	99	1113
Текстильная (производство сырья)	194	490	1028	288	360	264	2623
Текстильная (производство изделий)	154	125	114	15	24	15	448
Производство одежды	273	233	167	20	30	16	739
Кожевенная	47	44	33	5'	9	–	137
Деревообрабатывающая	742	1099	664	74	73	(55)[c]	2597
Бумажная	635	1213	2633	435	851	1019	6785
Производство печатной продукции	195	133	77	18	–	–	422
Нефтеперерабатывающая	216	285	707	114	214	771	2307
Химическая	1762	1417	3272	1217	1723	2691	12082
Производство пластмасс и резины	1170	1616	1472	287	307	394	5246
Добыча неметаллических руд	472	336	616	116	265	76	1881
Производство основных металлов	385	450	1832	752	1469	2500	7387
Производство металлоизделий	1159	1067	902	53	115	81	3377
Машиностроение	410	339	375	47	99	129	1399
Производство компьютеров и электроника	1315	1394	2032	401	933	2521	8597
Электротехническая	334	594	856	168	175	381	2509
Транспортное машиностроение	549	925	1496	430	451	4091	7941
Мебельная	377	321	236	47	72	57	1110
Производство товаров широкого потребления	197	204	170	23	59	5	658
Всего	**13 324**	**15 934**	**21 897**	**5 957**	**8 484**	**16 687**	**82 283**

С точки зрения работы в «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 в данном режиме является малый (не более 10–15 %) допустимый шаг набора и снятия электрической нагрузки. Испытания, проведенные в АО «Башкирэнерго» [1] по работе в «островном» режиме ГПА мощностью 1 МВт одного из санаториев показали, что ГПА устойчиво выдерживает электрическую нагрузку потребителей, но весьма тяжело, вплоть до отключения, реагирует на значительные в 25–30 % (от номинала) величин наброса и сброса нагрузки. Переход из параллельной работы с сетью на изолированный режим работы с выделением на узел 10 кВ, 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 повреждения наиболее нагруженных узлов (подшипников турбонагнетателей, клапанов и др.).

В большинстве случаев станции требуют совсем небольших площадок, что позволяет установить их очень близко к конечным пользователям. Так, например, когенерационная электростанция мощностью 11 МВт и тепловой мощностью 11,5 МВт занимает всего 500 м^2.

3. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ГПД-ТЭЦ

Когенерационные установки ограниченных размеров имеют широкий спектр применений. Исходя из данных производителей малых и средних по размеру установок по рассредоточенной выработке энергии, тепловая нагрузка по горячей воде может составлять грубо одну треть от тепла, утилизируемого из контура охлаждения двигателя. Теплообменник, установленный на контуре охлаждения двигателя с термостатически управляемым перепускным клапаном для регулирования потока тепла, может экономически выгодно удовлетворить нагрузку по горячей воде. Для относительно небольших тепловых нагрузок теплоутилизационное оборудование, установленное на контуре охлаждения двигателя, представляет собой простой кожухотрубный теплообменник, который может производить горячую воду с температурой от 80 до 100 °С, в зависимости от температуры воды в рубашке охлаждения двигателя. Производство пригодной для питья горячей воды требует двойного утилизационного контура для изоляции охлаждающей воды двигателя от тепловой нагрузки. При том, что затраты на это будут ненамного больше, чем в случае применения одиночного теплообменника, такой вариант создает экономически выгодные условия для качественного горячего водоснабжения.

Производители пищевых продуктов могут утилизировать тепло охлаждающей воды и выхлопных газов для выработки пара низкого давления для легких технологических процессов, таких как варка и подъем теста. Горячая вода может быть использована для очистки и санитарной обработки. В зависимости от размера и характера тепловой нагрузки такие системы могут быть экономически выгодными при односменной и двухсменной работе, даже если тепловая нагрузка при этом циклична или сезонна. И в случае ограниченной мощности

когенерационной установки, и в случае сезонной ее работы или при работе на номинальной мощности в течение продолжительного времени она должна покрывать инвестиции таким образом, чтобы удовлетворять критериям пользователя. В общем случае привязка ГПД к существующим сетям (тепловым, электрическим, газовым) является индивидуальной и зависит от конкретных особенностей производства или существующих котельных, а также планируемых режимов эксплуатации ГПД-ТЭЦ. Среди многообразных когенерационных установок, как правило, наиболее эффективны решения, в которых утилизируемая теплота используется в технологических процессах промышленных предприятий. При этом утилизируемая теплота используется практически круглосуточно.

Как и в газотурбинных двигателях, описанных во 2-й части настоящего справочника [2], теплота выхлопных газов ГПД может быть утилизирована как непосредственно в производственных технологических процессах, так и косвенно с помощью котлов-утилизаторов и других видов теплообменников. В то же время массовый расход и температура выхлопных газов ГПД (370–470 °С) несколько ниже аналогичных параметров в ГТД, поэтому в некоторых случаях необходимо дополнительное сжигание топлива в котлах-утилизаторах. На основе крупных судовых двигателей, используемых также для электрогенерации, разработаны и уже действуют станции парогазового цикла, электрический КПД которых составляет около 55 %.

Структурная схема когенерационной системы с ГПД приведена на рис. 3.7.

Основой является модульный двигатель-генератор. Теплота от систем охлаждения двигателя и от выхлопных газов отбирается в общем случае с помощью четырех теплообменников: масляной системы, рубашки охлаждения двигателя, охладителя наддувочного воздуха и выхлопных газов. Обычно температура воздуха на выходе турбонагнетателя составляет 120–160 °С. Для того, чтобы увеличить массу поступающего в цилиндр воздуха (и соответственно мощность двигателя за счет увеличенной подачи топлива) используется охладитель наддувочного воздуха (промохладитель). Последний чаще всего имеет две ступени охлаждения:

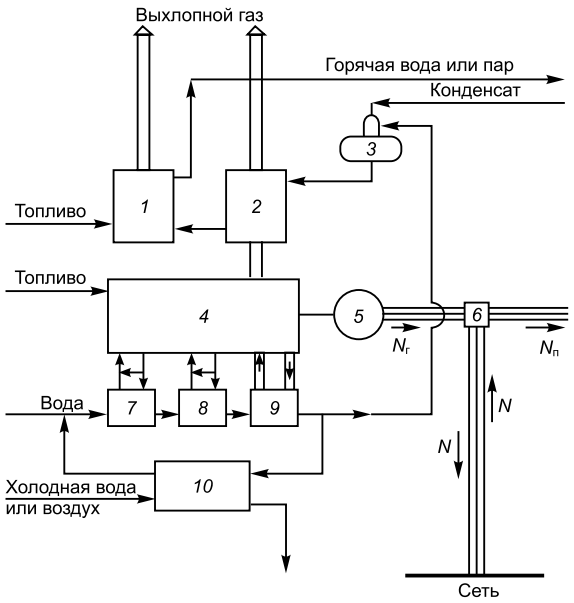


Рис. 3.7. Структурная схема когенерационной системы с ГПД:
1 – вспомогательный котел; *2* – котел-утилизатор; *3* – бак питательной воды; *4* – двигатель; *5* – генератор; *6* – связь с сетью; *7* – маслоохладитель; *8* – водяной охладитель рубашки двигателя; *9* – охладитель наддувочного воздуха; *10* – дополнительный охладитель.

низкотемпературная (охлаждает до 35–45 °С) и высокотемпературная (охлаждает до 90 °С). Хотя низкотемпературное охлаждение дает большую прибавку мощности, требуется охлаждающая жидкость порядка 10–25 °С (при этом выходная температура воды составляет 30–35 °С). Если же имеется сетевая вода (обратка) с температурой 60–70 °С, предпочтительно использование высокотемпературного охлаждения, поскольку Кит в когенерационной системе может увеличиться на 3–5 % (абс.). В зависимости от применяемой глубины охлаждения наддувочного воздуха место положения промохладителя в контуре теплоснабжения может отличаться от указанного на схеме рис. 3.7.

Утилизируемая теплота нагревает сетевую воду потребителя и/или генерирует водяной пар. Утилизируемой теплоты от систем охлаждения двигателя достаточно для нагрева воды до 75–80 °С; подключенный последовательно утилизатор теплоты выхлопных газов повышает температуру воды до 85–95 °С или до точки кипения. В системах с двигателями средней мощности обычно генерируется насыщенный пар при температуре 180–200 °С, мощные двигатели могут генерировать перегретый пар с давлением 1,5–2,0 МПа и температурой 250–350 °С. При работе на природном газе температура отработанных газов после котла-утилизатора составляет 90–100 °С, при использовании жидкого топлива с включениями серы – 160–170 °С.

Оптимальным считается производство тепла только в виде горячей воды, где получают 1 Гкал/ч теплоты на 1 МВт выработанного электричества. При комбинированном производстве горячей воды и пара или производстве только пара тепловой КПД будет меньше, технологическая схема сложнее, а оборудование дороже. При необходимости получения пара (особенно в больших объемах) рационально утилизировать тепло от двигатель-генератора в виде горячей воды, которая затем направляется в котельную, где и превращается в пар.

В современных газовых двигателях отношение электрической мощности к тепловой составляет 0,8–2,4. В диапазоне нагрузок от 75 до 100 % количество выхлопных газов двигателя изменяется пропорционально нагрузке, а их температура остается почти неизменной и практически не зависит от параметров наружного воздуха. Влияние работы двигатель-генератора на частичных нагрузках на составляющие энергетического (теплового) баланса, а, следовательно, на тепловую мощность когенерационной системы, приводятся фирмами-производителями двигателей в виде таблиц или графиков обычно получаемых экспериментальным путем (примеры были приведены в предыдущей главе); такие данные являются исходными для расчета теплотехнических показателей когенерационных систем. Приближенно распределение сбросной теплоты двигателя между упомянутыми выше системами можно представить в таком соотношении (приняв значение всей сбросной теплоты за 100 %): теплота выхлопных газов – 56 %, теплота системы охлаждения наддувочного воздуха – 25 %, теплота охлаждения двигателя – 8 %, теплота масляной системы – 7 %, остальное – тепловые потери.

Система утилизации тепла предусматривает производство горячей воды, пара для отопления или технологических процессов или холода для систем кондиционирования и вентиляции. Отбор горячей воды, пара или холода зависит от мощности двигателя, требуемого заказчиком количества тепла или холода, а также от уровня задаваемых температур и давлений. С использова-

нием систем утилизации тепла суммарный КПД когенерационной станции достигает 95 %. Возможные стандартные диапазоны температур горячей воды на входе/выходе для стандартной системы утилизации тепла равны соответственно 40–70 °С/70–130 °С. В принципе, возможно производство горячей воды с температурой в 150 °С.

Возможная конфигурация схемы утилизации теплоты от систем охлаждения двигателя и выхлопных газов показана на рис. 3.8 на примере газовых двигателей мощностью 3,80–5,75 МВт с электрическим КПД 45 % разработки фирмы Mitsubishi. Структурно схема включает утилизационный парогенератор с относительной тепловой мощностью 20 % (за 100 % принята тепловая мощность газового топлива поступающего в газовый двигатель) и теплообменники для горячей воды (85 °С) с относительной мощностью 12 % и теплой воды (60 °С) – 10 %. В целом, с учетом выработанной электроэнергии когенерационная система имеет Кит 87 %.

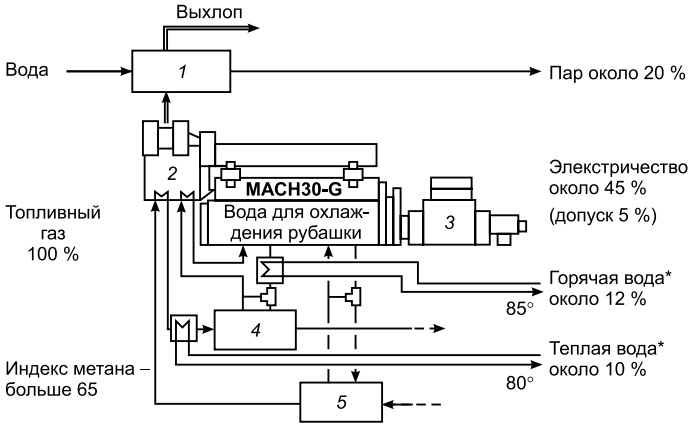


Рис. 3.8. Относительные составляющие полезно утилизируемой теплоты на мини-ТЭЦ с газовым двигателем KU30G фирмы Mitsubishi:
1 – котел выхлопа; *2* – охладитель воздуха; *3* – генератор; *4* – первичный охладитель; *5* – охладитель смазочного масла.

Среди разнообразных тепловых схем когенерационных станций можно выделить примерно семь-восемь их типовых конфигураций, определяемых назначением и степенью распространенности в промышленном и коммунальном секторе (см. рис. 3.9). При их анализе следует учитывать то обстоятельство, что большая часть реализованных когенерационных систем имеет те или иные индивидуальные особенности, связанные с конкретными требованиями заказчиков, и с особенностями площадки эксплуатации.

Муниципальная теплоцентраль должна обеспечивать жилой район как теплом, так и электричеством, которые могут быть произведены одновременно на газопоршневой когенерационной станции, где при электрическом КПД, доходящим до 43 %, может быть достигнут Кит более 90 %. В этом случае на каждый кВт·ч электричества производится более одного кВт·ч теплоты. Такие электростанции рационально подходят как для продолжительного (постоянного), так и

для периодического (пикового) использования, когда требуются быстрые и частые пуски и остановы. Типичная тепловая схема для производства горячей теплофикационной воды, широко применяемая на муниципальных станциях в странах ЕС, показана на рис. 3.9, *а*. Принципиально близкой к этой схеме является выполнение когенерационной установки для отопления тепличных хозяйств (рис. 3.9, *ж*), где за котлом-утилизатором размещается еще и экономайзер.

Требования к энергии в промышленности во многом зависят от производственного процесса. В целях получения наибольшей выгоды от каждой установки, электростанция может быть оптимизирована таким образом, чтобы самым гармоничным образом соответствовать производственному процессу. Электростанции могут способствовать существенному энергосбережению и снижению себестоимости продукции. Часто для производственных процессов необходим технологический пар, который может быть получен путем установки котла-утилизатора выхлопных газов позади двигателя. Так как температура выхлопных газов газовых двигателей находится на уровне 400–500 °С, то в котле-утилизаторе может быть получен высококачественный пар, соответствующий промышленным требованиям. Например, на промышленной когенерационной станции, выполненной по схеме рис. 3.9, *б*, от двух газовых двигателей мощностью 9,1 МВт с КПД 43 % получают 6,6 т/ч пара с давлением 0,9 МПа, что соответствует утилизируемой тепловой мощности 4,7 МВт. Потребление газа составляет 2200 нм^3/ч, Кит = 65 %. Если для отопления производственных помещений или для самого производственного процесса требуется горячая вода, то она может быть получена из системы охлаждения двигателя и из экономайзера котла-утилизатора выхлопных газов (рис. 3.9, *в*). При такой схеме теплоутилизации Кит станции увеличивается до 84 %. Если в производственном процессе требуется горячая вода повышенной температуры, то в процесс включается контур промышленной высокотемпературной воды с подачей под давлением (во избежание кипения). В зависимости от температур производственного процесса для повышения выработки горячей воды может быть использован и контур охлаждения двигателя (рис. 3.9, *г*). Так, при производстве технологической горячей воды с температурами входа 120 °С и выхода 175 °С и теплофикационной горячей воды 50/90 °С, утилизируется соответственно 6 и 9 МВт тепловой мощности при электрической мощности двигателя 13 МВт, при этом расход природного газа составляет 3250 нм^3/ч, Кит = 85 %.

Когенерационные станции на основе газовых двигателей могут быть гибко и оптимально приспособлены к большинству существующих промышленных производств. Наивысший КПД станции достигается, когда все имеющееся тепло утилизируется на соответствующих температурных уровнях. В табл. 3.4 приведены характерные показатели когенерационных станций на основе ГПД различной электрической мощности.

Большинство конфигураций систем утилизации тепла применимо для предприятий пищевой промышленности в виду устоявшихся конструкторско-технологических процессов. На одном из хлебокомбинатов реализована тепловая схема, показанная на рис. 3.9, *д*. Она предназначена для производства пара низкого и высокого давления с одновременным производством горячей теплофикационной воды и отводом части выхлопных газов к хлебопечам.

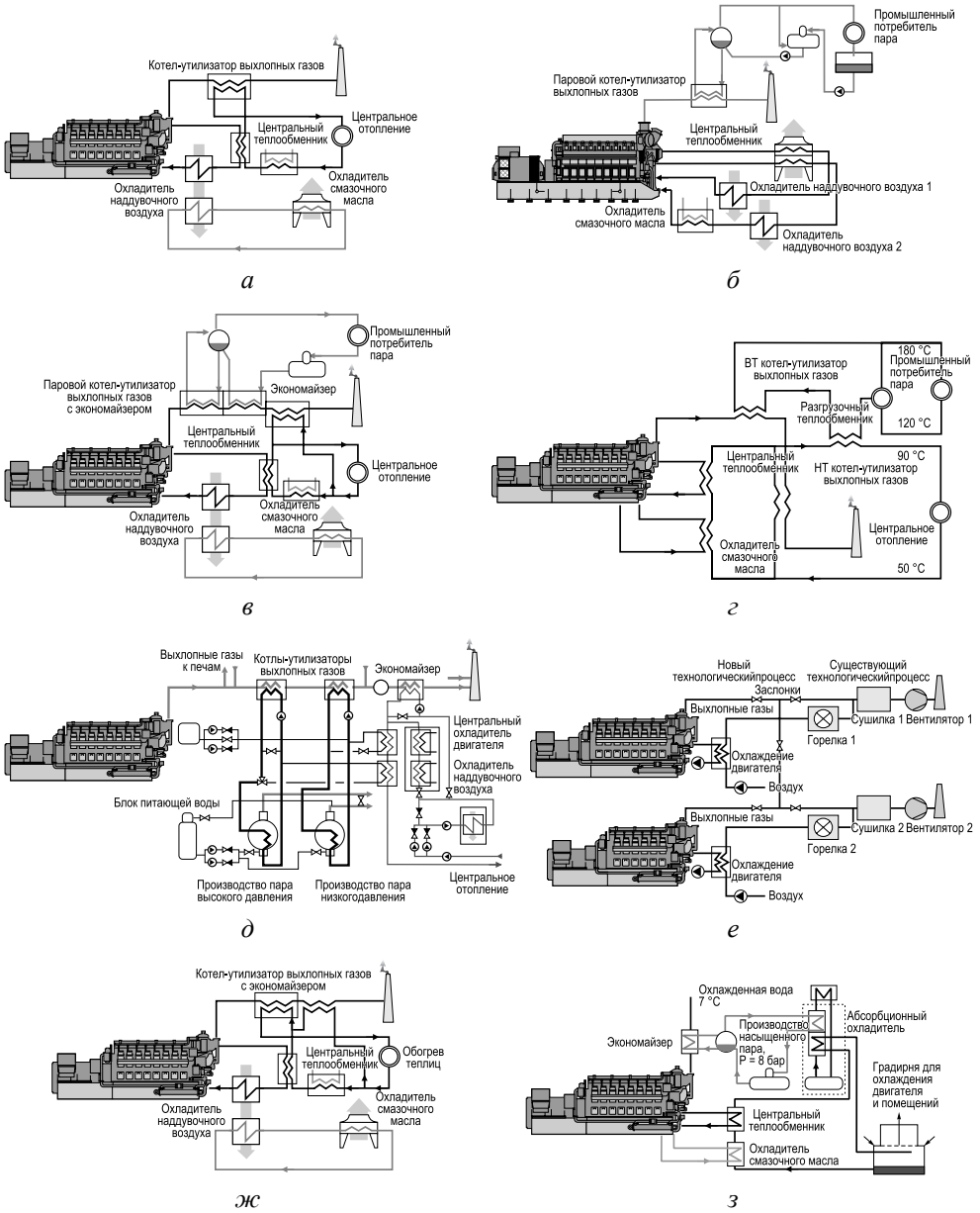


Рис. 3.9. Тепловые схемы когенерационных систем различного назначения на основе газопоршневых двигателей:

а – для получения горячей теплофикационной воды; *б* – для производства пара; *в* – для производства пара и горячей теплофикационной воды; *г* – для получения технологической и горячей теплофикационной воды; *д* – для производства пара двух давлений и горячей теплофикационной воды; *е* – для сушки продукта; *ж* – для обогрева теплиц горячей водой; *з* – производство пара для привода абсорбционного холодильника.

Таблица 3.4

Характеристики промышленной когенерационной станции

Электроэнергия			Насыщенный пар 1 МПа			Горячая вода 60/110 °С	
Мощность, $кВт_э$	**Уд. расход, $кДж_т/кВт \cdot ч_э$**	**КПД$_э$, %**	**Паропроизводительность, т/ч**	**Тепловая мощность, $кВт_т$**	**Кит, %**	**Тепловая мощность, $кВт_т$**	**Кит, %**
2100	8731	41,2	1,3	857	58	2312	86
2100	9285	38,8	1,3	873	55	2518	85
3200	8708	41,3	2,0	1341	59	3418	85
3200	9270	38,8	2,0	1317	55	3603	83
4560	8133	44,3	2,8	1850	61	4913	90
4560	8424	42,7	2,6	1706	58	5038	86
6000	8075	44,6	3,3	2187	60	6270	87
6000	8327	43,2	3,0	1995	57	6293	84

Выхлопные газы двигателя могут быть использованы для высушивания различных изделий как напрямую, так и косвенно. Для регулирования температуры выхлопных газов, которые согласно схеме на рис. 3.9, *е* подаются непосредственно в сушильный агрегат, применяют их смешивание с продуктами сгорания дополнительного топлива в горелке. Воздух в горелку подается предварительно подогретый за счет утилизации теплоты охлаждения двигателя.

Назначение тригенерационной системы – производство электроэнергии, тепла и холода. Электричество и тепло получают, используя стандартную технологию рекуперации, подчиненную требованиям, предъявляемым к оборудованию по производству холода. Наиболее эффективным способом получения холода является использование бромисто-литиевого абсорбционного холодильника (АХ) двойного действия, который преобразует входящую тепловую энергию для получения охлажденной воды с температурой 6–7 °С при тепловом коэффициенте приблизительно равным 1,25. Для работы абсорбционного охладителя двойного действия система утилизации тепла производит насыщенный пар с давлением 0,8 МПа. Вариант тепловой схемы с выработкой насыщенного пара и подачи его для привода абсорбционного холодильника показан на рис. 3.9, *з.* В этой схеме теплота системы охлаждения двигателя частично используется в АХ и сбрасывается в окружающую среду в градирне. При производстве максимального количества холода от когенерационной станции для приведения в действие абсорбционного охладителя простого действия используют горячую воду, что позволяет отбирать остаточное тепло с двигателя и наиболее полно утилизировать энергию выхлопных газов. Тепловой коэффициент абсорбционного охладителя простого действия равен приблизительно 0,75. Тригенерационная станция может быть спроектирована для производства тепла в холодное время года и производства холода в жаркие месяцы. При необходимости тепло и холод могут вырабатываться одновременно, например, для торговых комплексов и меди-

цинских учреждений. В табл. 3.5 приведены характерные показатели по холодопроизводительности для станций на основе ГПД различной электрической мощности.

Таблица 3.5

Рабочие характеристики электростанции для производства холода (вода с температурой 7 °С)

Электроэнергия			АХ двойного действия, насыщенный пар 0,8 МПа			АХ простого действия, горячая вода 70/90 °С		
Мощность, $кВт_э$	**Уд. расход, $кДж_т/кВт \cdot ч_э$**	**$КПД_э$, %**	**Холодильная мощность, $кВт_х$**	**Холодопроизводительность, т/ч**	**$Кит_{э+х}$, %**	**Холодильная мощность, $кВт_х$**	**Холодопроизводительность, т/ч**	**$Кит_{э+х}$, %**
2100	8731	41,2	1143	325	63	1734	493	75
2100	9285	38,8	1168	332	60	1889	537	73
3200	8708	41,3	1785	508	64	2564	729	74
3200	9270	38,8	1763	501	60	2702	768	72
4560	8133	44,3	2365	672	66	3685	1048	79
4560	8424	42,7	2185	621	62	3812	1084	77
6000	8075	44,6	2814	800	65	4149	1180	75
6000	8327	43,2	2575	732	61	4164	1184	72

Типичная тепловая схема когенерационных станций для муниципального теплоснабжения и горячего водоснабжения (ГВС) показана на рис. 3.10. Приведем краткие характеристики ГПД-ТЭЦ, выполненных по этой схеме. В когенерационной станции (муниципальной котельной) для теплоэлектроснабжения примерно 1100 домов одного из городов Дании в качестве привода электрогенераторов установлены два газовых двигателя фирмы Ulstein Bergen типа KVGS-18G2, работающих на бедных смесях природного газа с воздухом. Характеристики двигателя были приведены при описании продукции нынешнего владельца фирмы Rolls Royce Bergen Marine Engines (см. в гл. 2). Электрогенератор переменного тока имеет мощность 3,1 МВт при напряжении 10 кВ; общая тепловая мощность 3,75 МВт. Сетевая вода (обратка) с температурой 45 °С прокачивается насосом через систему охлаждения двигателя, отбирая 1,75 МВт теплоты, и догревается до температуры 85 °С в газоводяном теплообменнике мощностью 2 МВт за счет использования теплоты выхлопных газов (с температурой 425 °С) двигателя; температура уходящих в дымовую трубу газов находится на уровне примерно 100 °С. Сетевая вода с температурой 85 °С направляется в систему теплоснабжения района, а в периоды снижения теплопотребления закачивается в бак-аккумулятор емкостью 1400 $м^3$. Параллельно к схеме когенерации подключены два водогрейных котла мощностью по 6 МВт, выполняющие функции резерва и компенсации пиковых нагрузок. Представленная когенерационная установка имеет коэффициент использования топлива 89,3 %. Компьютеризированная система управления оптимизирует

работу станции районного теплоснабжения в зависимости от изменения тарифов и текущих значений потребляемой аккумулируемой тепловой мощности.

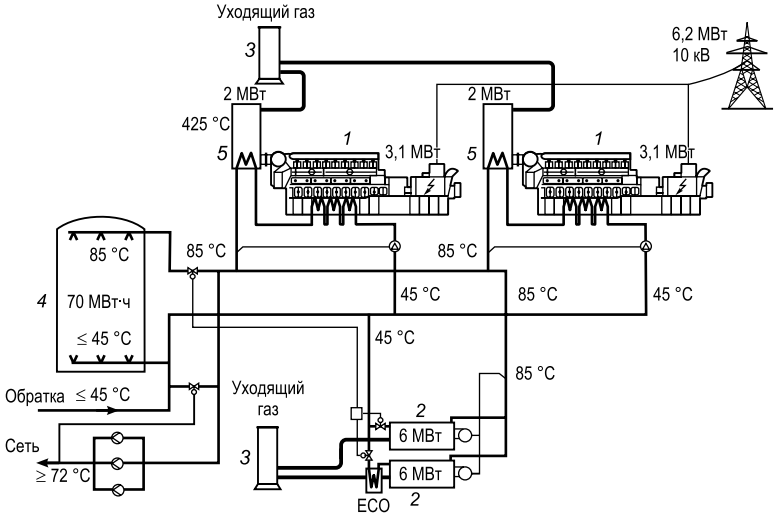


Рис. 3.10. Тепловая схема ГПД-ТЭЦ для районного теплоснабжения и горячего водоснабжения отдельного объекта:
1 – газопоршневой двигатель; *2* – водогрейный котел; *3* – дымовая труба; *4* – бак-аккумулятор; *5* – газоводяной теплообменник.

По аналогичной схеме выполнена автономная мини-ТЭЦ РАО Газпрома, которая вырабатывает тепло и электричество для жилого поселка на окраине Москвы. Станция была введена в эксплуатацию через 6 месяцев после подписания контракта, оборудована тремя 6-цилиндровыми газовыми двигателями Wärtsilä 25SG последнего поколения и снабжена электронной системой управления для получения высокой топливной экономичности и низкого уровня выбросов. Тепловая схема станции имеет следующие параметры: электрическая мощность – 3,0 МВт, тепловая мощность – 3,4 МВт, КПД эл. – 39 %, КПД тепл. – 48 %, Кит – 87 %, температурный график теплоснабжении – 110/70 °С.

Примером муниципальной ТЭЦ, работающей в режиме пиковых отпусков электроэнергии, может служить станция Stovring (Дания), которая оборудована тремя газовыми двигателями типа 16V25SG с водогрейными КУ. Электрическая мощность такой ГПД-ТЭЦ составляет 8,40 МВт, тепловая 10,86 МВт, коэффициент использования теплоты топлива 90 %. Режим работы ТЭЦ по выработке электроэнергии – пиковый, с пусками в периоды пиков нагрузки, а также при высоких тарифах на электроэнергию. Теплота горячей воды, выработанная за период производства электроэнергии, аккумулируется в баке емкостью 3500 м^3 и используется для теплоснабжения в периоды простоя ГПД-ТЭЦ. Система управления осуществляет автоматический пуск и работу ГПД-ТЭЦ при циклическом изменении нагрузки. Останов станции при аккумулировании в баке максимального количества теплоты либо в связи с началом периода низких тарифов на электроэнергию также осуществляется автоматически.

ГПД-надстройки для сушки и обжиговых печей. Создание когенерационных установок на базе непрерывно работающих сушильных производств или обжиговых печей является одним из важных факторов снижения себестоимости основной продукции благодаря полному удовлетворению потребностей предприятия собственной электроэнергией. Типовая схема установки для сушки воздухом представлена на рис. 3.11. Свежий воздух проходит через предварительный подогреватель, в котором отбирается тепло от систем охлаждения двигателя, масла и наддувочного воздуха. Далее он направляется в газовоздушный теплообменник, греющим агентом в котором являются выхлопные газы двигателя. Для примера газовый двигатель мощностью 2,8 МВт имеет расход выхлопных газов 5,6 кг/с при температуре 420 °С; после прохождения блока увлажнения температура выхлопных газов снижается до 180 °С. В предварительном подогревателе обеспечивается нагрев свежего воздуха от 25 °С до 80 °С.

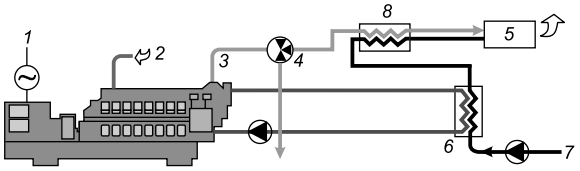


Рис. 3.11. Когенерационная система для сушки продукта горячим воздухом:
1 – выход электроэнергии; *2* – подача природного газа; *3* – выхлопной газ; *4* – дымовая заслонка; *5* – сушилка; *6* – подогреватель воздуха; *7* – воздух; *8* – газовоздушный теплообменник.

Иллюстрацией практического использования несколько модернизированной системы сушки является установка, включающая один двигатель 14V46 мощностью 14 МВт для снабжения крахмальной фабрики в г. Крефельде (Германия) электрической и тепловой энергией. Низкотемпературные носители теплоты из двухступенчатого 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 %.

Применение выхлопных газов ГПД в обжиговых печах предусматривает установку блока смешения этих газов со свежим воздухом и направлением полученной смеси в форсунки печи в качестве дутьевого воздуха. Таким образом, исключается расход топливного газа в печи на подогрев дутьевого воздуха. Отметим также, что реконструкция обжиговых печей под когенерацию не вносит изменений в технологический регламент процесса, т. к. сохраняются прежними температурные поля и расход продуктов сгорания. Возможны различные варианты эксплуатации энергетической надстройки в зависимости от возможности предприятия утилизировать теплоту охлаждающей и масляной систем двигателя для целей отопления или горячего водоснабжения.

Когенерационные системы с дополнительным сжиганием топлива в котлах-утилизаторах. Тепловая схема ГПД-ТЭЦ, представленная на рис. 3.12, является аналогом отопительной или промышленной ГТУ-ТЭЦ. Ее можно рассматривать как вариант применения парогазового цикла. Утилизация сбросной теплоты двигателя позволяет генерировать в КУ сухой насыщенный пар преимущественно для отпуска теплоты внешним потребителям.

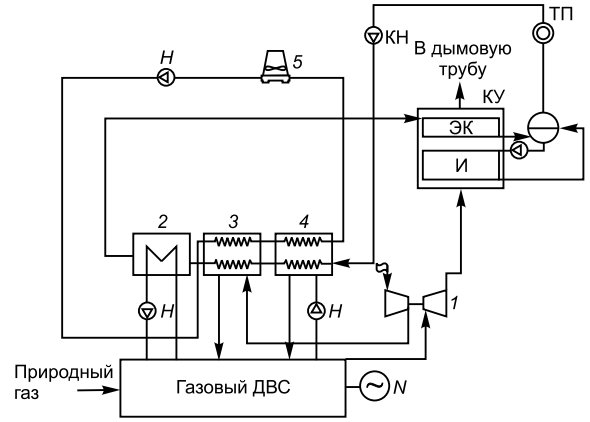


Рис. 3.12. Принципиальная тепловая схема ГПД-ТЭЦ с агрегатами типа 18V34SG фирмы Wärtsilä:
1 – турбовоздуходувка; *2* – теплообменник охлаждающей воды; *3* – охладитель рабочего воздуха; *4* – охладитель масла; *5* – вентиляторная градирня; КУ – котел-утилизатор; И, ЭК – соответственно испарительная и экономайзерная поверхности нагрева; Н – насос; КН – конденсатный насос; ТП – потребитель тепла.

Конденсат греющего сетевую воду пара перед подачей в экономайзер КУ проходит через ряд теплообменников, где предварительно нагревается, последовательно охлаждая смазочное масло, наддувочный воздух и охлаждающую воду двигателя. В схеме также предусмотрено независимое охлаждение этих потоков с использованием охлаждающей воды циркуляционного контура с градирней для работы ГПД в автономном режиме. Например, в варианте ГПД-ТЭЦ от одного газового двигателя типа 16V25SG мощностью 2,8 МВт и КПД 40 % можно получить 1960 кВт теплоты в виде горячей воды и 2,4 т/ч пара давлением порядка 0,8 МПа. При этом коэффициент использования теплоты топлива ТЭЦ составит 89 %.

Как и в случае газотурбинных ТЭЦ возможно дожигание топлива в потоке выхлопных газов перед КУ. Принципиальная тепловая схема показана на рис. 3.13. Такое решение позволяет повысить параметры и количество генерируемого пара. Для упомянутого двигателя дожигание 340 нм^3/ч (35–45 % от сжигаемого в нем топлива) повышает температуру дымовых газов на входе в КУ до 730 °С, что позволяет увеличить паропроизводительность КУ до 5,8 т/ч насыщенного пара при давлении 0,8 МПа. Сжигание такого количества топлива практически не изменяет значение коэффициента использования теплоты топлива.

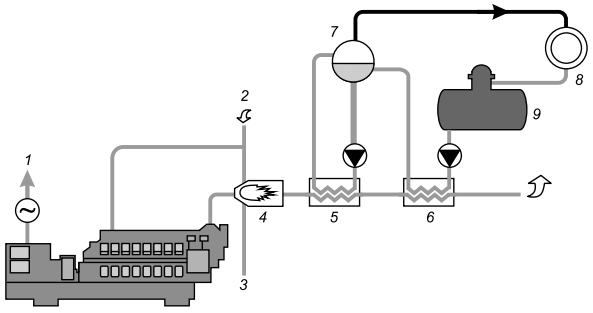


Рис. 3.13. Тепловая схема когенерационной установки со сжиганием дополнительного топлива:
1 – выход электроэнергии; *2* – подача природного газа; *3* – дополнительный воздух; *4* – камера дожига; *5* – испаритель; *6* – экономайзер; *7* – паровой барабан котла; *8* – потребитель теплоты; *9* – бак питательной воды.

Для теплоснабжения микрорайона города возможно покрытие пиковой части теплового графика за счет дополнительного сжигания топлива в котле-утилизаторе. При регулировании суточного графика

электрической нагрузки двигатели в ночной период могут быть частично или полностью остановлены, в этом случае снижение отпуска теплоты от двигателя также компенсируется дополнительным сжиганием. Обратная сетевая вода подогревается в рубашке охлаждения двигателя и в котле-утилизаторе. Выравнивание суточного графика горячего водоснабжения предусматривается за счет установки баков-аккумуляторов у потребителя.

4. ОБОРУДОВАНИЕ ТЭЦ ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ ГПД

Снабжение электроэнергией объекта обеспечивается за счет системы управления когенерационной установки, которая позволяет с одинаковой надежностью работать параллельно с внешней сетью или автономно. Без напряжения во внешней сети и при аварийном отключении сети она способна автоматически перейти на автономный режим работы. Система утилизации тепла когенерационной установки включается в тепловую схему объекта параллельно с котельным оборудованием для снижения потребления топливного газа штатными котлами. Экономия топливного газа осуществляется за счет автоматики котлов при повышении температуры теплоносителя в циркуляционном контуре.

Типовая компоновка когенерационной станции с газовым двигатель-генератором фирмы Caterpillar представлена на рис. 3.14. В основное оборудование станции входят следующие элементы: *1* – радиаторный охладитель; *2* – фильтр для всасываемого воздуха; *3* – котел-утилизатор паровой (КУП); *4* – глушитель для выхлопных газов; *5* – глушитель для всасываемого воздуха; *6* – бак питательной воды; *7* – бак смазочного масла; *8* – фундамент под двигатель; *9* – 12-цилиндровый дизель СМ32; *10* – электрогенератор; *11* – вентиляционная установка; *12* – блок сепарации смазочного масла; *13* – блок подготовки топлива; *14* – фильтр смазочного масла; *15* – циркуляционный топливный насос; *16* – пульт управления и переключений.

В качестве примера приведем состав основного оборудования для мини-ТЭЦ на основе 2-х электрических модулей с газовыми двигателями Caterpillar G3516B TA общей электрической мощностью – 2,28 МВт (1,14 МВт × 2), работающих в режиме постоянного источника электрического тока напряжением 6,3 кВ. В комплекте с каждой электрогенераторной установкой поставляется система утилизации тепла от рубашки охлаждения газового двигателя (на горячую воду 70/90 °С) и система утилизации тепла от выхлопных газов (пар 0,6–0,8 МПа), а также вспомогательные системы обеспечения бесперебойной работы электрогенераторной установки – система автоматического долива масла, катализатор снижения токсичности газовыхлопа, комплектная газовая линейка с отсечным клапаном и регулятором давления газа, трехходовой клапан, насосы, датчики и сигнальная проводка. В комплекте также поставляется шкафное оборудование для параллельной работы агрегатов между собой и с внешней сетью напряжением 6,3 кВ. При необходимости в комплект может быть включен преобразователь, позволяющий обеспечить параллельную работу с внешней сетью без экспорта электроэнергии, вырабатываемой

агрегатом. Устанавливается также комплект балансовых радиаторов для отвода неиспользуемого тепла от контура рубашки охлаждения двигателя и контура охлаждения газовоздушной смеси. Теплотехнические показатели ТЭЦ при работе на номинальной электрической мощности приведены в табл. 3.6.

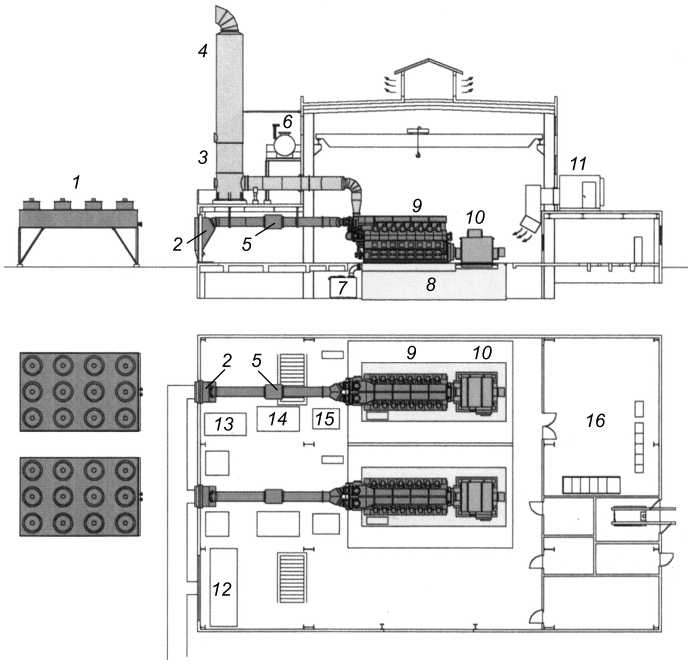


Рис. 3.14. Компоновочная схема модульной электростанции фирмы Caterpillar с поршневым двигателем мощностью 5,7 МВт.

Из приведенных наименований к числу теплоутилизирующего оборудования относятся теплообменники (трубчатые или пластинчатые) систем охлаждения двигателя, масляной системы и охладителя наддувочного воздуха, а также газо-водяные котлы-утилизаторы теплоты выхлопных газов двигателя; возможны также радиаторные охладители масляной системы, работающие постоянно или при аварийных ситуациях. Для ориентировочной оценки тепловых и гидравлических показателей таких теплообменников в табл. 3.7 приводятся данные для блок-ТЭЦ с газовым двигателем Jenbacher JMS-312 мощностью 500 кВт (электрическая) и 550 кВт (тепловая). Последовательное соединение теплообменников позволяет блок-ТЭЦ подавать в теплосеть при номинальной нагрузке двигателя 18 $м^3$/ч сетевой воды с температурой прямой воды 110 °С и обратки 85 °С. Использование располагаемых источников тепла (охлаждающей жидкости двигателя, масла, газовоздушной топливной смеси, выхлопных газов) может быть индивидуально скомбинировано для оптимального удовлетворения потребностей каждого заказчика.

Таблица 3.6

Технические данные ГПД-ТЭЦ мощностью 2,3 МВт с двигателями Caterpillar

Показатели	Величина
Расход топливного (природного) газа, $м^3/ч$	310
Рабочий диапазон давления топливного газа, кПа	10–20
Максимальная электрическая мощность, кВт	2280 (2×1140)
Тепловая мощность по горячей воде (макс.), кВт	1220 (2×610) (при прямой подаче воды 90 °С и температуре обратной воды 70 °С)
Тепловая мощность для производства пара с давлением 0,6 МПа (макс.), кг/ч	850–900
Тепловая мощность низкопотенциального контура (контур охлаждения топливовоздушной смеси (макс.)*, кВт	246 (2×123) (при прямой подаче воды 70 °С и температуре обратной воды 30 °С)
Усредненная величина собственных нужд когенерационной системы (зарядка аккумуляторных батарей, циркуляционные насосы, освещение, питание балансовых радиаторов и систем управления), кВт	30–35 (0,4 кВ)
Пределы управления нагрузкой**, кВт	0–2280
Габаритные размеры блока электростанции в шумопоглощающем кожухе (Д×Ш×В), мм	6550×2490×3500
Габаритные размеры блока утилизации тепла (Д×Ш×В), мм	2000×2000×1700
Габаритные размеры парового котла-утилизатора, мм	4875×∅2350

* *– может использоваться для подогрева водопроводной воды или воды из скважин;*

** *– рекомендуемая нагрузка в длительном режиме эксплуатации (более 2 ч) не ниже 700 кВт.*

Конструкции котлов-утилизаторов, применяемых в когенерационных установках, в том числе выполненных на базе поршневых двигателей, рассмотрены во 2-й части справочного пособия [2]. Основное внимание там было уделено теплообменникам с трубными теплопередающими элементами в том числе выполненных с использованием оребренных трубных поверхностей. Здесь мы рассмотрим конструктивные решения теплообменников, наиболее перспективных для работы в когенерационных установках на базе поршневых двигателей, а именно – пластинчатые теплообменники (ПТО) и теплообменные аппараты с высокоэффективными теплообменными поверхностями из плоскоовальных труб с неполным оребрением.

Таблица 3.7

Теплотехнические показатели теплообменников когенерационной станции тепловой мощностью 550 кВт

Показатели	Характеристика
Теплообменник выхлопных газов	
Тип	Кожухотрубный
Номинальная мощность, кВт	356
Температура выхлопных газов на входе, °С	530
Температура выхлопных газов на выходе, °С	130
Расход газа, нм^3/ч	2254
Потери давления, МПа	0,01
Температура воды на входе, °С	93,8
Температура воды на выходе, °С	110
Расход воды, м^3/ч	18,8
Давление воды, МПа	0,6
Потери давления, МПа	0,02
Теплообменник масляной системы	
Тип	Кожухотрубный
Номинальная мощность, кВт	71
Температура воды на входе, °С	85
Температура воды на выходе, °С	88,2
Расход воды, м^3/ч	18,8
Номинальное давление горячей воды, МПа	0,6
Потери давления, МПа	0,02
Теплообменник водяной рубашки	
Тип	Пластинчатый
Номинальная мощность, кВт	121
Температура воды на входе, °С	88,2
Температура воды на выходе, °С	93,8
Расход воды, м^3/ч	18,8
Номинальное давление воды, МПа	0,6
Потери давления, МПа	0,01
Промохладитель смесителя 2-й ступени	
Тип	Оребренные трубы
Мощность, кВт	73
Температура воды на входе, °С	70

Окончание табл. 3.7.

Показатели	Характеристика
Температура воды на выходе, °С	72,6
Расход воды, $м^3$/ч	24
Давление воды, МПа	0,6
Потери давления, МПа	0,02
Контур горячей воды	
Полная утилизируемая тепловая мощность, кВт	548
Температура обратной воды, °С	85
Температура прямой воды, °С	110
Расход воды, $м^3$/ч	18,8
Номинальное давление горячей воды, МПа	0,6
Потери давления в контуре, МПа	0,07
Макс. изменение температуры обратной воды, °С	+3/–20
Макс. скорость изменения температуры обратной воды, °С/мин	10

Использование пластинчатых теплообменных аппаратов (ПТО) в системах передачи теплоты различного назначения известно достаточно давно. Большинство типов таких аппаратов имели сварную или паяную конструкцию, вследствие чего при эксплуатации нередко возникали проблемы с загрязнением и даже с закупоркой их мелких каналов, вследствие чего со временем тепловая эффективность ПТО заметно снижалась. Признанным лидером в технологиях производства пластинчатых теплообменников является фирма Alfa Laval, широкий спектр продукции которой используется от регенеративных ГТУ до конденсаторов/испарителей холодильных машин. Последней ступенью совершенствования технологий производства является разработка разборных ПТО, отличающихся высокой эффективностью и эксплуатационной надежностью. Благодаря своему гибкому дизайну пластинчатые теплообменники могут быть адаптированы для любых специфических нужд потребителей. Такие аппараты преимущественно используются во всех типах отопительных систем, обеспечивая комфорт, экономичность работы, безопасность, а также экономию производственной площади. Помимо передачи теплоты от одной среды к другой, аппараты осуществляют дополнительную гидравлическую развязку между первичным и вторичным контурами теплоносителя. Разборные аппараты покрывают потребности тепловых систем в широком диапазоне мощностей. Одним из наиболее частых мест применения ПТО является производство горячей воды в системах горячего водоснабжения вместо традиционного нагрева в емкостных системах с помощью змеевика-нагревателя. Пластинчатый теплообменник мгновенно нагревает воду до требуемой температуры при ее проходе через аппарат. Общее устройство ПТО и потоки теплоносителей в них схематично показаны на рис. 3.15.

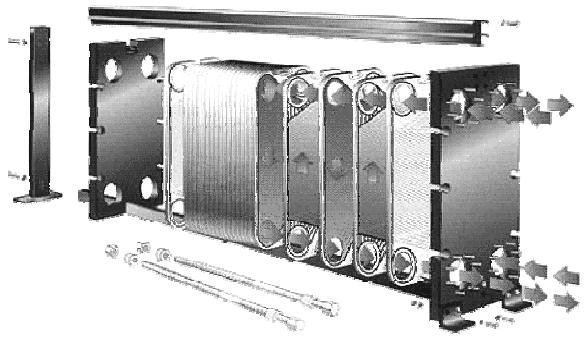


Рис. 3.15. Схема устройства разборных ПТО фирмы Alfa Laval и направление движения теплоносителей.

В разборном пластинчатом теплообменнике две среды разделены между собой гофрированной пластиной. Чем тоньше пластина, тем более эффективно идет теплообмен между средами и тем легче управлять этим процессом. Не менее важным является высокая турбулизация потоков и равномерное распределение сред теплообмена по всей поверхности пластины. Пластины разработаны для широкого диапазона размеров и моделей. Рисунок, глубина штамповки и материал пластины может меняться в зависимости от назначения аппарата. Стандартная пластина штампуется из нержавеющей стали или титана. Благодаря применяемым технологиям в профилировании пластин, разница между температурами покидающих теплообменник потоков достигает 0,5 °С. Все пластины штампуются только методом одноходовой прессовки, благодаря чему все пластины идентичны друг другу, отсутствует их сморщивание и в пакете нет точек контакта между соседними пластинами. Когда пластины собраны в единый пакет отсутствие точек контакта означает термическую гибкость, механическую прочность конструкции и способность разборного аппарата выдерживать высокое внутреннее напряжение.

Рама теплообменника – одна из важнейших частей разборного теплообменного аппарата. Такие теплообменники легко разбираются для внутренней проверки, механической очистки поверхностей или замены уплотнений. Таким же образом теплообменный аппарат легко собирается в единый блок. Такую процедуру можно повторять многократно, поскольку все детали хорошо пригнаны. Еще одно преимущество рамы разборных теплообменников это то, что она позволяет провести наращивание мощности аппарата или его модификацию. Все модели разборных пластинчатых теплообменников выпускаются с рамами различной конструкции и могут быть укомплектованы различными видами пластин с разной толщиной и рисунком в зависимости от расчетного давления. Максимальная температура, на которую рассчитан аппарат, зависит от материала из которого сделаны уплотнения.

Модели разборных пластинчатых теплообменников комплектуются уплотнениями (прокладками) из различных материалов и разнообразной конструкции. Большинство прокладок, используемых в тепловых системах, изготавливаются из нитрила (NBR) и EPDM. Уплотнения прессуются цельнотянутыми в виде единой детали, что обеспечивает их точную форму и отсутствие ослабленных переходных участков, характерных для вулканизации. Существует три вида уплотнений: быстро монтируемые и демонтируемые уплотнения на «клипсах»; ленточные уплотнения для пластин с малой глубиной гофра; прокладки на клею со специальной технологией молекулярного склеивания фирмы Alfa Laval.

Теплоизоляция корпуса ПТО в системах отопления состоит из слоя минеральной ваты толщиной 65 мм, облицованного алюминиевым листом толщиной 1 мм с внешней стороны и алюминиевой фольгой изнутри. Она закрывает ПТО со всех сторон за исключением нижней части. Различные элементы изоляции крепятся друг другу с помощью защелок. При использовании в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха рекомендуется включать теплообменник по схеме противотока (как показано на рис. 3.15).

Эффективные теплообменные поверхности из плоскоовальных труб с неполным оребрением. Повышение энергетической эффективности трубчатых теплообменников, уменьшение их массогабаритных показателей, снижение удельных затрат на их изготовление неразрывно связаны с повышением эффективности теплопередачи в теплообменных поверхностях. Для трубных теплообменников эти задачи решаются путем применения оребрения наружной поверхности труб. При этом одним из основных показателей эффективности применяемого оребрения наряду с теплоаэродинамическими характеристиками является его технологичность.

На сегодняшний день разработаны и применяются поперечно-оребренные трубы различных типов: с круглым и не круглым (овальным, плоскоовальным, каплевидным) профилем, с винтовым, шайбовым, квадратным, сегментным (просечным) или лепестковым оребрением. Оребренные трубы изготавливаются методом точного литья (чугунные и стальные трубы, а также стальные трубы с алюминиевыми «эллиптическими» ребрами), методом насадки шайбового или механической навивки спирально-ленточного (винтового) стального оребрения с последующей его припайкой или приваркой электродуговым способом под флюсом или токами высокой частоты, методом запрессовки алюминиевого оребрения в предварительно нарезанную на стальной трубе винтовую канавку, а также методом накатывания ребер из толстостенной алюминиевой оболочки, насаженной на несущую (обычно стальную) трубу (биметаллические трубы).

Относительно широкое распространение получили наиболее технологичные типы оребренных труб, производство которых возможно в больших объемах на высокопроизводительном оборудовании – это стальные трубы с приваренным токами высокой частоты спирально-ленточным оребрением и биметаллические трубы. Однако эти типы оребренных труб обладают рядом существенных недостатков, таких как относительно невысокая степень развития поверхности (невысокие значения коэффициентов оребрения), а также большая сложность и стоимость технологического оборудования в первом случае, слабый термический контакт оребрения с несущей трубой и высокая стоимость алюминия – во втором.

В качестве элементов воздушных конденсаторов и сухих градирен также получили распространение оребренные трубы с овальным поперечным сечением. Такие трубы обладают несомненным преимуществом – низким аэродинамическим сопротивлением по сравнению с трубами круглого профиля, что позволяет снижать эксплуатационные расходы. Однако технология их изготовления, связанная с механической навивкой спирально-ленточного оребрения, либо насадкой прямоугольных ребер на овальную трубу с последующей

их припайкой методом погружения в ванну с расплавленным цинком является весьма трудоемкой, медленной и дорогостоящей.

Совершенствование поперечно-оребренных поверхностей требует углубления представлений об особенностях процессов течения и теплообмена в них. С этой целью в НТУУ «КПИ» под руководством профессора Е. Н. Письменного был выполнен обширный комплекс исследований, позволивших выявить закономерности, существенно изменяющие сложившиеся представления о характере процессов в межреберных полостях и в пакетах ребристых труб в целом [3]. В частности, было показано, что для ряда распространенных компоновок шахматных пакетов лобовые и кормовые участки ребристых труб находятся в области аэродинамической тени и практически не участвуют в процессе теплообмена.

В этом случае, как показано в работе [4], один из путей повышения эффективности теплообменной поверхности связан с изъятием «не работающих» лобовых и кормовых частей оребрения. Этот путь целесообразен тогда, когда теплообменные устройства собираются из плоскоовальных труб (рис. 3.16, 3.17).

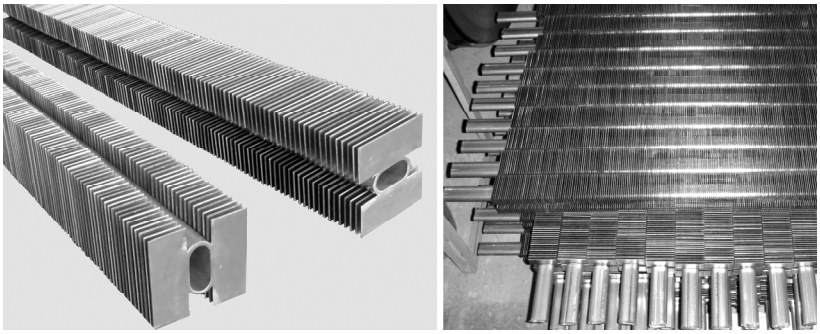


Рис. 3.16. Плоскоовальные трубы с неполным оребрением.

Отсутствие необходимости оребрения лобовых и кормовых участков их поверхности, имеющих значительную кривизну, не только снижает массу ребристой трубы практически без изменения уровня отводимого теплового потока [4] (рис. 3.17, *а*), но и делает ее более технологичной. Ребра в этом случае размещаются только на плоских боковых участках несущей трубы, что позволяет применять простую и низкоэнергозатратную технологию контактной сварки, обеспечивающую практически идеальный термический контакт между ребром и несущей трубой. Это позволяет также значительно увеличить площадь эффективно омываемой поверхности ребер по сравнению с площадью поверхности ребер производящихся в настоящее время овальных ребристых труб за счет увеличения их высоты (рис. 3.17, *б*), которая при предлагаемом способе формирования оребрения профилированных труб практически не имеет технологических ограничений. Кроме того, предлагаемая конструкция ребристой трубы и технология ее изготовления дают возможность наращивать поверхность ребер за счет увеличения их длины за пределы границ профиля несущей трубы (рис. 3.17, *в*).

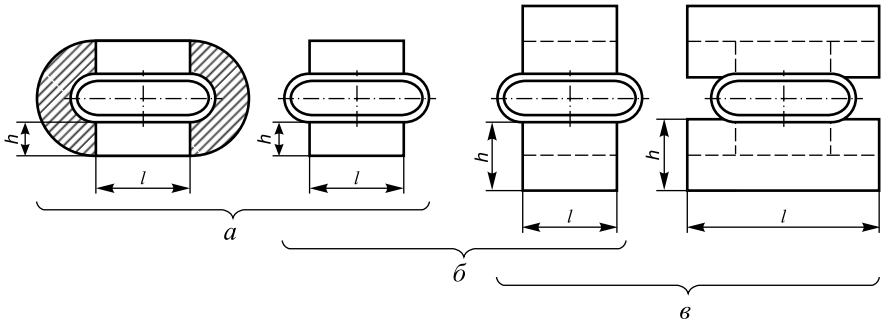


Рис. 3.17. Схема формирования неполного оребрения труб плоскоовального профиля.

Все отмеченное выше позволяет в предлагаемой конструкции ребристых труб [5] достигать значений коэффициента оребрения ψ и площади поверхности одного погонного метра трубы H_1, близких к значениям этих параметров для лучших по развитию поверхности образцов полностью оребренных труб (ψ = 22, H_1 = 1,8 м^2/м). При этом следует учитывать, что поверхность полностью оребренных труб включает «не работающие» участки оребрения, т. е. участки, которые находятся в процессе эксплуатации в аэродинамической тени, в то время как из поверхности труб предлагаемого типа такие участки исключены. Таким образом, теплоаэродинамическая эффективность единицы поверхности ребристых труб предлагаемого типа, при прочих равных условиях, выше, чем у полностью оребренных труб.

Для производства плоскоовальных труб с неполным оребрением в НТУУ «КПИ» совместно с Институтом электросварки имени Е. О. Патона Национальной Академии Наук Украины была разработана технология, основанная на контактной электроимпульсной приварке ребер к несущей трубе. На базе этой технологии совместно с Научно-производственной фирмой «Ганза» была создана и внедрена автоматическая производственная линия (рис. 3.18), отличающаяся простотой конструкции, достаточной производительностью, крайне низким потреблением электроэнергии и отсутствием необходимости использования при сварке дополнительных расходных материалов. Важно отметить, что созданное и освоенное оборудование, позволяет производить ребристые трубы как из углеродистых, так и аустенитных сталей.

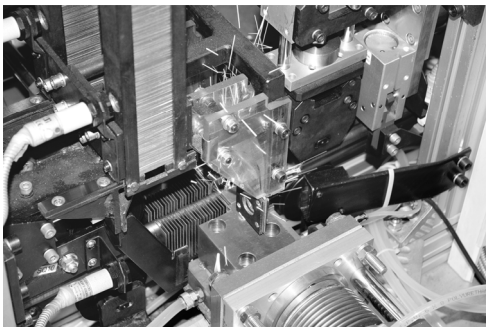


Рис. 3.18. Фрагмент установки для производства плоскоовальных труб с неполным оребрением методом контактной сварки.

Для исследования теплоаэродинамических характеристик поверхностей из плоскоовальных труб с неполным оребрением были изготовлены 6 типоразмеров стальных труб, отличающихся как параметрами оребрения, так и характеристиками плоскоовальной основы (рис. 3.19;

табл. 3.8). Эксперименты проводились по хорошо отработанной в НТУУ «КПИ» методике [6, 7], в основе которой лежит измерение температурных полей ребра и стенки несущей трубы, необходимых для определения чисто конвективных α и приведенных $\alpha_{пр}$ коэффициентов теплоотдачи, а также коэффициента эффективности ребра E. Трубы собирались в шахматные и коридорные пакеты с широким диапазоном шаговых характеристик: $S_1/d_1 = 4{,}3 \div 9{,}0$; $S_2/d_1 = 4{,}4 \div 8{,}0$; $S_1/S_2 = 0{,}99 \div 2{,}55$.

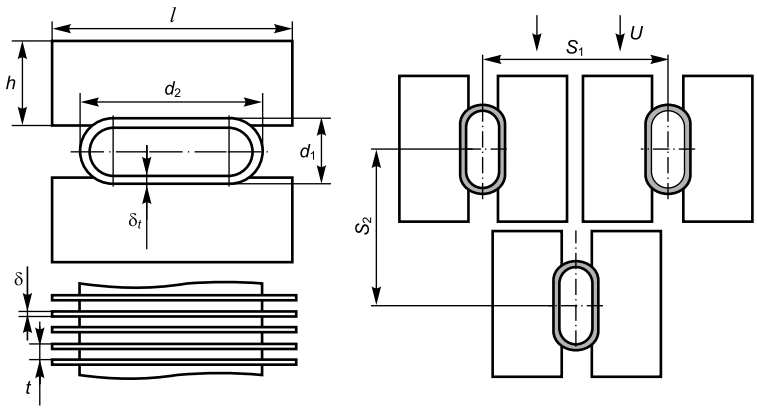


Рис. 3.19. Геометрические характеристики ребристых труб и трубных пучков.

Таблица 3.8

Геометрические характеристики оребренных труб

Показатель	Обозначение	Труба			
		тип 1	тип 2	тип 3	тип 4
Поперечный размер несущей трубы	d_1, мм	15,0	16,0	15,0	15,0
Продольный размер несущей трубы	d_2, мм	30,0	40,0	30,0	42,0
Высота ребер	h, мм	27,5	28,5	22,0	23,0
Шаг ребер	t, мм	3,65	3,40	3,65	3,75
Толщина ребер	δ, мм	1,0	1,0	1,0	0,8
Длина ребра	l, мм	48,5	48,5	48,5	55,5
Относительное удлинение профиля	d_2/d_1	2,0	2,5	2,0	2,87
Коэффициент оребрения	ψ	21,50	18,47	17,68	15,16
Поверхность одного погонного метра трубы	$H_{1пм}$, м^2	1,661	1,815	1,363	1,533

Исследования конвективного теплообмена проводились в области чисел Рейнольдса $\mathrm{Re} = 3 \cdot 10^3 \ldots 2 \cdot 10^4$. Экспериментами охвачено 20 шахматных и 12 коридорных пакетов ребристых труб. Их результаты обобщались степенной зависимостью вида

$$Nu = C_z C_q \mathrm{Re}^m, \qquad (1)$$

где C_z – коэффициент, учитывающий влияние на процесс числа поперечных рядов труб; $m = f(\psi, S_1/S_2)$; $C_q = f(\psi, S_1/S_2)$; C_q – коэффициент в уравнении подобия теплоотдачи, жестко скоррелированный с m.

Конвективные коэффициенты теплоотдачи α, входящие в число Nu, определялись по результатам осреднения температурного поля ребра и стенки несущей трубы. В качестве определяющего размера в числах подобия принимался меньший из размеров поперечного сечения несущей трубы d_1, а в качестве определяющей температуры – средняя температура потока в исследуемом ряду труб. Характерная скорость определялась в минимальном поперечном проходном сечении пакета.

Анализ результатов показал, что как и в случае обычных поперечно-оребренных труб [8], коэффициент оребрения ψ наиболее полно учитывает влияние геометрии ребристых плоскоовальных труб на теплообмен. Обобщенным параметром, учитывающим влияние размещения ребристых труб в пакете, является отношение поперечного и продольного шагов труб S_1/S_2. Примечательно, что использование параметра S_1/S_2 оказалось возможным не только для шахматных, но и для коридорных компоновок профилированных ребристых труб.

На рис. 3.20 показаны зависимости теплоотдачи оребренной трубы, характеризуемой величиной $Nu_k\psi$, от S_1/S_2 для разных типоразмеров плоскоовальных труб с неполным оребрением. Как видно из рисунка, теплоотдача в значительной мере зависит как от геометрических характеристик ребристых труб, так и от параметров их размещения в пакетах. При этом кривые $Nu_k\psi = f(\psi; S_1/S_2)$, при шахматных компоновках для практически важных значений ψ носят экстремальный характер с максимумами при $S_1/S_2 \approx 1{,}4 \div 1{,}6$ (рис. 3.20), что позволяет определять оптимальные компоновки шахматных пакетов. Для коридорных пакетов увеличение параметра S_1/S_2 однозначно приводит к снижению интенсивности теплоотдачи.

Сравнение данных по конвективной теплоотдаче пакетов плоскоовальных ребристых труб и круглых труб с винтовым приварным оребрением максимально возможной высоты с одинаковыми длинами периметров поперечных сечений несущих труб показало, что пакеты плоскоовальных ребристых труб имеют на 20–30 % большую интенсивность теплоотдачи (т. е. Nu или α), несмотря на то, что их коэффициент оребрения почти в 1,5 раза больше, чем у сопоставляемых с ними круглых оребренных труб, что в соответствии с [8] должно было бы привести к снижению интенсивности теплоотдачи. Кроме того, вследствие отсутствия оребрения на лобовых частях плоскоовальных труб нет условий для образования там мощных подковообразных вихрей, характерных для

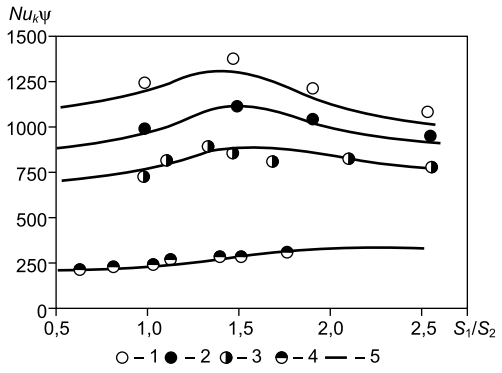
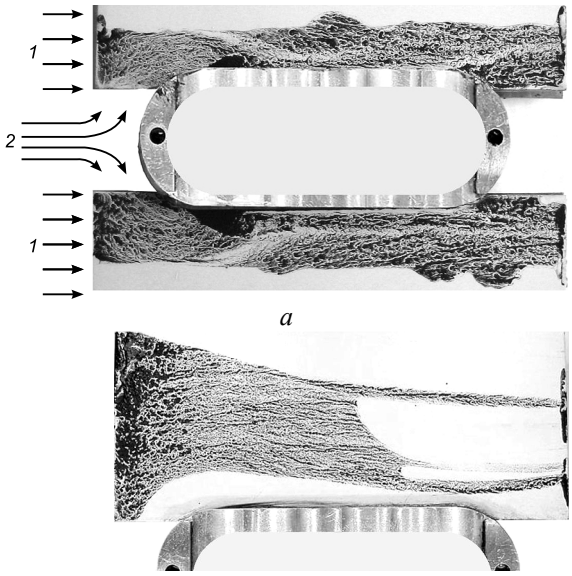


Рис. 3.20. Зависимость теплоотдачи шахматных пакетов плоскоовальных труб с неполным оребрением при Re = 7000:
1 – ψ = 21,5; *2* – ψ = 18,55; *3* – ψ = 17,7; *4* – ψ = 5,3 (данные [4]); *5* – расчетная кривая.



а

б

Рис. 3.21. Визуализация течения на поверхности ребер плоскоовальных труб при $\mathrm{Re} \approx 2 \cdot 10^4$:
а – саже-керосиновая взвесь наносилась только на прикорневую область ребра; *б* – взвесь наносилась только на узкую область вдоль передней кромки ребра.

картины обтекания круглых оребренных труб промышленных типоразмеров ($h/d \le 0{,}4$) [3], что также можно было бы рассматривать как фактор снижения интенсивности теплоотдачи плоскооребренных труб. Тем не менее отмеченный относительно высокий уровень интенсивности теплоотдачи плоскоовальных оребренных труб можно объяснить существенной турбулизацией потока в межреберном пространстве (см. рис. 3.21).

Пересекающиеся подпотоки образуют интенсивные вихревые структуры в виде вихревых жгутов, которые развиваются вдоль прикорневой части ребра. Трехмерность и турбулизация течения усиливаются благодаря наложению этих структур на пограничные слои, формирующиеся на плоских боковых поверхностях несущей трубы после отрыва и присоединения потока в передней ее части с образованием отрывных пузырей. Последние видны на рис. 3.21, *а* как темные пятна за местами сопряжения передней скругленной и плоских боковых участков профиля. Турбулизации способствует также срыв потока с относительно протяженных передних и внутренних боковых острых кромок ребер. Наконец, существенную роль в повышении интенсивности теплоотдачи играет то, что на поверхности ребер плоскоовальных труб отсутствуют участки, находящиеся в зоне аэродинамической тени.

При выполнении инженерных расчетов теплообменных устройств определение коэффициента теплопередачи K осуществляется с использованием приведенного коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{пр}}$, который связан с конвективным коэффициентом теплоотдачи α через коэффициент эффективности ребра E известным соотношением

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha\left(\frac{H_f}{H}E + \frac{H_t}{H}\right), \qquad (2)$$

где H_f – площадь поверхности ребер; H_t – площадь поверхности несущей трубы, не занятой ребрами; H – общая площадь теплоотдающей поверхности ребристых труб.

Для расчета коэффициента эффективности ребер плоскоовальных труб использован приближенный подход Т. Шмидта [9], основанный на замене

ребра сложной формы эквивалентным по эффективности условным прямым прямоугольным ребром высотой $h_{экв}$ и использовании для определения E простой формулы

$$E = th(\beta h_{экв}) / \beta h_{экв}, \quad (3)$$

где $\beta = \sqrt{2\alpha / \delta\lambda}$ – параметр ребра; λ – коэффициент теплопроводности материала ребра; δ – толщина ребра.

В результате выполненных исследований с учетом относительной длины линии контакта ребра $L = l_{cont}/l$ получено следующее соотношение для определения $h_{экв}$

$$h_{экв} = h\left[1 + b(1+2L)\ln\left(\frac{1}{L}\right)\right], \quad (4)$$

где b – опытная постоянная; h – высота ребра.

Его рекомендуется использовать в области значений относительной длины линии контакта $0{,}4 < L < 1{,}0$. При этом погрешность определения E не превышает ±6,5 %.

Аэродинамическое сопротивление пакетов плоскоовальных труб с неполным оребрением исследовалось для тех же 20 шахматных и 12 коридорных пакетов труб, которые использовались при исследованиях теплообмена. Аэродинамические эксперименты проводились в изотермических условиях, при этом потери давления ΔP определялись по разнице статических напоров до и после пакетов с учетом потерь на трение и местное сопротивление участка проточной части стенда, расположенного между точками измерений. По значениям ΔP определялись числа Эйлера, отнесенные к одному поперечному ряду $Eu_0 = \Delta P/\rho U^2 z_2$.

Скорости потока соответствовали диапазону чисел Рейнольдса $\mathrm{Re} = 3 \cdot 10^3 \ldots 20 \cdot 10^3$, в которых в качестве определяющего размера принималась величина d_1.

Обработка опытных данных показала, что они хорошо аппроксимируются степенными зависимостями вида

$$Eu_0 = C'_z C_r \mathrm{Re}^{-n}, \quad (5)$$

где $C_r = f(\psi; S_1/S_2)$, $n = f(\psi; S_1/S_2)$, т. е. и в данном случае, как и при исследованиях теплообмена, в качестве обобщенных параметров, учитывающих влияние на аэродинамическое сопротивление геометрии ребристых труб и шаговых характеристик пакетов обоих типов компоновки, можно использовать коэффициент оребрения ψ и отношение шагов S_1/S_2. Анализ экспериментальных результатов с использованием этих переменных обнаруживает своеобразное проявление аналогии Рейнольдса: зависимости $Eu_0 = f(\psi; S_1/S_2)$, $\psi = \mathrm{const}$, как и зависимости $Nu = f(\psi; S_1/S_2)$, $\psi = \mathrm{const}$ в пределах исследованных диапазонов геометрических характеристик, имеют экстремальный характер только для шахматных пакетов (рис. 3.22), в то время как аналогичные зависимости для коридорных компоновок носят монотонный ниспадающий характер. В обоих случаях уменьшение коэффициента оребрения приводит к снижению аэродинамического сопротивления.

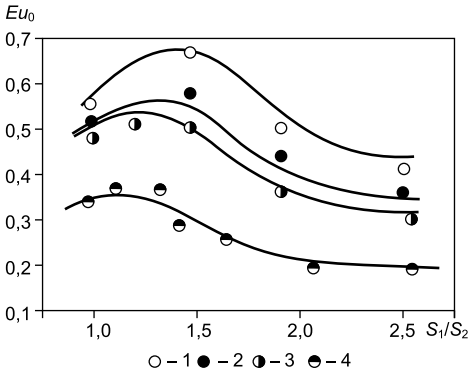


Рис. 3.22. Зависимости $Eu_0 = f(\psi; S_1/S_2)$, ψ = const, при Re = 7000 для шахматных пакетов плоскоовальных труб с неполным оребрением:
1 – ψ = 21,5; *2* – ψ = 18,47; *3* – ψ = 17,68; *4* – ψ = 15,16.

При исследовании влияния числа поперечных рядов труб z_2 в пакетах на их аэродинамическое сопротивление, которое учитывается в уравнении (5) поправкой C_z', было обнаружено, что для шахматных компоновок плоскоовальных труб с неполным оребрением такое влияние отсутствует ($C_z' = 1$ при $z_2 \geq 1$). В то же время зависимость $C_z' = f(z_2)$ для коридорных пакетов имеет качественно схожий характер с аналогичными зависимостями для круглых оребренных труб, хотя выражена она несколько слабее.

Сопоставление экспериментальных данных по аэродинамическому сопротивлению пакетов плоскоовальных труб с неполным оребрением и круглых труб с приварным винтовым оребрением, имеющих такой же периметр поперечного сечения несущих труб и максимальную технологически возможную высоту ребра, выполненное для наиболее часто встречающихся плотных компоновках пакетов ($S_1/S_2 \approx 1{,}1 \div 1{,}4$) при $S_1 = idem$; $S_2 = idem$, показало, что безразмерные характеристики аэродинамического сопротивления (Eu_0) практически совпадают. Это можно объяснить тем, что сравниваемые пакеты имеют близкие значения приведенной длины развитой поверхности H/F [9] и эквивалентного диаметра живого сечения d_e, равенство которых, в соответствии с выводами работы [10], является необходимым условием идентичности безразмерных характеристик аэродинамического сопротивления. Однако, если перейти к анализу по интегральным характеристикам (ΔP, G), то картина существенно изменяется не в пользу круглых ребристых труб. Так как при проектировании реальных теплообменников обычно задаются фиксированный расход наружного теплоносителя и размеры поперечного сечения газохода, то ввиду значительно большего миделевого сечения круглых ребристых труб (рис. 3.23) скорость в живом сечении газохода и потери давления в одном поперечном ряду в этом случае существенно выше, чем в случае использования плоскоовальных труб с неполным оребрением.

Помимо этого следует отметить, что реально используемые в промышленности круглые оребренные трубы из-за технологических ограничений на шаг и высоту ребер имеют в 1,5–2,0 раза меньшую теплообменную поверхность, чем соответствующие ребристые плоскоовальные трубы. Поэтому теплообменники из круглых ребристых труб, как правило, имеют примерно во столько же раз большее число поперечных рядов труб z_2 при заданной тепловой мощности устройства. В итоге, с учетом того, что перепад давлений в пакетах поперечнообтекаемых труб линейно зависит от величины z_2, переход от круглых к плоскоовальным ребристым трубам приводит к двух-трех кратному снижению аэродинамического сопротивления теплообменных устройств. Это обстоятельство

открывает возможности для интенсификации теплообмена в них путем повышения скорости наружного теплоносителя.

Решение задачи минимизации массы и габаритов теплообменного устройства непосредственно связано с выбором оптимальных геометрических характеристик оребрения h, t, δ, l, масса которого в основном определяет массу одного погонного метра плоскоовальной трубы с неполным оребрением. При этом во внимание должны приниматься следующие соображения:

– минимальная толщина ребер должна составлять $\delta = 0{,}7 \div 0{,}8$ мм прежде всего из-за необходимости обеспечения их механической устойчивости при прижатии к трубе в процессе контактной сварки;

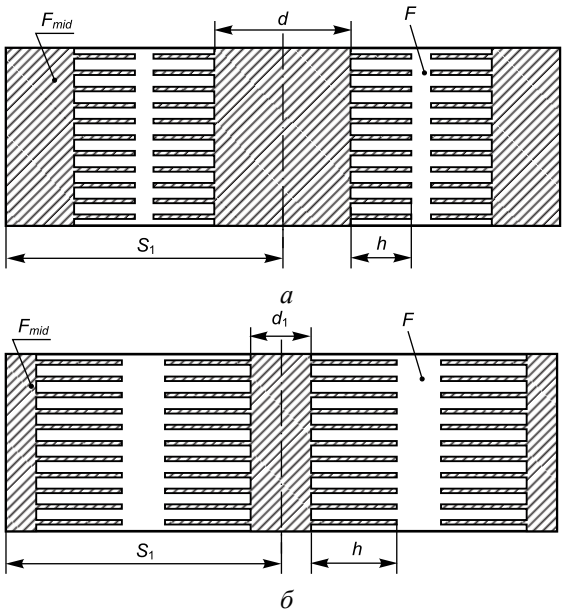


Рис. 3.23. Сравнение характерных сечений пакетов плоскоовальных труб с неполным оребрением ($d_1 = 15$ мм; $d_2 = 42$ мм; $h = 23$ мм) – ($а$) и круглых труб с винтовым приварным оребрением ($d = 32$ мм; $h = 14$ мм) – ($б$) при $S_1 = 65$ мм.

– компактность теплообменного устройства напрямую связана с обеспечением минимального шага ребер t, который в условиях используемой технологии приварки ограничен размерами элементов электрода и составляет $t = 3{,}4$ мм.

Относительно свободными для варьирования являются длина ребра l и его высота h. Они схожим образом влияют на теплопередающую способность ребристой трубы – их увеличение приводит к росту площади теплообменной поверхности H, и в то же время, к снижению коэффициента эффективности ребра E при прочих равных условиях. Эти противоречивые тенденции свидетельствуют о существовании оптимальных значений параметров l и h. Оценивая возможности варьирования каждого из них, следует отметить, что более свободным является параметр h, поскольку длина ребра l связана с продольным размером d_2 несущей трубы и регламентируемой сортаментом шириной стальной ленты, из которой нарезаются прямоугольные заготовки для ребер. Поэтому, выбрав размеры несущей трубы (d_1; d_2) и привязав к ним длину ребра l, можно оценить оптимальное значение его высоты.

Для определения оптимальной высоты ребер плоскоовальных труб получено следующее приближенное соотношение

$$h_y = \frac{2}{\beta C_L} = \frac{2}{\beta\left[1 + b(1+2L)\ln\left(\frac{1}{L}\right)\right]}. \qquad (6)$$

Это равенство является оптимальным практически для всего диапазона варьирования скорости потока, который диктуется заданными режимами эксплуатации теплообменного оборудования.

На основе плоскоовальных труб с неполным оребрением была разработана модульная бескаркасная конструкция теплообменника, которая отличается простотой, технологичностью, высокой компактностью, относительно низкими металлоемкостью (общей длиной труб поверхностей нагрева) и аэродинамическим сопротивлением. Диапазон тепловых мощностей разработанных теплообменных устройств составляет от десятков киловатт до нескольких мегаватт. Наибольшее распространение они получили в качестве утилизаторов теплоты уходящих газов водогрейных котлов теплопроизводительностью 1,5–35,0 МВт (рис. 3.24, табл. 3.9). Высокая компактность позволяет устанавливать утилизаторы из плоскоовальных ребристых труб в стесненных помещениях существующих котельных, а низкое аэродинамическое сопротивление не требует установки дополнительных либо более мощных тяго-дутьевых устройств.

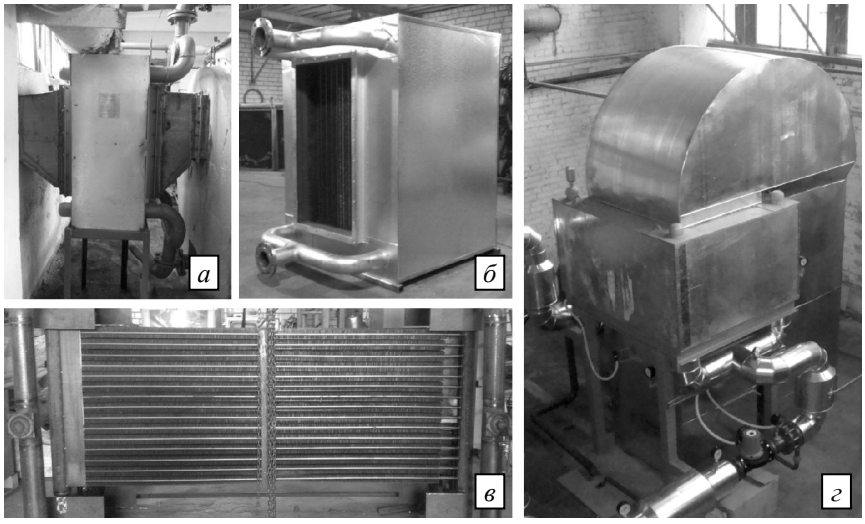


Рис. 3.24. Теплообменники-утилизаторы для водогрейных котлов:
а – экономайзер тепловой мощностью Q = 51 кВт для котла ВК-21; *б* – экономайзер Q = 335 кВт для котла КВГ-6,5; *в* – экономайзер с Q = 1400 кВт (трубная часть) для котла ПТВМ-30М (см. табл. 3.9); *г* – экономайзер с Q = 490 кВт для котла ТВГ-8М.

Плоскоовальные ребристые трубы могут изготавливаться из нержавеющих сталей, а также из углеродистых сталей с антикоррозионным покрытием, поэтому весьма заманчиво их применение в условиях глубокого охлаждения продуктов сгорания с конденсацией водяных паров на поверхностях нагрева. При установке таких поверхностей в вертикальных газоходах в нисходящем потоке продуктов сгорания, благодаря удобообтекаемой форме плоскоовальных труб и возможности эксплуатации при повышенных скоростях дымовых газов, создаются благоприятные условия для снижения толщины пленки кон-

денсата и его интенсивного удаления с поверхностей прямых ребер и вытянутой по потоку несущей трубы, что приводит к существенному снижению термического сопротивления теплоотдачи.

Таблица 3.9

Характеристики утилизаторов из плоскоовальных труб с неполным оребрением

Показатель	Водогрейные котлы				Паровой котел Standart Kessel HD0101-11	Газопоршневая машина FG Wilson-1000
	ВК-21	КВГ-6,5	ТВГ-8М	ПТВМ-30М		
Тепловая мощность утилизатора, КВт	51	335	490	1400	410	685
Скорость газов в пакете ребристых труб, м/с	7,3	10,8	11,7	17,3	9,0	9,2
Аэродинамическое сопротивление, Па	120	310	270	370	168	250
Размеры проточной части теплообменника, м:						
– ширина	0,33	0,57	0,75	2,10	0,57	0,39
– высота	0,55	1,10	1,10	0,93	1,10	1,10
– глубина по ходу газов	0,39	0,95	0,75	0,55	0,75	1,04
Общая длина ребристых труб, м	16,5	99,0	105,6	189,0	79,2	72,0
Общая масса ребристых труб, кг	77,5	466	497	890	372,2	332,3

Отмеченные аэродинамические особенности плоскоовальных труб с неполным оребрением позволяют надеяться на их успешное применение и в условиях запыленных потоков. Так как при обтекании ребристых труб отложение твердых частиц, в основном, локализуются в кормовой вихревой зоне (зоне аэродинамической тени), которая у плоскоовальных труб с неполным оребрением гораздо меньше, чем у соответствующих круглых ребристых труб, то уровень загрязнения поверхности предлагаемых труб должен быть значительно меньшим. Снижению уровня загрязнения способствует также отсутствие ребер в зоне аэродинамической тени и наличие эффекта самоочистки при повышенных скоростях продуктов сгорания.

Перспективным является применение теплообменных поверхностей из плоскоовальных труб с неполным оребрением в конструкциях утилизаторов, устанавливаемых в выхлопных трактах газотурбинных установок и двигателей внутреннего сгорания, то есть в случаях, когда аэродинамическое сопротивление выхлопного тракта существенно сказывается на КПД энергетической установки, а значит, и на расходе топлива. Имеется опыт установки водяного экономайзера из плоскоовальных труб с неполным оребрением в выхлопном тракте газопоршневой когенерационной установки FG Wilson-1000 электрической мощностью

1 МВт (табл. 3.9) вместо вышедшего из строя штатного газотрубного двухходового теплообменника. Аэродинамическое сопротивление выхлопного тракта при этом уменьшилось с 2800 Па до 250 Па, что позволило дополнительно экономить 10–12 кубических метров природного газа в час. Разработаны проекты утилизаторов для газотурбинных установок ГТК-10 и НК-16 СТ газотранспортной системы Украины, которые также отличаются высокой компактностью и относительно низким аэродинамическим сопротивлением.

Котлы-утилизаторы для газовых двигателей принципиально разделяются на два типа – водотрубные и жаротрубные, в зависимости от того, какой теплоноситель движется в трубах. Конструктивные схемы котлов-утилизаторов были рассмотрены ранее в части 2 настоящего справочного пособия. Простейшая конструкция теплообменника для выхлопных газов представляет собой прямоугольную сварную конструкцию, содержащую перепускную газовую заслонку с механизмами вращения оси, теплообменную секцию из трубных оребренных пучков и водяной камерой с присоединительными фланцами, байпасный газоход. Для осмотра без разборки в конструкции предусмотрены смотровые люки. Перепускная газовая заслонка предназначена для перераспределения потока газа между теплообменной секцией и обводным байпасным газоходом. Технические данные газоводяного теплообменника (ГВТ) для газового двигателя мощностью 500 кВт представлены в табл. 3.10.

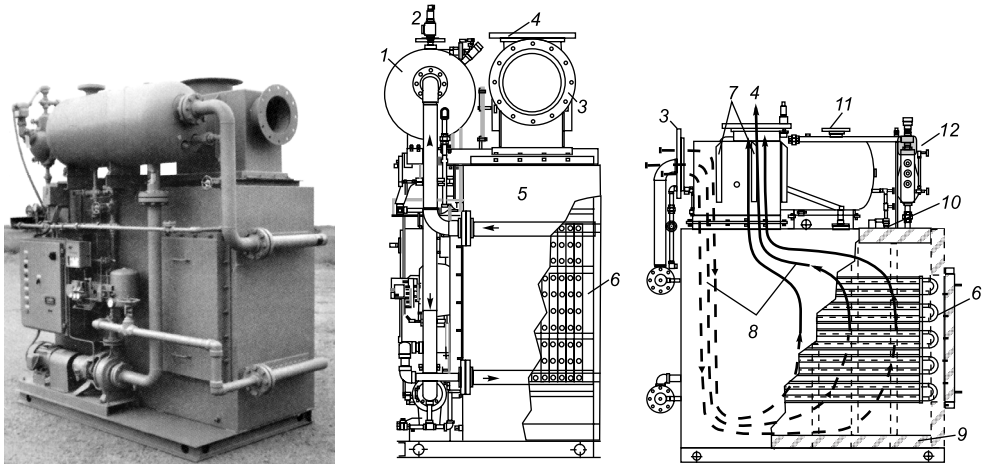
Таблица 3.10

Основные технические характеристики ГВТ для газового двигателя мощностью 500 кВт

Показатель	Величина
Теплопроизводительность, кВт	280
Рабочая среда: в трубках в межтрубном пространстве	 Вода, антифриз Газ выхлопной
Температура воды на выходе из ГВТ, °С	95
Давление воды, не более, МПа	0,6
Расход выхлопных газов, т/ч	3,4
Температура выхлопных газов на входе в ГВТ, °С	450
Давление газа, не более, МПа	0,2
Аэродинамическое сопротивление ГВТ и его обвязки по газовому тракту, не более, кПа	4

Компанией Cain Industries (США) для установки на выхлопе газовых и дизельных двигателей разработаны теплоутилизирующие глушители-генераторы пара (ESG), тепловой мощностью 0,4–7,0 МВт, водогрейные утилизаторы-глушители радиальные (HRSR), тепловой мощностью 0,2–6,0 МВт, U-трубные водогрейные утилизаторы-глушители (UTR), тепловой мощностью 0,2–10,0 МВт и другое теплообменное оборудование. Указанные теплообменные модули снижают уровень шума выхлопа двигателей на 15–25 дБА. Типичный парогене-

ратор-утилизатор ESG, внешний вид которого, расположение греющих поверхностей и схемы движения газового потока показаны на рис. 3.25, имеет мощность от 15 до 375 кВт и рабочее давление до 3,1 МПа. Эта модель рассчитана на температуру выхлопных газов от 315 до 870 °С при расходе от 473 до 23 600 м^3/ч. Блок утилизатора ESG имеет три секции: оребренные (плавниковые) трубы, паровой барабан и систему байпасирования по выхлопным газам. Утилизатор имеет принудительную систему циркуляции с водяным насосом.



а *б* *в*

Рис. 3.25. Типовой модуль парового утилизатора-глушителя модели ESG для совместной работы с поршневыми двигателями мощностью до 375 кВт:
а – внешний вид; *б* – вид спереди; *в* – схема течения выхлопных газов в тракте КУ при полной нагрузке; *1* – паровой барабан; *2* – клапан безопасности; *3* – подвод выхлопных газов; *4* – выход выхлопных газов; *5* – стальная обшивка; *6* – испарительная секция из оребренных труб; *7* – управляемые заслонки байпаса; *8* – траектория дымовых газов при полной нагрузке КУ; *9* – термоизоляция; *10* – сброс солей продувки барабана; *11* – выход пара; *12* – контроль уровня воды.

В табл. 3.11 приведены характеристики паровых котлов-утилизаторов серии ESG1, генерирующих насыщенный пар при утилизации теплоты выхлопных газов газопоршневых двигателей трех известных фирм.

Такие когенерационные системы с тремя-четырьмя двигателями эксплуатируются в госпиталях городов Вашингтона и Чикаго и на водоочистной станции в штате Онтарио. Общий вид оборудования мини-ТЭЦ госпиталя показан на рис. 3.26. В котельной госпиталя установлено четыре двигателя JMS-320, каждый из которых снабжен глушителем-парогенератором серии ESG1-616 B19CSS паропроизводительностью около 1 т/ч при давлении насыщенного пара 0,62 МПа. В котел направляются выхлопные газы в количестве 2498 нм^3/ч при температуре 525 °С, температура газов на выходе из котла составляет 200 °С.

Компания Fairbanks Morse Engine поставила три 12-цилиндровые ГПД мощностью по 3,16 МВт при 900 об/мин для когенерационной станции на заводе авиационных конструкций Goodrich (США). В качестве теплоутилизационного оборудования компания Engineering Controls поставила три котла утилизато-

ра/глушителя шума выхлопных газов производительностью 16,7 м^3/ч горячей воды для подогрева технологической воды от 110 °С до 135 °С. Общий вид установки с водогрейным глушителем-утилизатором показан на рис. 3.27.

Таблица 3.11

Характеристики некоторых моделей котлов-утилизаторов серии ESG1 при работе с газопоршневыми двигателями

Тип КУ	Модель ГПД	Мощность ГПД, МВт	Температура выхлопных газов, °С		Расход выхлопных газов, нм^3/мин	Паропроизводительность, т/ч	Давление пара, МПа
			на входе	на выходе			
ESG1-620 D18CSS	–	1,7	590	220	146,0	1,06	1,03
ESG1-616 B19CSS	JMS-320	0,9	525	200	70,0	0,85	0,62
ESG1-A12 D18CSS	CAT 3516	0,8	410	173	66,7	0,58	0,90
ESG1-616 B18CSS	Waukesha 3516	1,1	613	226	67,0	1,00	0,90

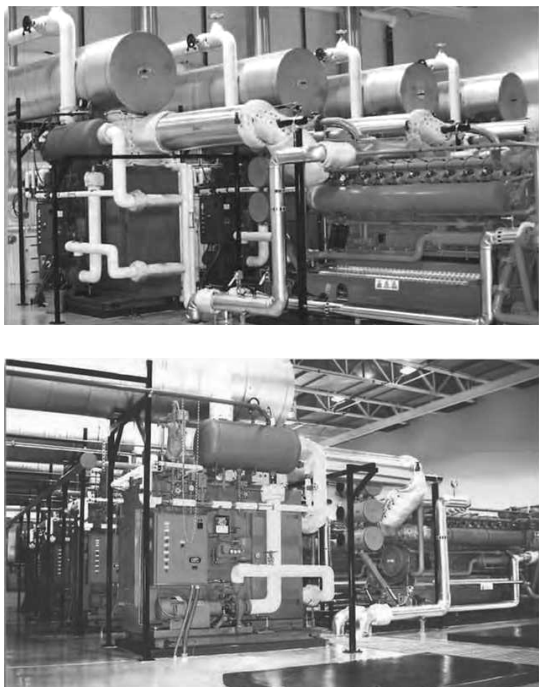


Рис. 3.26. Общий вид глушителей-парогенераторов фирмы Cain Industries, установленных на выхлопе ГПД JMS-320 мощностью 900 кВт.

Водогрейные котлы-утилизаторы (теплообменники-глушители) серии HRSR включают 75 типоразмеров для применения на двигателях мощностью от 0,2 до 4 МВт. Они устанавливаются рядом с двигателем и имеют верхний подвод выхлопных газов. Эти устройства содержат однорядную трубную (с плавниками) нагреваемую поверхность, систему байпасирования по выхлопным газам, теплообменник однорядной трубной конструкции, проемы с крышками для доступа к поверхностям нагрева, внутреннюю обшивку из листовой нержавеющей стали и жесткую внешнюю обечайку, между которыми заложена теплоизоляция. Для выхлопа дизелей котел снабжен сажесдувателями, которые автоматически включаются для очистки теплообменных поверхностей через определенные интервалы времени.

Для двигателей мощностью до 2 МВт разработаны теплообменные (водогрейные) модули UTR, особенностью которых является прямоугольная конфигурация, высокие расходы жидкости и повышенные уровни теплопередачи. Теплообменные поверхности выполнены из оребренных (типа плавников) труб из нержавеющей или обычной углеродистой стали. Плотность установки плавников – 3 шт./см. И плавниковые трубы, и ядро всей сборки можно устанавливать и удалять, не нарушая герметичность газового тракта. В жесткой наружной обечайке имеются съемные крышки для обслуживания. Другими особенностями конструкции являются: запрессованные в коллектор трубы; подводящий коллектор и внешний байпас выхлопных газов можно использовать для регулирования выходной температуры пара.

Рис. 3.27. Общий вид когенерационной установки с глушителем-утилизатором компании Engineering Controls.

Особенностью выхлопных газов ГПД как теплоносителя является весьма малое содержание в них кислорода, поэтому для форсирования тепловой мощности котлов-утилизаторов используются горелочные устройства с принудительной подачей свежего воздуха для дополнительного сжигания топлива. В качестве примера дадим описание жаротрубных котлов-утилизаторов (как паровых, так и водогрейных), предлагаемых фирмой Viessmann.

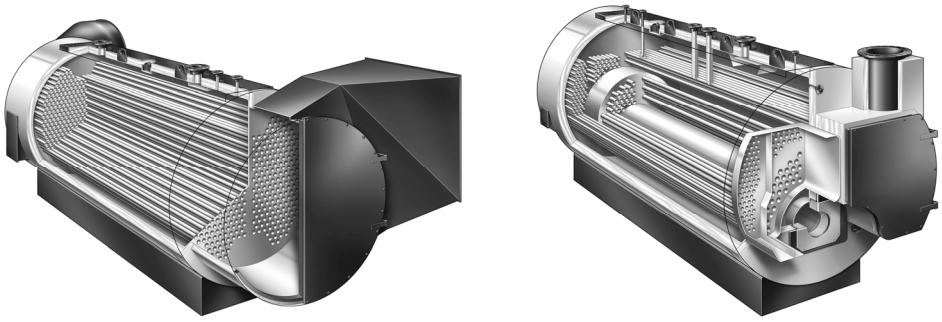
Котлы-утилизаторы Viessmann сконструированы по принципу жаротрубных котлов – охлаждаемые газы движутся в трубах, а котловая вода находится в межтрубном пространстве. Для водогрейных котлов-утилизаторов применяется противоточный режим течения теплоносителей. Обычно подвод выхлопных газов ГПД осуществляется в передней, а отвод в задней части котла (одноходовая конструкция). В случае, если расчетная длина котла-утилизатора по отношению к его диаметру получается слишком большой, котел выполняется двухходовым. В этом случае вход и выход дымовых газов будут располагаться с одной стороны котла. Такое исполнение часто находит применение при небольших объемных расходах дымовых газов и их низких температурах. В традиционных жаротрубных котлах (оборудованных горелочным устройством) тракт дымовых газов выполняется трехходовым. Развитие горящего факела происходит в жаровой трубе большого диаметра, а после поворотной камеры поток дымовых газов последовательно проходит через пучки дымогарных труб второго и третьего хода.

По рабочим параметрам котлы-утилизаторы подразделяются на:

1) котлы низких параметров – низкотемпературные водогрейные котлы с максимальной температурой нагрева теплоносителя до 115 °С и паровые котлы низкого давления с максимально допустимым давлением до 0,7 МПа;

2) котлы высоких параметров – высокотемпературные водогрейные котлы с максимальной температурой нагрева теплоносителя до 205 °С и паровые котлы высокого давления с максимально допустимым давлением до 2,5 МПа.

Жаротрубные котлы-утилизаторы фирмы Viessmann имеют два принципиальных исполнения: котлы-утилизаторы без дополнительной горелки, имеющие только утилизационную часть, и котлы-утилизаторы с горелкой – традиционный котел с горелкой, имеющий дополнительный тракт утилизации. Выбор исполнения котла зависит от конкретных условий применения и пожеланий заказчика. Конструкции одноходового водогрейного КУ и трехходового парового КУ с горелочным устройством и двумя утилизационными трактами показаны на рис. 3.28.



а *б*

Рис. 3.28. Вид на трубные поверхности одноходового водогрейного КУ (*а*) и трехходового парового КУ с горелочным устройством (*б*).

При малых расходах выхлопных газов к одному котлу-утилизатору может быть подключено два газопоршневых двигателя. Это позволяет уменьшить пространство для монтажа оборудования и упрощает оснащение и обвязку котла. Утилизационные тракты котла при этом остаются независимыми, чтобы исключить их взаимное влияние друг на друга. Дополнительной возможностью уменьшения капитальных затрат и упрощения теплоутилизационного оборудования является также совмещение функций парового или водогрейного котла с утилизацией тепла выхлопных газов. Для этого трехходовой жаротрубный котел оснащается одним или двумя трактами утилизации. При этом горелочный и утилизационный тракт остаются независимыми.

В местах подвода и отвода газов котел имеет камеры распределения и сбора газов, в которых также располагаются дверцы и лючки для очистки утилизационного тракта. Для снижения потерь тепла котел имеет тепловую изоляцию из минеральной ваты толщиной 120 мм и обшивку из тонкой листовой стали. Для тепловой изоляции дверец и люков тракта дымовых газов котла применяется тепловая изоляция «Kadur» на основе стеклокерамических волокон, для которой характерны устойчивость к высоким температурам, малый вес, долговечность, высокое сопротивление теплопередачи, экологическая чистота. Корпус котла располагается, на опорной раме, распределяющей равномерно нагрузки на фундамент.

В табл. 3.12 приводятся возможные технические параметры котлов-утилизаторов. Точные технические параметры конкретных паровых и водогрейных котлов-утилизаторов определяются индивидуально для каждой когенерационной установки. Котлы-утилизаторы комплектуется всем необходимым вспомогательным оборудованием, устройствами управления и безопасности.

Таблица 3.12

Технические характеристики котлов-утилизаторов Viessmann

Показатель	Котел-утилизатор без горелки	Котел-утилизатор с горелкой
Тип котла	Паровой/водогрейный	
Макс. допустимое давление по воде, МПа	2,5	
Макс. допустимая температура котловой воды, °С	205	
Доля мощности утилизации по отношению к макс. мощности котла, %	100	10–30
Мин. объемный расход выхлопных газов двигателя, $нм^3/ч$	5 000	1 000
Макс. объемный расход выхлопных газов двигателя (от одного или двух ГПД), $нм^3/ч$	80 000	10 000
Максимальная температура выхлопных газов, °С	600	

Примечание. Рекомендуется использование отходящих газов установок, работающих на природном газе и дизельном топливе. Другие виды топлива (мазут, животные жиры, твердое топливо) или дымовые газы с содержанием специфических примесей – по запросу.

Подробнее опишем жаротрубный трехходовой паровой котел высокого давления, со встроенным утилизационным трактом дымовых газов и дополнительным сжиганием топлива (рис. 3.28, *б*). Сжигание топлива происходит в камере сгорания (жаровой трубе диаметром 975 мм). В задней части жаровой трубы находится водоохлаждаемая поворотная камера, из которой дымовые газы направляются во второй газоход. В передней поворотной камере дымовые газы направляются в третий газоход и дальше в камеру сбора дымовых газов в задней части котла. Дымогарные трубы второго и третьего ходов имеют диаметр 76,1×4,0 мм. Выхлопные газы двигателя поступают в отдельный газоход в передней части котла с температурой 430 °С, а отводятся через камеру сбора дымовых газов в задней его части с температурой 254 °С. Газоходы горелочной и утилизационной части котла разделены, поэтому возможны такие варианты работы установки: работа с горелкой без утилизационной части; работа утилизационной части без горелки; совместная работа горелки и утилизационной части. Технические характеристики котла приведены в табл. 3.13.

Котел оснащается экономайзером для нагрева питательной воды со следующими характеристиками: охлаждение дымовых газов от 245 °С до 150 °С, нагрев питательной воды от 102 °С до 163 °С; тепловая мощность 340 кВт,

теплообменная поверхность оребренных труб 190 м^2, водяной объем труб 152 л, допустимая температура газов – 300 °С.

Таблица 3.13

Основные технические параметры котла-утилизатора Vitomax 200 RS

Показатель	Величина
Макс. паропроизводительность без экономайзера, т/ч: – горелочный тракт – утилизационный тракт	4,48 4,00 0,48
Макс. паропроизводительность с экономайзером, т/ч: – горелочный тракт – утилизационный тракт	4,80 4,25 0,55
Макс. допустимое избыточное рабочее давление, МПа	1,6
Макс. температура выхлопных газов на входе в котел, °С	430
Общая поверхность нагрева, м^2: – горелочный тракт – утилизационный тракт	150 95 55
Масса котла (сухая), т	15
Объем котловой воды до отметки нижнего уровня, л	13300
Объем парового пространства от отметки нижнего уровня, л	2400
Объем котла по тракту дымовых газов, м^3: – горелочный тракт – утилизационный тракт	 6,5 1,5
Габариты котла без надстроенных элементов, м	5,81×3,075×2,665
Вход дымовых газов по утилизационной части, мм	$Д_{нар}$ = 510
Выход дымовых газов по утилизационной части, мм	$Д_{нар}$ = 510
Выход дымовых газов по горелочной части, мм	$Д_{нар}$ = 510
Рабочее избыточное давление, МПа	1,3
Температура питательной воды перед экономайзером, °С	102
Максимально-допустимая рабочая температура, °С	204
Горелочная часть (без экономайзера): Тепловая мощность горелки, МВт Объемный расход продуктов сгорания, нм^3/ч Температура продуктов сгорания, °С Аэродинамическое сопротивление котла, Па	 2,95 3,625 (при 5 % O_2, топливо – природный газ) 255 970
Утилизационная часть (без экономайзера): Передаваемая тепловая мощность, МВт Объемный расход продуктов сгорания, нм^3/ч Температура продуктов сгорания на входе, °С Температура продуктов сгорания на выходе, °С Аэродинамическое сопротивление утилизационной части, Па	 0,32 4490 430 245 600

На передней поворотной камере котла установлено две двери, с помощью которых можно проводить очистку жаровых труб второго и третьего газоходов. Очистка камеры сбора дымовых газов проводится через специальные люки в задней части котла. В передней части котла также имеется люк для доступа в камеру сгорания и поворотную камеру. На люке смонтирована специальная гляделка для контроля факела во время работы горелки. Для контроля поверхностей нагрева котла со стороны воды предусмотрены три лючка спереди и сзади, один люк сбоку и один лаз в верхней части котла. Котел оснащен горелкой, экономайзером, электрощитом, устройствами управления и безопасности по давлению, уровню и электропроводности котловой воды. Утилизационная часть котла должна включаться в работу только после достижения котлом рабочего давления.

Как правило, температура газов на выходе из котла при работе котла с максимальной мощностью примерно на 80–100 °С выше, чем средняя температура котловой воды. Поэтому котлы низких параметров имеют относительно низкую температуру уходящих газов и достаточно высокий тепловой КПД: до 92–94 % – для горелочной части и до 56–61 % – для утилизационной части. Котлы высоких параметров ввиду высоких температур котловой воды имеют меньший КПД: до 88–91 % – для горелочной части и до 44–50 % – для утилизационной части. В связи с этим котлы высоких параметров обязательно оснащаются экономайзерами для дополнительного снижения температуры уходящих газов. Применение экономайзеров неконденсационного типа позволяет повысить КПД утилизационной части до 68–78 %.

Блочно-модульные когенерационные станции и некоторые аспекты их эксплуатации

Многие фирмы-производители ГПД в качестве конечных продуктов предлагают на рынке не только модульные электростанции, но и блок-ТЭЦ на их основе полной заводской сборки с проведением всех необходимых испытаний и проверок, при этом возможны контейнерные варианты поставки для обоих продуктов. Свойственные оборудованию данного типа высокая мобильность, гибкость применения и экономическая эффективность позволяют обеспечивать гарантированное удовлетворение практически любых энергетических потребностей. Каждый модуль представляет собой вполне самодостаточную систему, смонтированную в защитном кожухе. Так, фирма Caterpillar поставляет блок-ТЭЦ типа CAT 190SP – CAT 2000SP с максимальной тепловой мощностью 2,8 МВт при Кит = 88,6 %. В комплектацию установки CAT 1000SP с описанным ранее двигатель-генератором G3516 TA входит: балансовый радиатор (или градирня); шкаф силовой части распределительного устройства 400В и шкаф системы управления; глушитель выхлопа; газовая трасса подключения топлива к двигателю с фланцем на внешней стенке контейнера; вентиляция внутреннего пространства контейнера; два циркуляционных электронасоса контуров охлаждения водяной рубашки и топливной смеси; теплообменник утилизации тепла водяной рубашки двигателя; котел-утилизатор теплоты выхлопных газов; фланцы подключений подачи воды и обратки, выведенные на внешнюю стенку контейнера.

Минимальная нагрузка установки при продолжительной работе рекомендуется не менее 50 % максимальной электрической мощности. Источником электрического тока является двухподшипниковый, синхронный бесщеточный генератор Caterpillar серий SR4 или SR4B на напряжении 400 В с КПД на расчетном режиме 96,8 %. Система управления оборудована интерфейсом пользователя с возможностями мониторинга и управления рабочими состояниями двигателя и процессами когенерации. Силовой шкаф содержит фидеры и автомат защиты с подключением шкафа распредустройства. Характеристики блок-ТЭЦ приведены в табл. 3.14.

Таблица 3.14

Характеристики блок-ТЭЦ типа CAT 1000SP

Показатель	Величина
Максимальная тепловая мощность, кВт	1325
Параметры теплоносителя (воды), вход/выход, °С	70/90
Температура воды на возврате, мин./макс., °С	30/70
Номинальный расход воды, кг/с	16,0
Максимальное рабочее давление, МПа	0,6
Объем воды в контуре, л	505
Потеря давления при номинальном расходе воды, кПа	40

В случае, когда тепло, отведенное от двигателя при постоянной максимальной электрической мощности, нельзя полностью использовать в контуре потребителя, водяной поток автоматически перепускается для охлаждения во внешних радиаторах. Установка также оборудована радиатором, обеспечивающим полный отвод тепла от контура охлаждения топливной смеси. Как указывалось, установка размещается в стандартном контейнере с шумопоглощающими стенками, оборудованном системами вентиляции и отвода выхлопных газов из котла-утилизатора. Объемы всасываемого воздуха для двигателя и выхлопных газов составляют при номинальной нагрузке 4390 и 4720 нм^3/ч (при температуре 150 °С) соответственно. Отведенная с вентиляцией теплота составляет 150 кВт, расход воздуха на вентиляцию – 35 тыс. нм^3/ч.

Некоторые производители газовых двигателей малой мощности выпускают пэкеджи мини-ТЭЦ заводской сборки, которые кроме подсоединения к сетям электро- и теплоснабжения и подачи топливного газа не требуют проведения монтажных работ на площадке эксплуатации. На рис. 3.29 представлен общий вид пэкеджа когенерационной установки фирмы Yanmar Diesel Engine с газопоршневым двигателем мощностью 300 кВт. Двигатель с циклом Миллера был разработан на основе экспериментальных исследований, результаты которых описаны в гл. 1. При сравнительно небольшой мощности двигатель-генератор имеет электрический КПД 34,2 %; тепловая мощность и расход потребляемого топливного (природного) газа составляет 877 кВт и 76 нм^3/ч соответственно. В установке утилизируется теплота рубашки охлаждения двигателя и его выхлопных газов. Тепловая мощность контура горячего водоснабжения (85 °С) составляет 252 кВт или 28,7 %

мощности расходуемого топлива. Когенерационная установка вырабатывает в котле-утилизаторе выхлопных газов также насыщенный водяной пар при давлении 0,78 МПа, при этом утилизируется 181 кВт тепловой мощности (20,6 % от мощности расходуемого топлива). Соответственно Кит этой когенерационной станции составляет 83,5 %. Благодаря установленным на газовыхлопе каталитическому конвертору эмиссия NO_x снижена до 40 ppm (при 0 % содержания O_2). Минимальная нагрузка при эксплуатации двигателя не должна быть меньше 150 кВт.

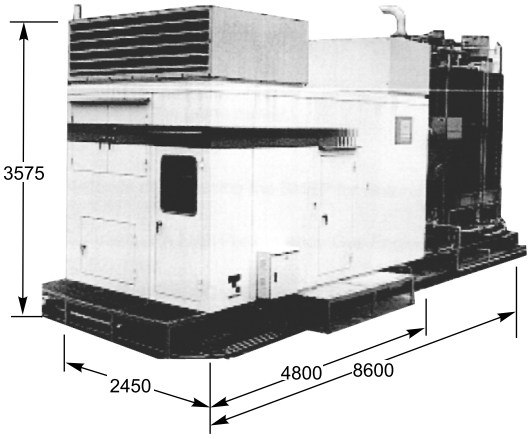


Рис. 3.29. Пэкедж когенерационной установки с газопоршневым двигателем цикла Миллера мощностью 300 кВт (эл.).

Оборудование фирмы Jenbacher

В программе производства фирмы Jenbacher находятся мини-ТЭЦ электрической мощностью от 299 до 2734 кВт и тепловой мощностью от 206 до 2859 кВт. На рис. 3.30 показана компоновка блок- ТЭЦ с двигателем JMS316 GS-NL электрической мощностью 736 кВт. Габаритные размеры блок-ТЭЦ: длина 5170 мм, ширина 2027 мм, высота 2027 мм, масса (сухая) 8,8 т.

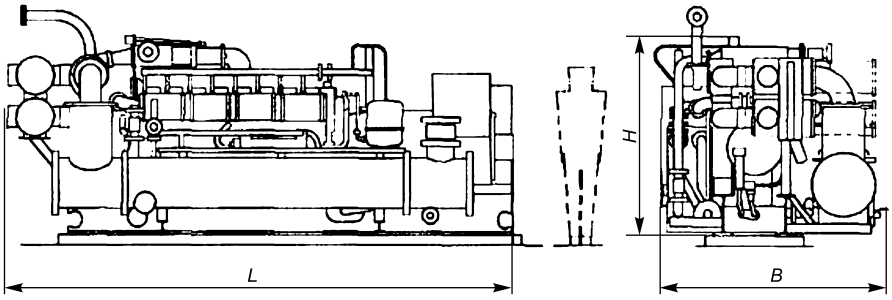


Рис. 3.30. Типовая компоновка блок-ТЭЦ фирмы Jenbacher.

Теплоэлектростанции с более мощными двигателями других серий размещаются в стандартном 12-метровом контейнере. Габаритные размеры блока теплоутилизации для двигателя JMS612 GS-NL электрической мощностью 1,46 МВт составляют: длина 4349 мм, ширина 1725 мм, высота 3960 мм.

Фирма Jenbacher AG поставляет целиком укомплектованную теплоэлектростанцию с очень высоким уровнем автоматизации, которая практически не требует контроля дежурного персонала. Система управления энергоустановками DiaNe (Dialog Networks) и программное обеспечение выполняют

координацию самых важных параметров работы мини-ТЭЦ, таких как: число оборотов, мощность, состав топливной смеси, контроль процесса горения; ведет безостановочный мониторинг состояния всех систем энергоустановки и проводит анализ их изменений. Например, на основании анализа данных о произведенной и потребленной электрической мощности, система управления запускает или останавливает двигатель, управляет силовыми выключателями генераторов, а также процессом синхронизации генераторов.

Характеристики мини-ТЭЦ на площадке эксплуатации. В 2002 г. в одном из санаториев ОАО Башкирэнерго была введена в промышленную эксплуатацию ГПД-ТЭЦ с использованием двух газопоршневых двигателей, одним из которых являлся JMC-320 GS компании Jenbacher электрической мощностью 1 МВт. Технические данные оборудования приведены во 2-й главе. Агрегаты компонуются в стандартных 12-метровых контейнерах, теплоутилизационный модуль смонтирован отдельно, рядом с контейнером. Система запуска электрическая – от аккумуляторных батарей, система зажигания электронная. К двигателю подводился природный газ с давлением не более 0,02 МПа. Температура воды на входе 70 °С; двигатель имеет байпас по выхлопным газам котла-утилизатора; установленный на крыше контейнера радиатор рассчитан на 60 % тепловой мощности установки. В системе охлаждения используется смесь этиленгликоля с водой в пропорции 50:50, предохраняющая контур от размораживания вплоть до температуры минус 35 °С. Теплотехнические показатели одного агрегата блок-ТЭЦ приведены в табл. 3.15 для режима номинальной электрической мощности.

Таблица 3.15

Технические данные агрегата блок-ТЭЦ с двигателем JMC-320 GS

Показатель	Величина
Мощность электрическая, кВт	973
Мощность тепловая, Гкал/ч	1,13
Расход топливного газа, $м^3$/ч	275
КПД эл., %	38,1
Расход масла (удельный), г/(кВт·ч)	0,3
Параметры теплоутилизирующего контура: – температура на входе/выходе, °С – расход циркуляционной воды, $м^3$/ч – давление воды в контуре, МПа	 70/90 56,5 0,7

ГПД-ТЭЦ имеет систему удаленного доступа DiaNe, которая позволяет дистанционно контролировать почти все доступные персоналу параметры агрегата, изменять электрическую мощность, просматривать архив аварийных событий. Пульт управления размещается отдельно от машинного отделения. Включение ГПА в тепловой контур существующей котельной выполнено параллельно эксплуатируемым котлам, что позволило обеспечить максимальную утилизацию вырабатываемого газопоршневыми агрегатами тепла. Котлы работают только в отопительный период и как пиковые в неотопительный.

Схема выдачи электрической мощности включает в себя: синхронный генератор напряжением 400 В, автоматический выключатель 0,4 кВ, повышающий трансформатор 0,4/10,0 кВ, выключатель 10 кВ существующего РП котельной и устройства синхронизации с электрической сетью. Синхронизация возможна как в автоматическом, так и в ручном режиме. Двигатель оборудован 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 проходит 50 с. Питание собственных нужд котельной подключено к общей сети перед клеммами выключателя генератора. Потребляемая мощность механизмов собственных нужд в режиме нулевого потребления тепла, т. е. при максимальной загрузке вентиляторов радиатора аварийного охлаждения ГПД, составляет около 40 кВт.

Сравнение данных пусконаладочных испытаний по электрическому КПД и выбросам NO_x и CO станции с заявленными фирмой-изготовителем приведены на рис. 3.31.

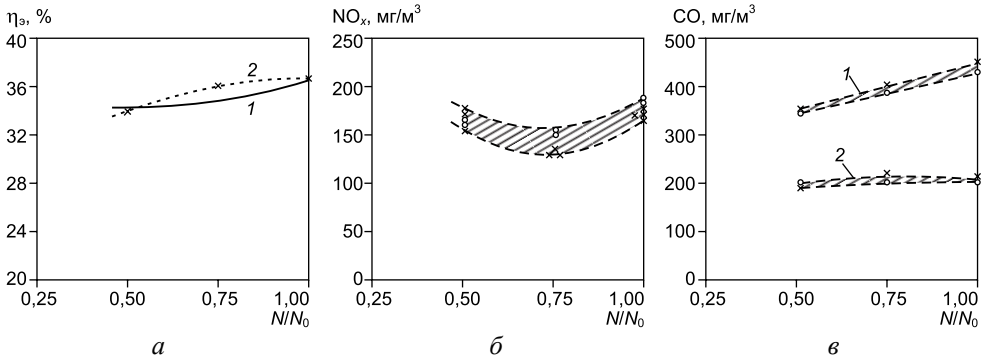


Рис. 3.31. Зависимости электрического КПД агрегата (*а*), выбросов NO_x (*б*) и CO (*в*) от нагрузки двигателя:
1 – по заявленным данным; *2* – по данным эксплуатационных испытаний.

На номинальной нагрузке данные по КПД совпадают, составляя 37–38 %; на частичных нагрузках данные испытаний оказались выше на 0,5–1,0 %. Общий КПД использования топлива (Кит) и удельные расходы топлива на отпущенную энергию зависят от режима потребления теплоты. В случае полного полезного использования тепловой мощности от ГПД Кит достигает 90 %.

Обратим внимание на 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 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/м^3 по NO_x и не более 650 мг/м^3 по CO. В пересчете на O_2 = 15 % (для сравнения с данными для ГТУ) это соответствует концентрациям 187,5 мг/м^3 по NO_x (что намного больше норм по ГОСТ для газовых турбин – 50 мг/м^3) и 244 мг/м^3 по CO.

Результаты измерений газоанализатором «Testo» эмиссии загрязняющих веществ приведенные к O_2 = 15 % показаны на рис. 3.31, *б, в;* отмечаются более низкие выбросы оксидов азота во всем диапазоне нагрузок: концентрации NO_x не превышали 175 мг/м^3 (на 7 % ниже норм TA-Luft), а минимальное значение 130 мг/м^3 достигалось при нагрузке 0,75 номинальной (рис. 3.31, *б*). Нетипичная зависимость оксидов азота от нагрузки объясняется влиянием системы малотоксичного сжигания LEANOX. По оксиду углерода показатели эмиссии были на уровне 180–210 мг/м^3 (на 15 % ниже стандарта TA-Luft), благодаря применению каталитической очистки выхлопных газов. Экологические и санитарные нормы по загазованности и уровню шума не превышаются. По оксиду углерода как расчетные, так и измеренные концентрации в воздухе пренебрежимо малы (менее 0,5 ПДК). Таким образом, подтверждается возможность безопасного размещения ГПД возле жилых домов, гостиниц, школ, стадионов, госпиталей и др., чему в ЕС имеется множество примеров.

5. ТРИГЕНЕРАЦИОННАЯ СТАНЦИЯ В СОЦИАЛЬНОЙ СФЕРЕ НА ОСНОВЕ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Одним из достоинств когенерационных схем является способность ГПД служить тепловым приводом для абсорбционных холодильных установок. Рациональное использование природного газа на всех режимах в результате комплексного производства электрической и тепловой энергии а также холода (тригенерация) помимо всего прочего существенно снижает эксплуатационные затраты, обеспечивая Кит на номинальной мощности оборудования на уровне 80–85 %. В летний период достаточно высокое значение этого параметра обеспечивается за счет использования утилизированной теплоты для охлаждения теплоносителя системы вентиляции зданий. Реализацию тепловых схем тригенерационных станций в объектах социальной сферы на основе ГПД рассмотрим на примерах энергоснабжения торгового комплекса и банковского здания. Целями проектов являлись экономия на стоимости энергии и снижение постоянных затрат как на производственные, так и на коммерческие нужды. Строительство автономной мини-ТЭС обеспечивает независимость от централизованных сетей, что дает возможность планомерно снижать себестоимость продукции.

Энергоцентр торгового комплекса в г. Набережные Челны (Россия), сооруженный в 2008 г., состоит из блок-ТЭЦ комплектной поставки с двумя газовыми двигателями G3516LE компании Caterpillar, пиковой котельной с двумя водогрейными котлами фирмы Buderus серии Logano SK725 и холодильной станции на основе абсорбционного холодильника 16JLR024 фирмы Carrier [11]. Основные технические данные оборудования приведены в табл. 3.16. Фрагмент общего вида когенерационно-холодильной станции аналогичного назначения приведен на рис. 3.32.

Основное и вспомогательное оборудование энергокомплекса имеет модульное исполнение в виде функционально взаимосвязанных энергетических блоков, что существенно сократило сроки монтажа на площадке эксплуатации. Система диспетчеризации и управления реализована на основе програм-

мируемых контроллеров, установленных на каждом объекте управления (ГПД, котельная, холодильная установка, низковольтное комплектное устройство, аварийный дизель-генератор) и соединенных между собой промышленным интерфейсом связи.

Таблица 3.16

Основные характеристики тригенерационной установки на базе ГПД G3516LE

Показатель	Величина
Электрическая мощность, МВт	2,06
Тепловая мощность двигателей, МВт	2,74
Тепловая мощность котельной, МВт	2,14
Общая теплопроизводительность, МВт	4,88
Холодопроизводительность станции, МВт	1,2
Расход газа, $м^3/ч$	320,5
Температура прямой/обратной воды, °С	100/70
Температура прямой/обратной воды холодоснабжения, °С	7/12
Выбросы NO_x/CO, $мг/м^3$	250/1231

Два газопоршневых блока поставлены в контейнерах в комплектации для параллельной работы нескольких энергоблоков на общую нагрузку; топливом является природный газ с давлением после регулятора 10–20 кПа. Технические данные и краткое описание этих моделей были приведены в гл. 2.

Контур охлаждения рубашки двигателя и масляной системы – общий, контур охлаждения наддувочного воздуха (топливной смеси) – отдельный. Воздухозаборное устройство с одноступенчатым воздухоочистителем имеет индикатор загрязнения. В модульных электростанциях применен бесщеточный генератор SR4B с возбуждением от постоянных магнитов, укомплектованный цифровым регулятором напряжения. Модуль двигатель-генератора установлен на 8 виброизоляторах пружинного типа.

Для выработки тепловой энергии газопоршневые установки оснащены системой утилизации тепла; на режимах частичной тепловой нагрузки или отсутствия таковой, а также для отвода теплоты из контура охлаждения турбонаддува двигателя станция комплектуется выносными

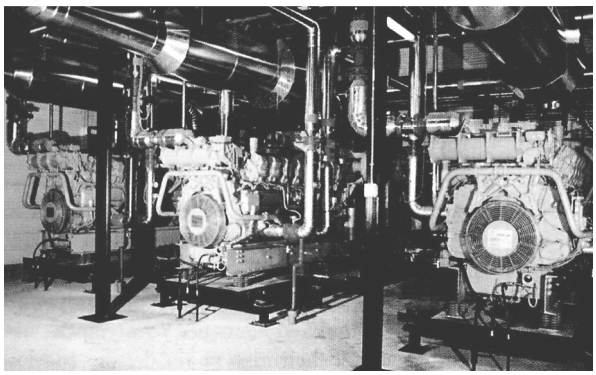


Рис. 3.32. Общий вид когенерационно-холодильной установки с двигателями G3516 на ТРЦ в г. Сарагоса (Испания).

радиаторами с вентиляторами. Утилизация тепла осуществляется от системы охлаждения двигателей (рубашки охлаждения), для чего возле каждого из них установлены соответствующие теплообменники (антифриз/вода). Теплота выхлопных газов с температурой 500–600 °С утилизируется в водогрейных котлах-утилизаторах. Теплообменные аппараты каждой установки включены последовательно по нагреваемой воде, начальная температура которой 70 °С. Теплопроизводительность регулируется путем байпасирования котла-утилизатора выхлопными газами. Системы утилизации тепла подключены параллельно и отдают нагретую воду в общий коллектор; температурный режим системы отопления (95–105)/70 °С, рабочее давление воды до 0,6 МПа. При отключении воды (аварийном или при отсутствии потребности внешней сети в теплофикационной воде) температура антифриза на входе в двигатель повышается. При этом открывается трехходовой переключающий – регулирующий кран и антифриз поступает в радиатор (с вентилятором воздушного охлаждения), в котором охлаждается до требуемой температуры. Для размещения газопоршневой установки используется специальный всепогодный шумозащитный стандартный контейнер, устанавливаемый на блочный фундамент. Габариты контейнера (12,2×3×3 м) позволяют проводить техническое обслуживание и ремонт генераторной установки на месте. Он оснащен системой обнаружения утечки газа, приточно-вытяжной вентиляцией с сервоприводными жалюзи, системой автоматического пожаротушения для электрических распределителей, охранно-пожарной сигнализацией, оборудованием для подключения к газовой магистрали. Контейнер обеспечивает минимальные теплопотери и низкий уровень шума. В отдельном отсеке контейнера установлены управляющий распределитель для питания электроприборов установки, силовой распределитель на 0,4 кВ, включая автоматический выключатель генератора на 2000 А. Система низковольтного комплектного устройства (НКУ) включает распределительное устройство и распределительные панели на 0,4 кВ для выдачи электроэнергии потребителям и панели собственных нужд энергокомплекса. В контейнере НКУ, кроме общих систем, находится источник бесперебойного питания (ИБП) мощностью 120 кВА.

Покрытие пиковых тепловых нагрузок при максимальном теплопотреблении обеспечивает котельная на базе двух водогрейных котлов с КПД 92,5 %. Котельная также используется для теплоснабжения торгового центра в режиме минимальной электрической нагрузки агрегатов. Тепловая схема позволяет совместно использовать водогрейные котлы и систему утилизации теплоты газовых двигателей, что существенно повышает эксплуатационную надежность оборудования. Теплопроизводительность котельной по горячей воде (расчетная температура 55 °С) составляет 30 % от номинальной мощности котельной (642 кВт). Двухтопливные горелки Weishaupt позволяют использовать природный газ и дизельное топливо. Котельная, оснащенная системой автоматизации с выносным блоком аварийной сигнализации и встроенным блоком модемной связи, работает без постоянного присутствия персонала. Теплоизолированная дымовая труба котельной высотой 8 м выполнена из нержавеющей стали.

Потребности торгового центра в холоде обеспечивает холодильная установка на базе абсорбционного холодильника. В качестве абсорбента при-

меняется бромистый литий (LiBr). Режим работы холодильной установки – сезонный, с апреля по октябрь. Схема включения когенерационной установки в схему холодильной показана на рис. 3.33, согласно которой в десорбере используется энергия горячей воды с параметрами 95/70 °С.

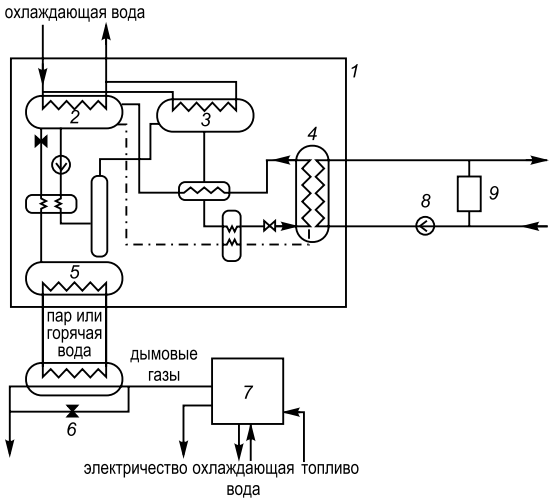


Рис. 3.33. Схема подключения холодильного контура к когенерационной установке:
1 – холодильный контур; *2* – абсорбер; *3* – конденсатор; *4* – испаритель рассола; *5* – десорбер; *6* – байпас; *7* – когенерационная установка; *8* – контур рассола; *9* – холодильные устройства.

Назначение элементов и работа холодильного контура описаны в 1-й части настоящего справочника в гл. 5. Система управления абсорбционным холодильником работает независимо от системы управления когенерационной установкой. Если нет потребности в охлаждении, а когенерационная установка продолжает работать, то дымовые газы автоматически байпасируют контур десорбера холодильника.

Вспомогательное оборудование для холодильника включает насосы охлаждающей и охлажденной воды, запорно-регулирующую арматуру, расширительный бак, приборы учета и КИП, силовой шкаф, управляющую автоматику. Абсорбционный холодильник и вспомогательное оборудование размещаются в отдельном блоке, который оснащен всеми необходимыми инженерными системами: внутренней электрической разводкой, рабочим освещением, приточно-вытяжной вентиляцией, электрическим отоплением.

Благодаря применению воды и бромистого лития в качестве холодильного агента установка не оказывает вредного воздействия на окружающую среду. Наличие незначительного количества движущихся деталей обеспечивает работу оборудования без шума и вибрации. За счет применения системы регулирования расхода холодильного агента (без использования перепускной градирни) холодильник может работать при неполной загрузке и низкой температуре охлаждающей воды (15 °С).

Тригенерационная установка для децентрализованного производства электроэнергии, теплоты и холода сооружена в большом банковском здании в г. Франкфурте (Германия). В этой установке два газопоршневых двигателя вырабатывают электроэнергию, а утилизируемое тепло используется в двух греющих контурах с температурным режимом 90/70 °С и 35/29 °С [12]. Тепловая схема установки показана на рис. 3.34 (второй двигатель не показан). 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.

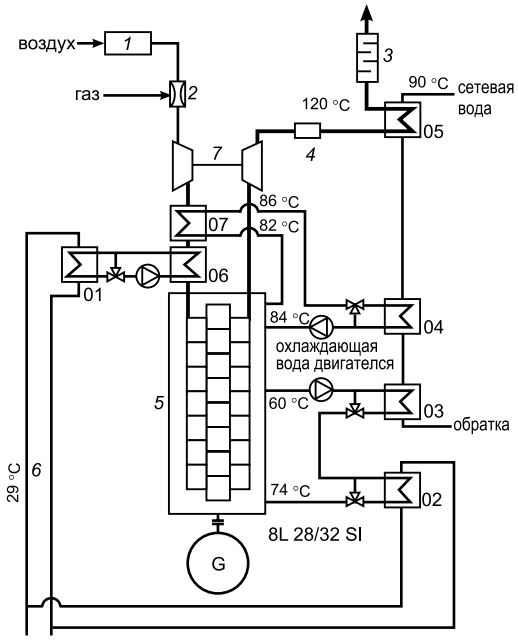


Рис. 3.34. Тепловая схема когенерационной установки для банковского здания [12]:
1 – воздушный фильтр двигателя; *2* – смеситель; *3* – глушитель выхлопа; *4* – каталитический конвертор; *5* – ГПД; *6* – вход и выход водяного контура для кондиционирования; *7* – турбонагнетатель; 01–07 – теплообменники.

В установке используются два двигатель – генератора фирмы MAN B&W: газовый двигатель с искровым зажиганием модели 8L28/32 SI мощностью 1,5 МВт и двухтопливный двигатель с пилотным зажиганием модели 6L32/40 DG мощностью 2,3 МВт. Оба двигателя работают на природном газе, однако двухтопливный при необходимости может эксплуатироваться на жидком топливе как стандартный дизель. Такое проектное решение повышает надежность системы при снижении стоимости установки.

Пилотного дизельного топлива необходимо всего около 1 % от тепловой мощности вводимого в двигатель топлива. Закрытые контуры систем охлаждения двигателей через теплообменники подают тепло в отопительную сеть здания, при этом выходные температуры воды составляют 90 °С и 29 °С. Отопительная сеть здания снабжена двумя баками – теплоаккумуляторами (на рисунке не показаны). Вода с температурой 29 °С подается в абсорбционные холодильные установки, которые снабжают холодной водой (6/12 °С) систему кондиционирования воздуха (в летний период). Существующая в здании сеть для охлаждения воды использует теплоту от второй ступени охладителя наддувочного воздуха двигателя (при 35/29 °С), и направляет эту воду в систему вентиляции и кондиционирования здания. Кроме того, после узла каталитического окисления выхлопных газов установлен паровой котел-утилизатор 05 (только на линии выхлопа двухтопливного двигателя); параметры насыщенного пара – 0,18 МПа при температуре 115 °С; пар используется в основном на кухнях и как увлажнитель в воздушных кондиционерах. Возможна частичная утилизация тепла и от системы смазки двигателей для отопительной сети 90/70 °С, хотя в рассматриваемой установке тепло системы смазки обоих двигателей утилизируется водяным контуром с температурами 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.

Для удовлетворения требований по выбросам по стандарту TA-Luft на обоих двигателях установлены каталитические окислители несгоревших угле-

водородов и CO. 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 при одновременном снижении эмиссии NO_x достигнута благодаря высокому среднему эффективному давлению цикла. Зажигание смеси в цилиндре осуществляется струей горячих продуктов сгорания дизельного топлива в форкамере, что требует оснащения двигателя селективным катализатором (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. Уровни выбросов газовых двигателей 6L32/40 DG и 8L28/32 SI при концентрации 5 % O_2 в сухих выхлопных газах соответственно составляют по NO_x – менее 500 и 250 мг/нм^3, по CO – менее 650 мг/нм^3 (на обоих моделях), что удовлетворяет нормативам немецкого стандарта TA-Luft.

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 °C), тепловой КПД 37,9 %, т. е. коэффициент использования топлива составляет 79,1 %. Газовый двигатель с искровым зажиганием имеет КПД = 39,3 %; с утилизацией тепла Кит = 84,5 %.

6. КОГЕНЕРАЦИОННАЯ СТАНЦИЯ, ИНТЕГРИРОВАННАЯ В ПРОМЫШЛЕННУЮ КОТЕЛЬНУЮ

Интегрирование газопоршневой ТЭЦ в структуру промышленной котельной предприятия выполняется с целью повышения экономичности, гибкости (оперативности) эксплуатации, надежности и зачастую модернизации устаревшего оборудования. Хотя проекты таких сооружений являются индивидуальными, рациональные технические решения, относящиеся к тепловой схеме и структуре оборудования, могут быть использованы как типовые в других проектах. Несколько таких прогрессивных технических решений реализовано в интегрированной ГПД-ТЭЦ для крупного текстильного комбината в г. Тирасполь (Молдова) [13], имеющего среди других подразделений котельный цех. Целью создания когенерационной станции на предприятии являлось обеспечение возможности производить электроэнергию и тепло для собственных нужд, поскольку доля затрат на энергоресурсы в себестоимости готовой продукции достигала 20 %. ГПД-ТЭЦ обеспечивает предприятие электроэнергией, технологическим паром, подогретой до 75 °C технологической водой, а также тепловой энергией для горячего водоснабжения и отопления. Основой ТЭЦ являются модульные электростанции с газовыми

двигателями TCG2032V16 (компании MWM). Для выработки тепловой энергии установлены жаротрубные паровые котлы большой мощности Vitomax 200 HS M235 и жаротрубные котлы-утилизаторы Vitomax 200 RS (Viessmann Werke Gmbh & Co. KG). Технические характеристики и общий вид газового двигателя TCG2032V16 представлены в гл. 2. Электрический КПД модульной электростанции при полной нагрузке составляет 41,8 %, тепловой – 44,1 %, Кит – 85,9 %. При 50 %-й нагрузке указанные параметры имеют значения 38,3 %, 45,6 % и 83,9 % соответственно. Когенерационная станция вырабатывает: электроэнергию – 31,04 МВт, напряжение 10,5 кВ (при cos φ = 0,8); насыщенный водяной пар 96,3 т/ч при давлении 0,8 МПа; технологическую воду температурой 75 °С, с расходом 340 м^3/ч. Как видно из технологической схемы, представленной на рис. 3.35, станция включает 8 газопоршневых агрегатов (ГПА), 4 паровых котла, 4 котла-утилизатора и 4 теплообменные секции.

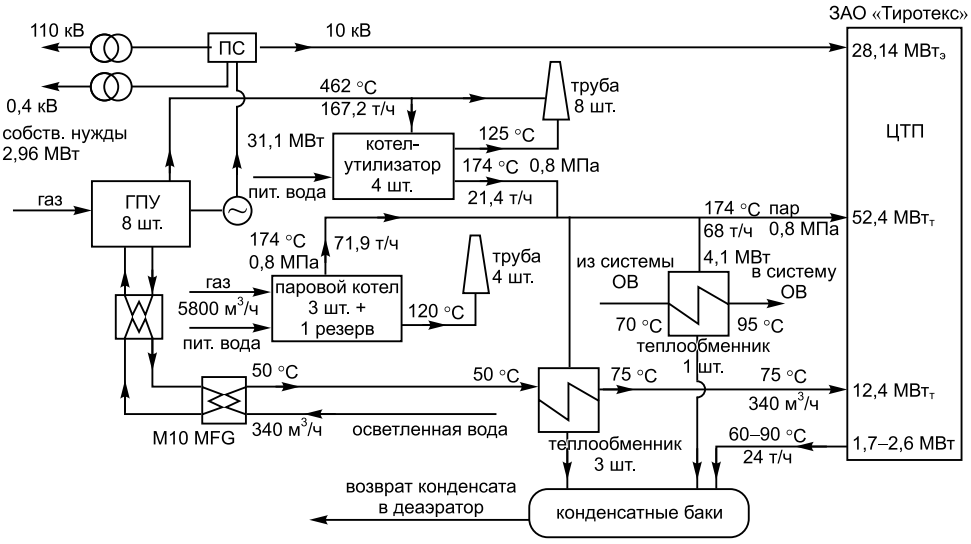


Рис. 3.35. Технологическая схема промышленной ГПД-ТЭЦ [13].

Газопоршневые установки TCG2032V16 укомплектованы синхронными генераторами AVK 10,5 кВ. Единичная мощность установки – 3906 кВт. Каждый модуль находится в отдельном звукоизолированном помещении и установлен на фундаменте на виброопорах. В комплект поставки ГПА входят системы охлаждения двигателя, аварийного охлаждения с теплообменниками и воздушными радиаторами (сухие градирни), охладитель наддувочного воздуха с воздушными радиаторами, глушитель, пульт управления TEM-EVO. Воздушные радиаторы расположены на крыше существующего здания котельной. Паровые котлы высокого давления Vitomax 200 HS типа M235, с интегрированным экономайзером, имеют паропроизводительность по 25 т/ч, КПД достигает 96 %. Один из котлов является резервным. Паровые котлы оснащены газовыми горелками и узлами регулирования давления природного газа. Общий вид котла показан на рис. 3.36.

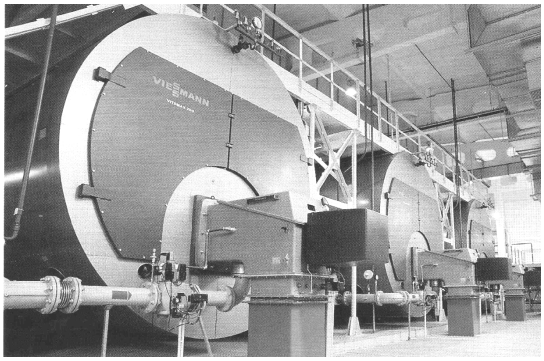


Рис. 3.36. Общий вид жаротрубного парового котла высокого давления Vitomax 200 HS M235 фирмы Viesmann [13].

Котлы-утилизаторы Vitomax 200 RS с отдельно стоящим двухконтурным экономайзером предназначены для утилизации тепла выхлопных газов. Выхлопные газы температурой около 460 °С подводятся от двух двигателей в раздельные газоходы. Производительность каждого котла по насыщенному пару – 5,3 т/ч. Первый контур экономайзера по ходу дымовых газов служит для подогрева до 106 °С питательной воды котла, второй – для предварительного подогрева подпиточной воды, поступающей в деаэраторы. Температура дымовых газов после экономайзера составляет 125 °С. Дымовые трубы ТЭЦ высотой 45 м, обеспечивающие требуемые экологические параметры, выполнены из высококачественной кислотоустойчивой стали.

Утилизационные паровые котлы высокого давления имеет одноходовую конструкцию. Основные технические параметры котла представлены в табл. 3.17. Выхлопные газы подводятся от двух ГПД в раздельные газоходы (рис. 3.37). Дымовые газы входят в котел через распределительную камеру в передней части котла, проходят через дымогарные трубы диаметром 51,0×3,2 мм и собираются в задней части котла. Отвод газов охлажденных до температуры 230 °С осуществляется через камеру сбора дымовых газов. После котла-утилизатора дымовые газы поступают в отдельно-стоящий экономайзер, где нагревая питательную и химически очищенную воду, они охлаждаются до температуры 125 °С.

Котел оснащается водяным экономайзером со следующими характеристиками:

– 1-я ступень охлаждения дымовых газов от 230 °С до 200 °С: нагреваемая среда – питательная вода (вход – 102 °С, выход – 163 °С), тепловая мощность 399 кВт, теплообменная поверхность оребренных труб 98 м^2, водяной объем труб 94 л, допустимая температура газов 300 °С;

– 2-я ступень охлаждения дымовых газов от 200 °С до 125 °С: нагреваемая среда – химически очищенная вода (вход – 70 °С, выход – 90 °С), тепловая мощность 985 кВт, теплообменная поверхность оребренных труб 245 м^2, водяной объем труб 294 л, допустимая температура газов 300 °С.

Распределительная камера снабжена котловыми дверьми, с помощью которых можно производить очистку дымогарных труб. Для удаления отложений, которые собираются во время очистки в нижней части камеры сбора дымовых газов предусмотрены лючки. Внутренний осмотр котла-утилизатора возможен через лаз, который находится в верхней части котла, и через два боковых смотровых люка. Конденсат, образующийся при первичном запуске котла-утилизатора, отводится через сливной штуцер в камере сбора дымовых

газов. Пуск газовых двигателей всегда должен происходить в режиме работы байпаса. Это означает, что в процессе запуска двигателей выхлопные газы не должны проходить через котел. Запуск котла производится посредством медленного открытия регулирующих заслонок тракта выхлопных газов.

Таблица 3.17

Основные технические параметры парового котла-утилизатора Vitomax 200 RS

Показатели	Величина
Объемный расход выхлопных газов, нм^3/ч	16 580
Рабочая/макс. температура выхлопных газов на входе, °С	≈ 460/540
Температура газов на выходе (без экономайзера), °С	≈ 230
Максимальная тепловая мощность (без экономайзера), кВт	3080
Максимальная паропроизводительность (без экономайзера), т/ч	4,7
Максимальная паропроизводительность с экономайзером, т/ч	5,3
Аэродинамическое сопротивление котла, кПа	≈ 1,2
Максимально допустимое избыточное рабочее давление, МПа	1,0
Максимально допустимое давление в контуре продуктов сгорания, кПа	5,0
Поверхность нагрева, м^2	393
Масса котла (сухая), т	≈ 20
Объем котловой воды до отметки нижнего уровня, л	≈ 17 830
Объем парового пространства от отметки нижнего уровня, м^3	3,42
Объем тракта дымовых газов, м^3	12,1
Габаритные размеры, м	7,625×3,2×2,79
Вход дымовых газов	$D_{нар}$ = 810
Выход дымовых газов	$D_{нар}$ = 610

В составе станции применены 4 кожухо-трубных вертикальных пароводяных теплообменника НЕ 98-10 компании Powerline Energie Systeme (Германия). Они предназначены для подогрева технологической осветленной воды с 50 °С до 75 °С, с расходом 340 м^3/ч (три установки) и для нужд отопления, горячего водоснабжения и вентиляции когенерационной станции (одна установка) – температурный график 70–95 °С. Теплопроизводительность каждого теплообменника – 4140 кВт.

Технологическая вода после осветления с водоподготовительной станции подается на восемь пластинчатых теплообменных аппаратов Alfa Laval M10 MFG. Теплоносителем теплообменников служит вода, циркулирующая по промежуточному нагревательному контуру для охлаждения рубашки двигателя, масла двигателя, аварийного охлаждения. Далее подогретая до 50 °С вода подается на теплообменную станцию – 3 пароводяных теплообменника

НЕ 98-10. Теплоносителем здесь служит пар, вырабатываемый котлами-утилизаторами и паровыми котлами котельной. В трех теплообменниках вода подогревается до 75 °С и подается в центральный тепловой пункт (ЦТП) предприятия. Конструктивно теплообменные станции выполнены таким образом, что конденсат, выходящий из теплообменников, охлаждается до $t = 75$ °С. При расходе технологической воды до 150 м^3/ч вся поступающая вода нагревается до требуемой температуры (75 °С) в теплообменных аппаратах M10 MFG. В этом случае дополнительного нагревания насыщенным паром в кожухотрубных теплообменниках не требуется.

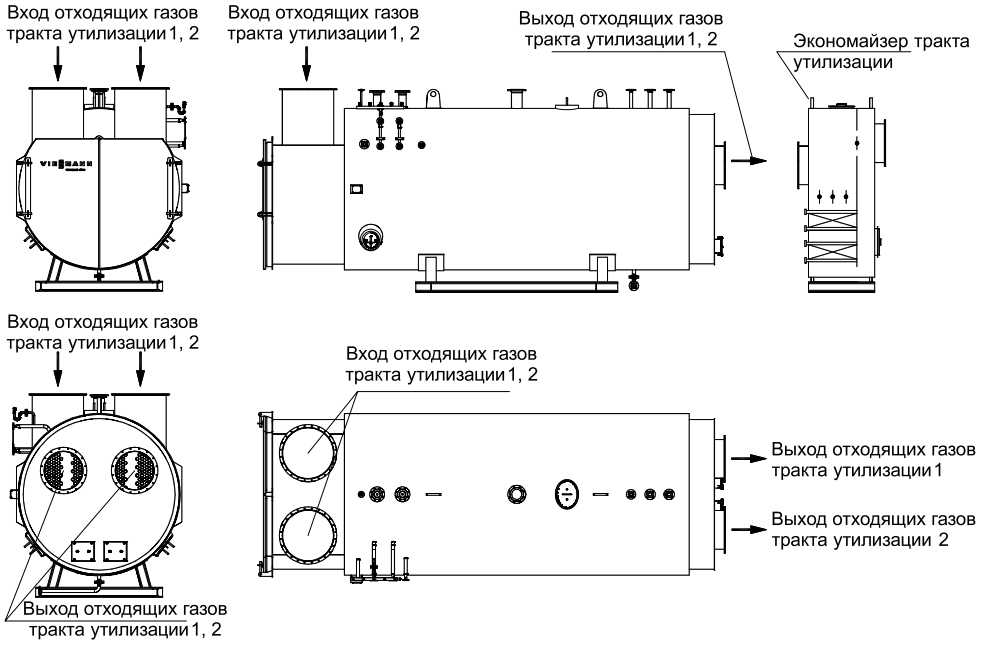


Рис. 3.37. Котел-утилизатор Vitomax 200 RS с двумя трактами утилизации.

Четвертый кожухотрубный теплообменник предназначен для получения горячей воды с параметрами 70–95 °С для нужд отопления и вентиляции электростанции в холодный период года. Учет пара, горячей технологической воды, масла и возвращаемого конденсата, измерение уровней масла и конденсата производится при помощи приборов фирмы Endress+Hauser. Кроме того, осуществляется автоматический контроль качества питательной воды (по параметрам O_2, pH, электропроводность) и конденсата (Fe_2^+, общая жесткость, мутность). Все сигналы с первичных приборов подаются в диспетчерскую и на АСУ ТП верхнего уровня.

Выдача мощности генераторов ТЭС осуществляется на шины ГРУ 10 кВ предприятия. Параллельная работа генераторов с энергосистемой осуществляется через трансформаторы 330/110/10 кВ мощностью 200 МВА подстанции предприятия. Для запуска ТЭС в автономном режиме, при отсутствии внешнего питания и подачи напряжения 0,4 кВ на собственные КТП,

предусмотрены две дизель-генераторные установки мощностью по 250 кВт (компании FG Wilson), расположенные в отдельном здании. Вырабатываемая энергия позволяет снизить затраты на энергообеспечение предприятия за счет снижения потребления природного газа на 25 %.

Когенерационная станция ООО «Тиротекс-Энерго» способна вырабатывать ежегодно свыше 250 млн кВт·ч электроэнергии с высокими техническими параметрами и более 450 тыс. Гкал тепла для технологических нужд и горячего водоснабжения. Потребителями производимой энергии являются более 20 предприятий и организаций Приднестровья.

7. ПАРОГАЗОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ С ПОРШНЕВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

Как и другие типы поршневых двигателей, двухтактные малооборотные дизели применяются в стационарной энергетике либо на электростанциях мощностью до 200–300 МВт, либо на промышленных ТЭЦ и станциях муниципального теплоснабжения. Сравнение КПД малооборотных двухтактных дизелей с другими тепловыми двигателями при различных частичных нагрузках показано на рис. 3.38. Специалисты концерна MAN прогнозируют таким двигателям большие перспективы внедрения, основываясь на следующих статистических данных: в 1998 г. из суммарной мощности произведенных дизелей 10,7 ГВт на малооборотные приходится 80 %, а на средне- и высокооборотные соответственно 15 % и 5 %. Примерно такие соотношения мощностей по классам дизелей наблюдались в течение последнего десятилетия прошлого века.

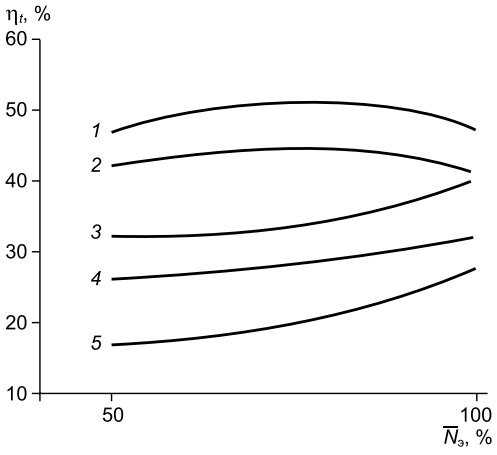


Рис. 3.38. Изменение эффективного КПД тепловых двигателей на частичных нагрузках:
1 – малооборотный дизель; *2* – среднеоборотный дизель; *3* – парогазовый цикл с ГТУ; *4* – паровая турбина; *5* – газовая турбина.

На греческом острове Крит находится в эксплуатации электростанция мощностью 102 МВт на основе двух крупных двухтактных судовых дизелей 12K90MC мощностью по 52,4 МВт, изготовленных фирмой Mitsui при участии концерна MAN. Согласно расчетам вследствие экономии топлива по сравнению с мелкими дизельными электростанциями той же суммарной мощности срок окупаемости электростанции составляет около 5 лет. Компанией-поставщиком оборудования этой станции уже было установлено по 1000 МВт двухтактных и четырехтактных дизельных электростанций по всему миру.

Фирма MAN исследовала возможность повышения эффективности двухтактных судовых двигателей путем частичного использования теплоты выхлопных газов для выработки дополнительной энергии. В основу разработки новой системы повышенной экономичности TES от фирмы MAN положено существенное повышение КПД компрессора турбонагнетателя двигателя до значения более 70 %. В результате часть выхлопных газов двигателя можно байпасировать до входа в турбонагнетатель и направить его для расширения во вспомогательной газовой турбине – турбодетандере (ТД). Принципиальная схема течения выхлопных газов показана на рис. 3.39. Байпас в объеме около 12 % от общего расхода выхлопных газов позволяет получить от ТД 4 % номинальной мощности двигателя [14].

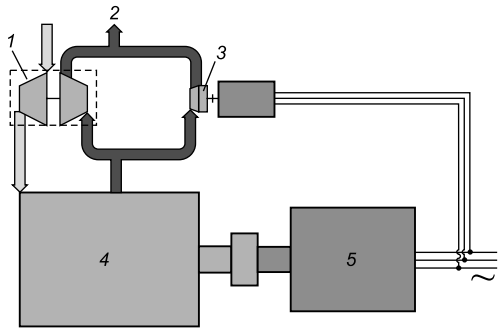


Рис. 3.39. Принципиальная схема системы повышения эффективности электрогенерации путем частичного байпасирования турбонагнетателя по выхлопным газам [14]:
1 – турбонагнетатель; *2* – уходящие газы; *3* – турбодетандер; *4* – поршневой двигатель; *5* – синхронный генератор.

Описанный принцип повышения эффективности использован на электростанции мощностью 30 МВт на основе четырех малооборотных двухтактных дизелей 9K80MC фирмы Hyundai Heavy Industries в г. Порт Лоуис, Маврикий. На двигателях установлено по два высокоэффективных турбонагнетателя MAN модели NA70/T09, которые позволяют байпасировать около 6 % от всего объема выхлопных газов. Байпасированый газ от обоих турбонагнетателей направляется в радиальную газовую турбину (ТД), ротор которой через редуктор соединен с электрогенератором. В схеме газопроводов предусмотрена система клапанов, позволяющих эксплуатировать дизель без ТД. Управляющие клапаны могут автоматически закрываться, как только давление наддувочного воздуха опускается ниже установленного значения.

Вместо турбодетандера байпасируемый газ может быть направлен в паровой котел-утилизатор с использованием пара для выработки дополнительной энергии в паровой турбине. При использовании традиционного парогазового цикла с котлом-утилизатором и паровой турбиной вследствие повышения температуры выхлопных газов (без применения байпаса) КПД цикла также будет возрастать. Парогазовый цикл может быть реализован и при наличии ТД, вал которого соединяется с ротором паровой турбины через редуктор. Котел-утилизатор питается выхлопными газами после турбонагнетателя, в то время, как перегрев пара осуществляется байпасированым потоком выхлопных газов. Паровая турбина соединена с генератором через другой редуктор и вся сборка размещается на общей раме.

Теплота выхлопных газов, передаваемая в паровой цикл, составляет около 25 % подаваемого в двигатель топлива (или половину от общей теплоты выхлопных газов). Когда часть потока выхлопных газов обходит турбокомпрессор (байпасируется), расход наддувочного воздуха и газа уменьшается, а

температура выхлопных газов после турбокомпрессора и в байпасе будет увеличиваться, что приведет к увеличению количества генерируемого пара, а, следовательно, и мощности паровой турбины. В некоторых случаях это может сопровождаться незначительным снижением КПД двигателя.

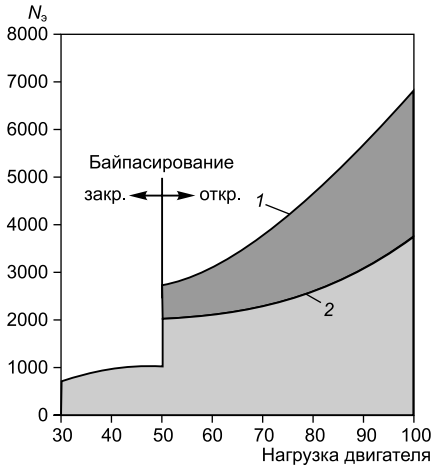


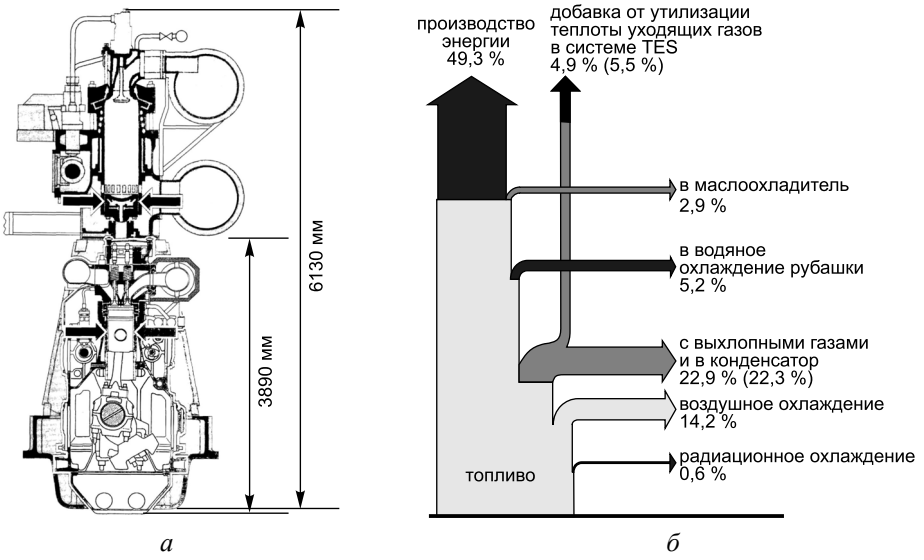
Рис. 3.40. Зависимости дополнительного производства электроэнергии на частичных нагрузках двигателя в расширительной газовой турбине (кривая *1*) и паровой турбине (кривая *2*) [15].

При работе двигателя с нагрузками менее 50 % от номинальной выработка дополнительной электроэнергии снижается как в схеме использования байпасируемого газа в турбодетандере, так и в парогазовой схеме. Фирмой MAN было проведено сравнение эффективности указанных циклов при частичных нагрузках ГПД. При сооружении опытной ТЭС фирмой были использованы паровая турбина фирмы Peter Brotherhood и одноконтурный паровой котел-утилизатор фирмы Aalborg Industries, а также электрогенератор фирмы Siemens. Расчеты показывают, что для стандартных условий ISO, при номинальной мощности двигателя достигается снижение расхода топлива от 8 до 10 % для парового цикла одного давления. На рис. 3.40 показаны расчетные зависимости по выработке электроэнергии турбодетандером и паровой турбиной при различных значениях нагрузки двигателя.

Расчеты выполнялись для судового дизеля 12K98ME/MC фирмы MAN мощностью 68,6 МВт при оборотах коленчатого вала 94 об/мин [15]. Двигатель имеет такие основные параметры: диаметр цилиндра 980 мм, ход поршня 2400 мм, рабочий объем цилиндра 1810 л, эффективное давление 1,5–1,8 МПа. В этой серии двигателей цилиндровая мощность составляет 4,1–5,7 МВт. Поперечный разрез двухтактного 12-цилиндрового дизельного двигателя показан на рис. 3.41, *а*; высота двигателя 6,13 м, масса 75 т. Как видно из диаграммы потоков энергии для этого двигателя (рис. 3.41, *б*), общий электрический КПД станции составляет 49,3 + 4,9 = 54,2 %, что соответствует удельному расходу топлива 171 г/кВт·ч. Потери энергии с уходящими выхлопными газами и от систем охлаждения двигателя, наддувочного воздуха и масляной системы составляет 45,2 %, из которых 22,9 % приходится на потери с выхлопными газами и в конденсаторе паровой турбины. Данные на диаграмме представлены для одноконтурных ПГУ, а в скобках – для двухконтурных.

По сообщению фирмы система повышения тепловой эффективности ПГУ + расширительная газовая турбина, установленная на двухтактном судовом дизеле мощностью 68,6 МВт, обеспечивает дополнительную выработку 5,7 МВт электроэнергии. Размеры ПГУ 10×3,5 м. Для контейнеровоза водоизмещением 11 тыс. т годовая экономия топлива соответствует ~ 1 млн USD. Следует от-

метить, что в последующей серии двигателей K108ME-C (без распределительного вала) диаметр цилиндра превышает 1 м (1080 мм), а мощность при 12 цилиндрах составляет 83,4 МВт при цилиндровой мощности 6,95 МВт. Удельный расход топлива составляет 171 г/кВт·ч, длина 27,25 м и высота 15 м, масса 281 т.



а *б*

Рис. 3.41. Поперечный разрез низкооборотного двухтактного судового дизеля модели 12K98ME/MC фирмы MAN (*а*) и диаграмма потоков энергии этого двигателя (*б*) [15].

Несмотря на относительно высокую топливную экономичность основного двигателя около 50 %, дальнейшее сокращение потребления топлива и, соответственно, снижение выбросов CO_2 остается важнейшей задачей. С возрастанием мощностей когенерационных станций становится целесообразным получение в котле-утилизаторе перегретого пара и использование его в турбогенераторе одновременно с утилизацией теплоты от других систем охлаждения ГПД. Эффективность использования теплоты в теплофикационных парогазовых установках может достигать 90–93 %.

Проблемой парогазовых циклов на основе поршневых двигателей является недостаточное количество теплоты выхлопных газов в двигателях малой или средней мощности, что не позволяет паротурбинному оборудованию повысить общую эффективность электрогенерации станции. Решение было найдено за счет установки двигателей большой мощности (30–50 МВт) или работы котлов-утилизаторов от нескольких двигателей средней мощности на один паровой турбоагрегат.

В парогазовых схемах с ГПД могут применяться паровые циклы либо одного давления пара (~ 0,7 МПа), либо двух давлений (0,5 и 0,3 МП), соответственно (обычно их называют одно- или двухконтурными котлами-утилизаторами). Методы расчета таких тепловых схем и анализ их тепловой эффективности подробно изложены во 2-й части справочного пособия при

рассмотрении ПГУ с газовыми турбинами. В общем случае рекомендуется применять схему с одним уровнем давления из-за простоты и низкой стоимости оборудования даже в случае, если цикл с двумя давлениями имеет несколько больший КПД. Если требуется снизить мощность паровой турбины, часть пара отбирается и направляется в конденсатор в обход турбины. Схема парового цикла одного давления достаточно проста, и как свидетельствует практика, может быть реализована на модульных электростанциях суммарной мощностью ГПД около 10 МВт. В качестве примера приведем технические данные парогазовой станции на основе четырех ГПД W16V25SG электрической мощностью 2,8 МВт каждый, выполненной согласно тепловой схеме рис. 3.42. В паровом контуре установлена паровая турбина мощностью 1,2 МВт, работающая на свежем паре с давлением 1 МПа и температурой 380 °С. Расход свежего пара составляет 7,6 т/ч. Тепловая мощность станции 12,4 МВт. При расходе природного газа 2800 нм^3/ч электрический КПД достигает 43 %, а Кит составляет 86 %.

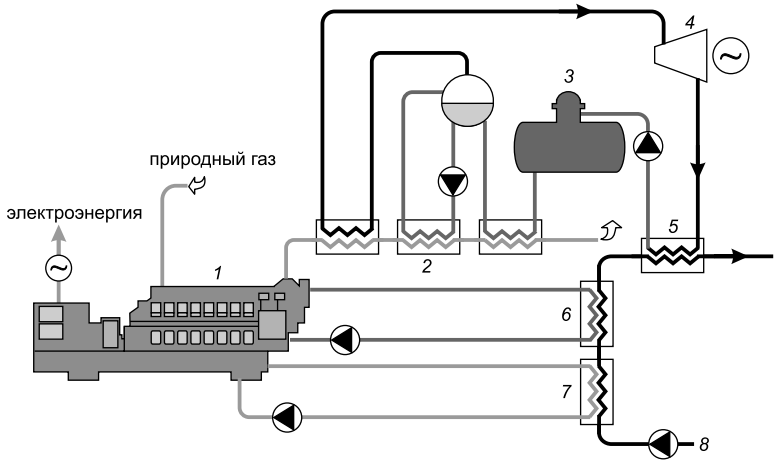


Рис. 3.42. Тепловая схема промышленной парогазовой станции с котлом-утилизатором одного давления пара:
1 – ГПД; *2* – котел-утилизатор; *3* – бак питательной воды; *4* – паровая турбина; *5* – конденсатор; *6* – охлаждение рубашки двигателя; *7* – маслоохладитель; *8* – сетевая вода.

В случае применения схемы с двухконтурными котлами-утилизаторами для определения оптимального значения давлений пара в контурах низкого (НД) и высокого (ВД) давлений необходимо выполнение вариантных расчетов с целью определения наибольшей эффективности парового цикла и, соответственно, определения мощности конденсационной паровой турбины. В оптимизированном паровом цикле Ренкина возможно достигнуть 15 % повышение вырабатываемой ПГУ электрической мощности, что примерно вдвое превышает относительную мощность паровой турбины в случае парового цикла неоптимизированных параметров.

Фирма Wärtsilä NSD в девяностые годы построила две станции с парогазовым циклом (США и Пакистан). В разработанном компанией основном

принципе оптимизации предусматривается значительное повышение температуры выхлопных газов двигателя путем объединения конструктивных и технологических мероприятий, способствующих, так называемому, горячему сгоранию в цилиндре. Реализация этих новшеств в конце XX века на парогазовой станции в Финляндии (г. Вааса) мощностью 38 МВт позволила получить электрический КПД 53–55 % [16]. На станции установлены дизельные двигатели модели Wärtsilä 12V46 мощностью 11,3 МВт и модели Wärtsilä 12V64 мощностью 22,6 МВт и конденсационная паровая турбина ABB мощностью 5 МВт. Конденсатор паровой турбины охлаждается морской водой. Теплофикационная часть станции использует теплоту систем охлаждения двигателей и экономайзера, установленного за паровым котлом по тракту выхлопных газов.

Дизели работают на тяжелом топливе, отвечая нормам по выбросам вредных веществ и генерации шума. Назначенный срок работы станции в течении года – 5 тыс. ч, что соответствует базовому участку графика электропотребления. При необходимости подогрев сетевой воды осуществляется паром из котла утилизатора частично путем байпасирования паровой турбины или ее отключения. В зимний период электрическая мощность станции составляет 38 МВт, тепловая – 12 МВт; в летний период паровая турбина отключается, что позволяет увеличить тепловую мощность до 30 МВт. При проектировании ТЭЦ выполнялась оптимизация ее работы со станцией районного теплоснабжения, оборудованной водогрейными котлами. Тепловая схема парогазовой электростанции с дизельными двигателями приведена на рис. 3.43.

В тепловой схеме ПГУ, показанной на рис. 3.43 паровой котел-утилизатор выполнен двухконтурным. В цикле используется также теплота охлаждения наддувочного воздуха двигателя. Выбранные значения давлений пара в контурах низкого и высокого давлений, найденные из вариантных расчетов, составляли соответственно 0,5 и 0,3 МПа, при этом анализировалась также стоимость паровой турбины в зависимости от ее мощности. Существенное влияния на мощность паровой турбины и КПД станции оказывает давление пара в контуре НД. Понижение давления пара в контуре ВД позволяет утилизировать большее количество теплоты выхлопных газов, а, следовательно, и мощность турбины, однако при этом существенно возрастает стоимость самой паровой турбины. Паровой контур содержит по одному котлу-утилизатору на каждый двигатель, а свежий пар высокого и низкого давлений подается соответственно на вход паровой турбины и в паровой отсек части низкого давления турбины. Температура перегрева пара контура ВД определяется начальной температурой выхлопных газов, которая изменяется в зависимости от мощности двигателя. Испаритель контура НД подключен к паровому барабану НД. Пар низкого давления генерируется также системой охлаждения цилиндров двигателя и подается в барабан НД. Экономайзер включен последовательно с системой охлаждения двигателя и нагревает сетевую воду до требуемой температуры: прямая сетевая вода имеет температуру 95 °С, обратка – 50 °С. Теплообменник нагрева сетевой воды отбираемым из турбины паром включен параллельно с теплообменниками системы охлаждения двигателя, а конденсат возвращается в паровые барабаны. Паровая турбина через редуктор вращает электрогенератор. Несмотря на то, что при малом расходе

пара КПД паровой турбины сравнительно низкий из-за необходимости применять короткие лопатки, работа станции демонстрирует возможность повышения электрического КПД парогазового цикла с поршневыми двигателями. Двигатели и паровая турбина размещаются в отдельных боксах; вспомогательное оборудование (для подготовки топлива, бак с питательной водой для бойлеров и т. п.) находятся в помещении перед боксами; имеется также щитовая и мастерская.

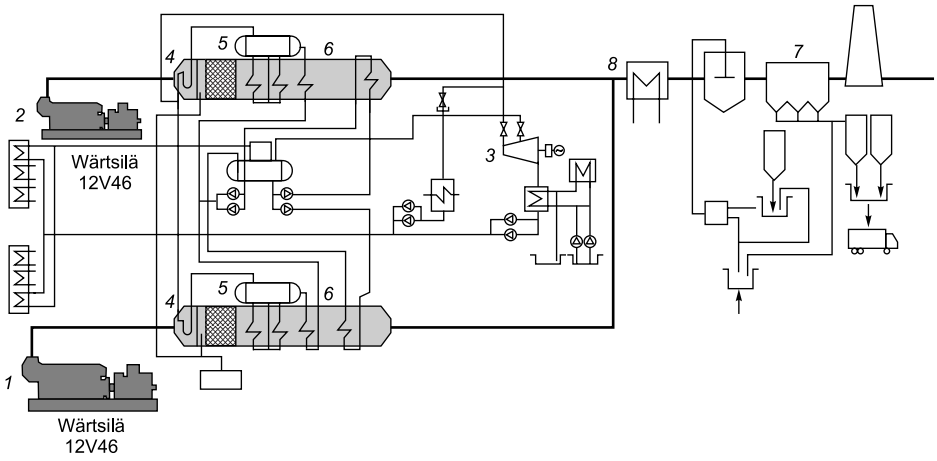


Рис. 3.43. Технологическая схема парогазовой электростанции с дизельными двигателями Wärtsilä общей мощностью 38 МВт [16]:
1, *2* – дизельные двигатель-генераторы; *3* – паровая турбина; *4* – пароперегреватель; *5* – система снижения выбросов NO_x; *6* – паровой котел-утилизатор; *7* – система сероочистки выхлопных газов; *8* – экономайзер.

Особое внимание уделялось контролю за выбросами оксидов. Двигатель Wärtsilä оборудован системой подавления выбросов (с впрыском воды в цилиндры) до уровня NO_x 14 г/кВт·ч при КПД двигателя 50 %. Окончательный уровень выбросов NO_x устанавливается путем впрыска раствора мочевины в каждом котле-утилизаторе. Поскольку дизели работают на топливе с содержанием серы до 4 % на станции применена современная система десульфатации выхлопных газов, которая обеспечивает уровень выбросов SO_2 в пределах жестких экологических нормативов (70 ppm при 15 % O_2 в выхлопных газах). Система десульфатации использует впрыск в дымовые газы $Ca(OH)_2$ (извести), которая реагирует с оксидом серы и образовавшиеся сульфаты $CaSO_3$ и $CaSO_4$ в виде твердых частиц улавливаются фильтрами. Принятые меры по подавлению шумов от работающих двигателей обеспечивают уровень шума 50 дБА на расстоянии 100 м и 45–50 дБА в щитовой.

Когенерационная станция Makao, реализующая парогазовый цикл с теплофикацией, построена на основе четырех двухтактных дизелей (по два девятицилиндровых серии 9K80MC-S и 12-цилиндровых серии 12K80MC-S) мощностью соответственно 22,0 МВт и 43,3 МВт каждый. Для обеспечения необходимого диапазона регулирования электрической и тепловой нагрузки на

двигателях применено байпасирование потока выхлопных газов турбонагнетателя, а котел-утилизатор энергии выхлопных газов дизелей выполнен с дожиганием. Диаграмма потоков энергии в этой промышленной когенерационной станции приведена на рис. 3.44.

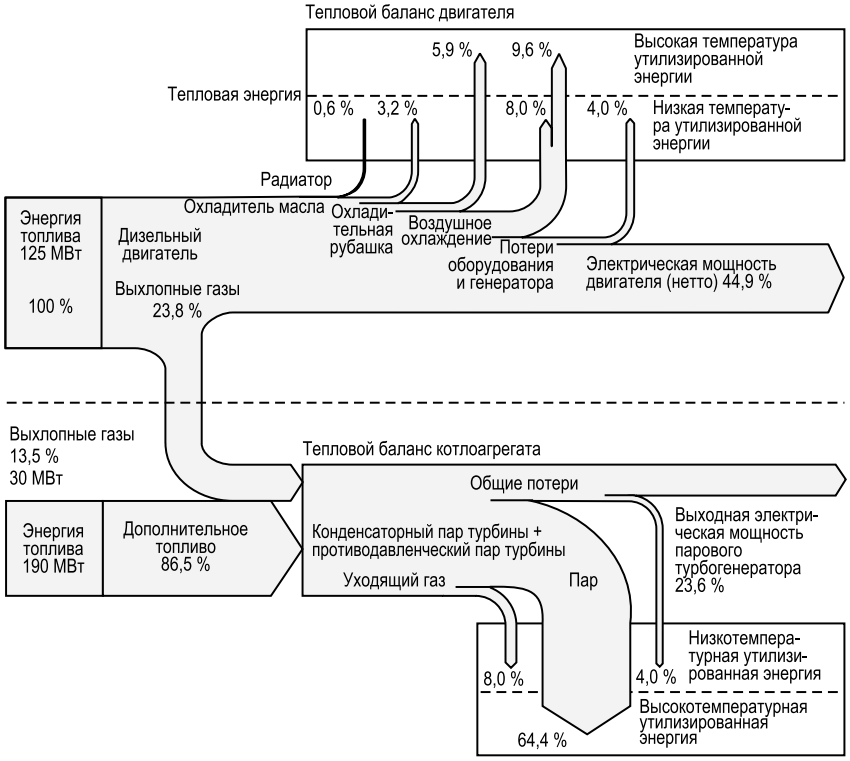


Рис. 3.44. Диаграмма потоков энергии для дизельной когенерационной станции с дополнительным сжиганием топлива в котле-утилизаторе.

В паровом цикле используются конденсационная и противодавленческая паровые турбины, причем выхлоп последней снабжает предприятие технологическим паром. Тепловая мощность станции с учетом сжигания дополнительного топлива составляет 161 МВт (соответствует 51,1 % расходуемого топлива), при этом генерируется 108 МВт электрической мощности (или 34,3 % энергии расходуемого топлива). Таким образом, коэффициент использования теплоты топлива достигает 85,4 %.

Литература

1. Об опыте эксплуатации газопоршневых мини-ТЭЦ в ОАО Башкирэнерго / Салихов А. А., Фаткуллин Р. М., Абдрахманов Р. Р., Щаулов В. Ю. // Электрические станции. – 2003. – № 11. – С. 6–15.

2. Клименко В. Н., Мазур А. И., Сигал А. И. Когенерационные системы с тепловыми двигателями: Часть 2. Газотурбинные когенерационные технологии. – К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2011. – 792 с.
3. Pis'mennyi E. N. Regularities of flow and heat transfer at the surface of transversely finned tubes, Int. J. Heat Mass Transfer 55 (2012) 5016-5031.
4. Pis'mennyi E. N. Heat transfer enhancement at tubular transversely finned heating surfaces, Int. J. Heat Mass Transfer 70 (2014) 1050-1063.
5. Письменний Є. М., Терех О. М., Рогачов В. А., Бурлей В. Д. Теплообмінна труба / Патент на корисну модель. Україна. № 25025 25.07.2007, бюл. № 11.
6. Pis'mennyi E. N. Heat Transfer and Aerodynamics of Transversely Ribbed Tube Bundles (in Russian), Al'terpres, Kiev (2004).
7. Багрий П. И. Узагальнений метод розрахунку аеродинамічного опору поперечно-омиваних шахових пакетів труб плоско-овального профілю з неповним оребренням / П. І. Багрій, Є. М. Письменний, О. М. Терех, В. Д. Бурлей // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2008. – № 3/5 (38). – С. 57–61.
8. Pis'mennyi E. N. An asymptotic approach to generalizing the experimental data on convective heat transfer of tube bundles in cross flow, Int. J. Heat Mass Transfer 54 (2011) 4235–4246.
9. Schmidt Th. E. Verbesserte Methoden zur Bestimmung des Wärmeaustausches an berippte Flächen, Kaltetechnik. Bd. 18, H. 4 (1966).
10. Pis'mennyi E. N., Terech A. M., Polupan G. P., Carvajal-Mariscal I., Sanchez-Silva F. Universal relations for calculation of the drag of transversely finned tubes bundles, Int. J. Heat Mass Transfer 73 (2014) 293-302.
11. Корогодин А. Ю. Энергетический комплекс торгового центра «Эссен»: электричество, тепло, холод // Турбины и дизели. – 2009, май. – С. 2–5.
12. Schaaf H. Gas Engines for Bank Building // Diesel&Gas Turbine Worldwide. – 1998, october. – P. 40–42.
13. Степанов Н. В., Петров В. М., Трембовельский В. А., Левицкий В. Ф. Когенерационная электростанция ООО «Тиротекс-энерго» / Степанов Н. В., Петров В. М., Трембовельский В. А., Левицкий В. Ф. // Турбины и дизели. – 2012. – № 2. – С. 3–6.
14. Mullilins P. Low-Speed Two-Strokes for Power Generation // Diesel&Gas Turbine Worldwide. – 1998, december. – P. 34–38.
15. Svensson B. Waste Heat Recovery System for Recip Engines // Diesel&Gas Turbine Worldwide. – 2006, January–February. – P. 48–49.
16. Kunberger K. Combined-Cycle Diesel Power // Diesel&Gas Turbine Worldwide. – 1998, october. – P. 62–66.

Глава 4

ДВИГАТЕЛИ ВНЕШНЕГО СГОРАНИЯ И КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ НА ИХ ОСНОВЕ

1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ, ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА

Возрождением из исторического забвения двигатель Стирлинга обязан, главным образом, опытно-конструкторским разработкам известной голландской фирмы Philips и ее лицензиатам (фирмы United Stirling, Jeneral Motors и в меньшей мере Ford и MAN). Несмотря на выявленную большую (в 2,0–2,5 раза) стоимость по сравнению с дизелем, двигатель Стирлинга востребован в одной из самых трудных сфер военно-морских сил – в подводном флоте. Способность длительной работы в замкнутом пространстве, бесшумность и экономичность двигателей Стирлинга совершили настоящий переворот в области подводного кораблестроения, повысив их «скрытность» с одновременным расширением зоны действий. Новая эра анаэробных двигателей Стирлинга началась в Швеции, где в 1988 г. головная субмарина типа «Наккен», оборудованная двумя двигателями мощностью 110 кВт, находилась под водой более 10 тыс. ч. Субмарины типа «Gotland», имевшие по два двигателя мощностью по 75 кВт каждый, стали первыми в мире серийными дизель-стирлинг-электрическими лодками, которые позволяют им находиться под водой непрерывно до 20 суток без всплытия для подзарядки аккумуляторных батарей. В настоящее время все подводные лодки (ПЛ) ВМС Швеции оснащены двигателями Стирлинга.

В Японии для отработки технологии применения двигателей Стирлинга в 2000–2001 гг. на кораблестроительной верфи «Cobe» фирмой Mitsubishi dzucoge были проведены работы по оснащению ПЛ «Asasio» энергетической установкой замкнутого цикла с двигателем Стирлинга. Первая подлодка из серии «Harusio» в 2004 г. была передана ВМФ Японии. Этими фирмами разработан также проект новой ПЛ водоизмещением 3500 т, оснащенной анаэробным двигателем Стирлинга. По мере оснащения неатомных ПЛ Японии двигателями Стирлинга традиционное словосочетание дизель-электрические подводные лодки уйдет в прошлое.

В 2004 г. к анаэробным двигателям Стирлинга вернулись и немцы, ранее активно продвигавшие электро-химические генераторы (ЭХГ) компании Siemens. В 1990 г. фирма MAN (Германия) заключила соглашение со шведскими фирмами о техническом сотрудничестве в разработке двигателей Стирлинга для перспективных неатомных ПЛ. В начале 2004 г. произошло слияние шведской кораблестроительной компании «Кокумс нэйвал системз» с германской

верфью «Ховальдтсверке Дойче верфт» (HDW) с целью приобретения стирлинг-технологий для немецких ПЛ. Компанией MAN для перспективных ПЛ разработан двигатель Стирлинга мощностью 700 кВт. В исследованиях, выполняемых в США и Франции, основной акцент также делается на разработку подводных энергетических систем различной мощности.

Вне рамок военно-промышленного комплекса перспективы использования двигателей Стирлинга в различных областях энергетики стали очевидны для всех промышленно развитых стран мира. Сейчас в этом направлении ведут интенсивные работы не менее 140 научно-исследовательских организаций и компаний США, Великобритании, Японии, ФРГ, Швеции и Нидерландов. Начались исследования в Китае, ЮАР, Австралии, Израиле, Канаде, Индии. В последние 10–15 лет в мире начала формироваться новая, перспективная отрасль машиностроения – стирлингостроение. Развитие данного направления позволит изменить существующую структуру потребления первичных энергоносителей внутри страны, сократить потребление нефтепродуктов и природного газа за счет более широкого использования местных видов топлива – древесины, торфа, биогаза и т. п.

Трудная судьба изобретения Стирлинга обусловлена тем, что в его двигателе с внешним подводом теплоты уникальные преимущества неразрывно связаны с рядом существенных недостатков. Это отчетливо видно из сопоставительной табл. 4.1.

Зарождение двигателей Стирлинга относятся к началу XIX века, когда предпринимались попытки создать безопасную альтернативу паровым двигателям того времени, котлы которых часто взрывались из-за высоких давлений пара и неподходящих материалов для их постройки. Такой альтернативой явился двигатель Стирлинга (1816 г.). В двигателе происходит преобразование тепловой энергии в механическую посредством сжатия постоянного количества рабочего тела при низкой температуре и последующего (после периода нагрева) его расширения при высокой температуре, т. е. происходит чередование нагревания и охлаждения рабочего тела в закрытом цилиндре. Поскольку работа, затрачиваемая поршнем на сжатие рабочего тела, меньше работы, которую поршень совершает при расширении рабочего тела, двигатель вырабатывает полезную механическую энергию. Необходимое изменение состояния рабочего тела производится в системе с разделенными холодной и горячей полостями, по соединительным каналам между которыми под действием поршней перемещается рабочее тело. Ранее в качестве рабочего тела использовался воздух, но впоследствии к нему добавили водород и гелий. Теплота подводится к рабочему телу извне, из-за чего двигатель называют двигателем внешнего сгорания.

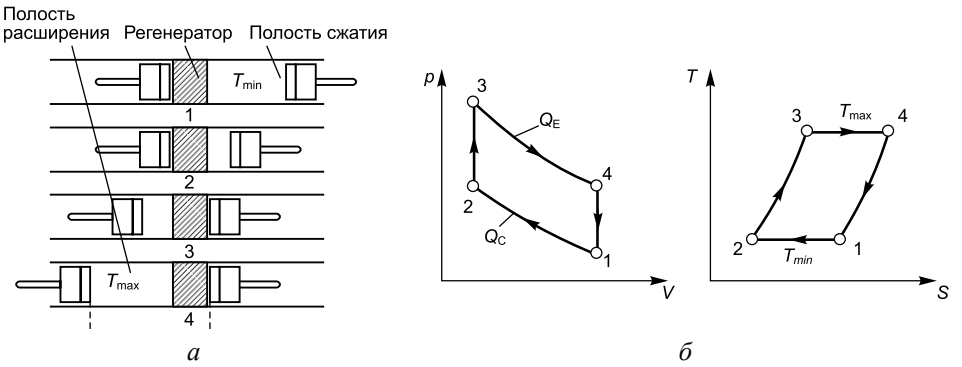
Цикл Стирлинга является частным случаем обобщенного цикла Карно. В процессе работы рабочее тело не расходуется и не заменяется. Наиболее простая принципиальная схема двигателя Стирлинга составляется следующим образом (рис. 4.1, *а*) – два цилиндра с поршнем в каждом из них приставляют друг к другу соосно верхними торцами, предварительно установив вместо обычных (как у ДВС) крышек цилиндров насадку регенератора, например, из пористой керамики. В результате образуется замкнутый, изолированный от внешнего пространства, объем, который заполняется рабочим телом под высоким давлением. Снаружи левого цилиндра вблизи его головки

устанавливается нагреватель рабочего тела, а на правом цилиндре – холодильник (рубашка системы охлаждения). Объем цилиндра между левым поршнем и регенератором при высокой температуре T_{max} представляет полость расширения, а объем между регенератором и правым поршнем с низкой температурой рабочего тела T_{min} – полость сжатия. Эта схема позволяет проследить все составляющие термодинамического цикла, по которому работает двигатель, и взаимное положение поршней в каждом из процессов. Соответствующее изменение параметров рабочего тела представлено на *P*,*V*- и *T*,*S*-диаграммах (рис. 4.1, *б*).

Таблица 4.1

Преимущества и недостатки двигателей Стирлинга

Преимущества	Недостатки
1. Топливная «всеядность» – двигатель может работать на любом топливе – твердом, жидком и газообразном. 2. Анаэробность – возможность работы двигателя при отсутствии кислорода воздуха, т. е. использовать источники тепла, не связанные с горением, например, солнечная или ядерная энергия, вторичные тепловые ресурсы. 3. Экологичность – обеспечить полноту сгорания топлива в двигателе внешнего сгорания проще, чем в ДВС; во время работы двигатель не расходует рабочее тело. 4. Высокая экономичность – при работе на частичных нагрузках двигатель расходует топлива на 50 % меньше, чем ДВС, имеющий тот же эффективный КПД в режиме максимальной экономичности. 5. Бесшумность двигателя – ромбический механизм привода коленвала является идеально сбалансированным устройством, имеет весьма малые значения вибраций (меньше 0,0038 мм); двигатель не имеет выхлопа рабочего тела. 5. Увеличенный ресурс – простота конструкции, отсутствие многих агрегатов требующих обслуживания, позволяет двигателю обеспечить ресурс в сотни тысяч часов непрерывной работы. 6. Простота конструкции и запуск при низких температурах – двигатель не требует дополнительных систем, таких как газораспределительный механизм; запускается самостоятельно и не нуждается в стартере. Его характеристики позволяют избавиться от коробки передач.	1. Необходимость высокотемпературного теплообменника (нагревателя рабочего тела), работающего в напряженных условиях теплопередачи при высоких давлениях (10–20 МПа), и требующего применения дорогих жаропрочных материалов; при увеличении размера теплообменника растет объем рабочего тела, не участвующего в работе. 2. Повышенная материалоемкость – рабочее тело двигателя необходимо охлаждать, что приводит к существенному увеличению массогабаритных показателей за счет применения громоздких радиаторов. 3. Нагрев рабочего тела путем теплопередачи; стенки нагревателя имеют ограниченную теплопроводность, из-за чего КПД оказывается ниже теоретически возможного. 4. Недостаточная приемистость – вследствие подвода теплоты через стенку извне; для компенсации требуется дополнительная буферная емкость с рабочим газом под высоким давлением. 5. Система охлаждения работает с тепловой нагрузкой приблизительно в 2 раза большей, чем у дизеля. 6. Высокая удельная стоимость двигателя.



а *б*

Рис. 4.1. Простейшая принципиальная схема двигателя Стирлинга с фиксацией положения поршней для четырех тактов (*а*) и *P*,*V*- и *T*,*S*-диаграммы идеального цикла Стирлинга (*б*).

В процессе изотермического сжатия (кривая 1–2) левый поршень неподвижен, а правый перемещается, сжимая газ в полости сжатия. Объем газа уменьшается от V_1 до V_2, давление увеличивается от p_1 до p_2; теплота Q_C отводится от полости сжатия в холодильник; температура газа T_{min} = const. В процессе изохорического сжатия (кривая 2–3) оба поршня перемещаются одновременно: правый поршень к регенератору, левый – от регенератора. Газ при постоянном объеме V_2 переходит из полости сжатия через регенератор в полость расширения. При прохождении газа через насадку регенератора теплота от материала насадки передается рабочему телу, вследствие чего температура его повышается и достигает значения T_{max} – температуры полости расширения. В процессе изотермического расширения (кривая 3–4) левый поршень перемещается от регенератора (рабочий ход), а правый остается неподвижным. Объем тела увеличивается, давление падает. В процессе изохорического расширения (кривая 4–1) движение поршней одновременное: левый поршень движется к регенератору, правый – от регенератора. Газ при постоянном объеме V_4 возвращается из полости расширения через регенератор в полость сжатия. При прохождении газа через насадку регенератора теплота от рабочего тела передается материалу насадки, вследствие чего температура газа уменьшается и достигает значения T_{min} – температуры полости сжатия.

Если количества теплоты в процессах, соответствующих кривым 2–3 и 4–1, одинаковы, то теплообмен между двигателем и окружающей средой осуществляется путем подвода и отвода теплоты соответственно при T_{max} и T_{min}. Такие условия удовлетворяют выводам второго закона термодинамики для максимального термического КПД цикла; поэтому термический КПД идеального цикла Стирлинга такой же, как и для цикла Карно, т. е. $\eta_к = (T_{max} - T_{min})/T_{max}$ [1]. Покажем это, аналитически описывая изменение параметров в процессах цикла, при этом обозначим $V_1/V_2 = V_4/V_3 = r$, $T_1/T_3 = T_1/T_4 = \tau$.

Изотермический процесс сжатия (1–2). Теплота отводится от рабочего тела при минимальной температуре цикла. Работа сжатия эквивалентна отводимой теплоте, внутренняя энергия рабочего тела не изменяется, а энтропия уменьшается: $p_2 = p_1V_1/V_2 = p_1r$; $T_2 = T_1 = T_{min}$. Отводимая теплота Q_C равна

затраченной работе W, т. е. $p_1V_1\ln(1/r) = RT_1\ln(1/r)$. Изменение энтропии $(S_2 - S_1) = R\ln(1/r)$.

Регенеративный процесс теплоотдачи при постоянном объеме (2–3). Теплота передается от насадки регенератора к рабочему телу; температура рабочего тела увеличивается от $T_{\min}$ до $T_{\max}$. Работа в процессе не производится; внутренняя энергия и энтропия рабочего тела возрастают. Количество переданной теплоты $Q = C_v(T_3 - T_2)$ (C_v – теплоемкость газа при постоянном объеме). Затраченная работа $W = 0$. Изменение энтропии $S_3 - S_2 = C_v\ln(1/\tau)$.

Изотермический процесс расширения (3–4). Теплота подводится к рабочему телу при температуре $T_{\max}$. Работа расширения эквивалентна подводимой теплоте. Внутренняя энергия рабочего тела не изменяется, а энтропия увеличивается: $p_4 = p_3V_3/V_4 = p_3(1/r)$; $T_4 = T_3 = T_{\max}$. Подводимая теплота Q_E равна произведенной работе W, т. е. $p_3V_3\ln r = RT_3\ln r$. Изменение энтропии $S_4 - S_3 = R\ln r$.

Регенеративный процесс теплоотдачи при постоянном объеме (4–1). Теплота передается от рабочего тела к насадке регенератора; температура рабочего тела уменьшается от $T_{\max}$ до $T_{\min}$. Работа в процессе не производится; внутренняя энергия и энтропия уменьшаются: $p_1 = p_4T_1/T_4 = p_4\tau$; $V_1 = V_4$. Количество переданной теплоты $Q = C_v(T_4 - T_1)$. Изменение энтропии $S_1 - S_4 = C_v\ln\tau$.

В регенеративных процессах теплота, переданная от насадки регенератора рабочему телу в процессе, соответствующем кривой (2–3), вновь воспринимается ею от рабочего тела в процессе (4–1). Внешнего притока теплоты к регенератору, а также ее потерь нет. Следовательно, подведенная теплота (при $T_{\max}$) $Q_E = RT_3\ln r$; отведенная теплота (при $T_{\min}$) $Q_C = RT_1\ln r$. Термический КПД цикла $\eta_t = (Q_E - Q_C)/Q_E = (RT_3\ln r - RT_1\ln r)/RT_3\ln r = 1 - \tau$. Это выражение аналогично зависимости для КПД цикла Карно при тех же значениях температур.

Основное преимущество цикла Стирлинга перед циклом Карно заключается в замене двух изоэнтропических процессов двумя процессами при постоянном объеме, что значительно увеличивает площадь на p,V-диаграмме. Следовательно, для получения соответствующей работы в цикле Стирлинга нет необходимости получать очень высокое давление и значительные вытесняемые объемы, как в случае цикла Карно.

Существует достаточно большое количество компоновочных схем и способов классификации двигателей Стирлинга. В настоящей работе будут рассмотрены четыре принципиальных схемы двигателей Стирлинга, имеющих по современной классификации названия Альфа, Бета, Гамма и Дельта схемы. Условное их изображение представлено на рис. 4.2 на примере двигателей с обычным кривошипно-шатунным приводом. Дельта-схема рассматривается ниже (рис. 4.5). Эта классификация идентифицирует способ компоновки пары вытеснитель-поршень по отношению к рабочим полостям переменного объема.

Соединение типа Альфа включает группу двигателей с двумя отдельными цилиндрами, в каждом из которых имеется уплотненный в нем поршень. Горячий и холодный переменные объемы формируются независимо друг от друга при движении соответствующих поршней. Видно, что эта схема совершенно идентична простейшей принципиальной схеме, рассмотренной выше. В двигателе с компоновкой Бета имеется один цилиндр, в котором последовательно расположены поршень и вытеснитель, а переменный холодный объем образуется при совместном движении поршня и вытеснителя. Соединение

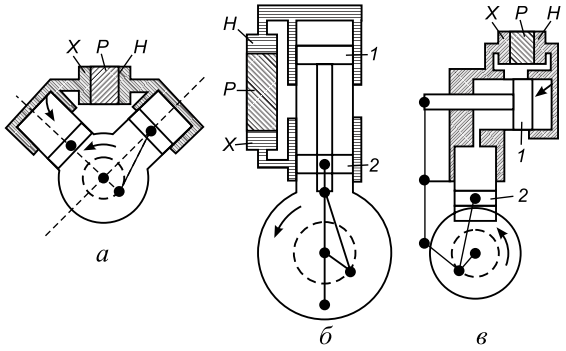


Рис. 4.2. Типы соединений цилиндров:
а – Альфа (с двумя поршнями); *б* – Бета (с рабочим и вытеснительным поршнями); *в* – Гамма (с рабочим и вытеснительным поршнями); *1* – вытеснитель; *2* – рабочий поршень; Н – нагреватель; Р – регенератор; Х – холодильник.

Гамма – это в той или иной мере гибрид компоновок Альфа и Бета, в котором имеются два отдельных цилиндра, как в способе Альфа, однако переменный холодный объем образуется способом Бета.

Классическими считаются Альфа и Бета схемы. Двигатели Стирлинга обычно имеют две полости, находящиеся при различных температурах, и соединенные между собой магистралью, которая имеет нагреватель, холодильник и регенератор соответственно для подвода, отвода и накопления тепловой энергии. Регенератор как бы разделяет это пространство на верхнюю (горячую) и нижнюю (холодную) полости; иногда эти полости называют зоной расширения и зоной сжатия соответственно. К верхней полости тепло подводится от нагревателя, от нижней – отводится охладителем. Поршни связаны с коленчатым валом соответствующими механизмами привода, например кривошипно-шатунным или ромбическим, и управляются крутящим моментом маховика. Вытеснительный поршень служит для перемещения газа из одной полости в другую и работу не производит; полезная мощность снимается с рабочего поршня.

Рабочий цикл двигателя Стирлинга осуществляется за 4 такта в течение одного оборота коленчатого вала. Для иллюстрации работы двигателя на рис. 4.3 показано взаимное расположение поршней в течение 4-х тактов рабочего цикла конструктивной схемы с одним цилиндром. В 1-м (*а*) такте вытеснитель неподвижен, а рабочий поршень перемещается вверх и сжимает холодное рабочее тело в нижней полости. В конце сжатия рабочий поршень останавливается, а вытеснитель движется вниз, холодное сжатое рабочее тело перетекает из нижней полости в верхнюю, подогреваясь сначала в регенераторе, а затем в нагревателе – 2-й такт (*б*). 3-й такт (*в*) – рабочий ход, в течение которого рабочее тело, расширяясь в верхней полости, совершает полезную работу. Во время рабочего хода оба поршня совместно движутся вниз. В 4-м такте (*г*) рабочий поршень остается неподвижным, а вытеснитель движется вверх; рабочее тело из верхней полости поступает в нижнюю, отдавая сначала часть

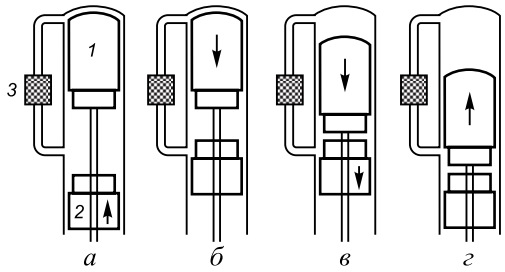


Рис. 4.3. Четырехтактный цикл двигателя Стирлинга, работающего по Бета-схеме:
1 – вытеснитель; *2* – рабочий поршень, *3* – регенератор.

теплоты регенератору, а затем окончательно охлаждаясь в охладителе. Таким образом, двигатель работает по замкнутому регенеративному циклу, состоящему из последовательно чередующихся двух изотермических и двух изохорических процессов. Изменения объема в полостях расширения и сжатия не должны совпадать по фазе, а получающиеся в результате циклические изменения суммарного объема – с циклическим изменением давления, что является условием получения механической энергии на валу двигателя.

Как указано выше, Гамма-схема двигателя с двумя поршнями и двумя цилиндрами является в определенном смысле комбинацией Альфа и Бета схем. Взаимное расположение поршней в такой схеме и деталей кривошипно-шатунного механизма в течение 4-х тактов рабочего цикла показаны на рис. 4.4, где позицией *3* обозначен переменный холодный объем под вытеснительным поршнем *1*, который каналами соединен с горячей полостью *6* над поршнем – вытеснителем и холодной полостью *4* над рабочим поршнем *2*.

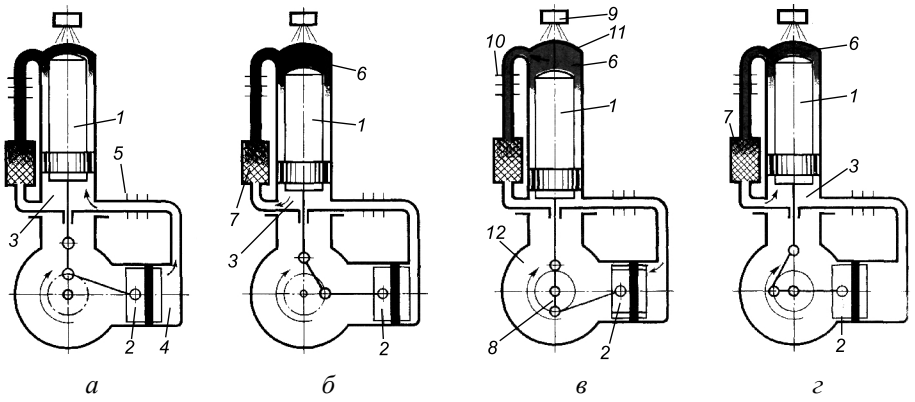


Рис. 4.4. Работа двигателя Стирлинга по Гамма-схеме.

Такт 1 (*а*). Изотермическое сжатие (кривая *1–2*, рис. 4.1, *б*): поршень-вытеснитель 1 находится вблизи верхней мертвой точки (ВМТ) и остается условно неподвижным. Газ сжимается рабочим поршнем *2*, движущимся слева направо, и поступает в холодную полость *3* под поршнем-вытеснителем**.** Давление газа возрастает, а температура остается постоянной, так как теплота сжатия отводится через стенки цилиндра *4* и холодильник *5* в окружающую среду при T_2.

Такт 2 (*б*). Изохорическое нагревание (кривая *2–3*, рис. 4.1, *б*): рабочий поршень *2* находится вблизи ВМТ и остается условно неподвижным. Поршень-вытеснитель *1* движется от ВМТ и перемещает холодный сжатый газ из полости *3* в горячую полость *6* над поршнем-вытеснителем. При прохождении газа через регенератор *7*, заполненный пористой насадкой, нагретой в предыдущем цикле, его температура повышается от T_2 до T_3. Так как при этом суммарный внутренний объем цилиндров двигателя остается постоянным, давление газа в них за счет нагрева повышается и достигает максимального значения.

Такт 3 (*в*). Изотермическое расширение (кривая *3–4*, рис. 4.1, *б*): поршень-вытеснитель находится вблизи нижней мертвой точки (НМТ) и остается условно неподвижным. Рабочий поршень *2* под действием давления газа движется

справа налево, происходит расширение горячего газа в полости *6*. Полезная работа, совершаемая рабочим поршнем *2*, через кривошипно-шатунный механизм *8* передается на вал двигателя. Давление в цилиндрах двигателя падает, а температура газа в горячей полости *6* остается постоянной, так как к нему подводится тепло от горячего источника (например, горелки *9*) через теплообменник-нагреватель *10* и стенки цилиндра *11* при T_3.

Такт 4 (*г*). Изохорическое охлаждение (кривая *4–1*, рис. 4.1, *б*)**:** рабочий поршень *2* находится вблизи НМТ и остается условно неподвижным. Поршень-вытеснитель *1* движется к ВМТ и перемещает газ, оставшийся в горячей полости *6*, в холодную полость *3*. При прохождении через регенератор *7* горячий газ отдает свое тепло материалу пористой насадки и охлаждается от T_3 до T_2. Так как при этом суммарный внутренний объем цилиндров двигателя остается постоянным, давление газа в них в результате охлаждения продолжает падать и достигает минимального значения.

В действительности, движения поршня и вытеснителя в двигателе практически непрерывны. Их непрерывное движение обеспечивается посредством кривошипно-шатунного механизма. Поэтому невозможно обнаружить резких границ между четырьмя тактами цикла.

Для подвода тепловой энергии можно использовать любой источник тепла: солнечную энергию, биотопливо, ядерную энергию, электроэнергию и проч. Регенерация теплоты в цикле Стирлинга позволяет работать в большом интервале температур, а, следовательно, с высоким КПД при малых отношениях давлений сжатия и расширения рабочего тела. Эта особенность цикла Стирлинга делает реальной при современном уровне технологии его практическую реализацию в двигателях, имеющих КПД, близкий к максимальному при определенной разности температур нагревателя T_3 и холодильника T_2. Термический КПД идеального цикла Стирлинга, как и цикла Карно, зависит в основном от максимально достижимой температуры в цикле, т. е. от максимальной температуры рабочего тела в трубах нагревателя, определяемой жаропрочными свойствами используемых конструкционных материалов. Для обеспечения высокого КПД температура нагревательных труб должна поддерживаться постоянной на максимально возможном уровне.

Термический КПД реальных двигателей заметно ниже. В частности, процессы сжатия рабочего тела (с отводом тепла) и его расширения (с подводом тепла) на практике отклоняются от изотермических. Кроме того, при прохождении горячего газа через регенератор из-за несовершенства теплообмена тепло переходит к пористой насадке не полностью, газ не охлаждается до минимальной температуры; возникает необходимость отводить избыток тепла в окружающую среду через холодильник. В свою очередь, холодный газ, проходя через регенератор в обратном направлении, по той же причине не нагревается до максимума температуры и должен быть дополнительно нагрет, что требует затрат энергии.

В реальных двигателях Стирлинга энергия теряется также на трение, теплопроводность и т. д. В результате уменьшается и полезная работа цикла, которая определяется разностью между величинами работы расширения и сжатия тела. Тем не менее, благодаря принципиальным термодинамическим преимуществам цикла в созданных двигателях Стирлинга уже достигнуты значения эффективного КПД выше, чем в других тепловых двигателях одинаковой мощности.

Рассмотренные выше двигатели Альфа-, Бета- и Гамма-схем относятся к классу так называемых двигателей Стирлинга одностороннего действия вытеснительного типа. Цилиндровая мощность таких двигателей составляет от нескольких ватт до нескольких десятков киловатт. Каждая из схем представляет собой самостоятельные модули, из которых могут быть собраны многоцилиндровые двигатели с передачей мощности на общий коленчатый вал.

Одноцилиндровый двигатель вытеснительного типа (Бета-схема) обладает двумя преимуществами по сравнению с двухцилиндровым (Альфа-схемы): во-первых, он имеет меньший невытесняемый («мертвый») объем. В двухцилиндровом двигателе (рис. 4.2, *а*) полость сжатия разделена на части, находящиеся в вытеснительном и рабочем цилиндрах, включая и соединительный канал. Объем этой полости не может быть уменьшен до нуля, поэтому полость сжатия имеет больший нерабочий объем, который необходимо учитывать в общем относительном «мертвом» объеме двигателя; любое его увеличение приводит к снижению полезной мощности двигателя. Во-вторых, вытеснительный и рабочий поршни имеют общую часть рабочего объема цилиндра, перемещения поршней в которой происходит в разные периоды времени. Такая компоновка позволяет обеспечить наиболее эффективное использование имеющегося рабочего объема цилиндра.

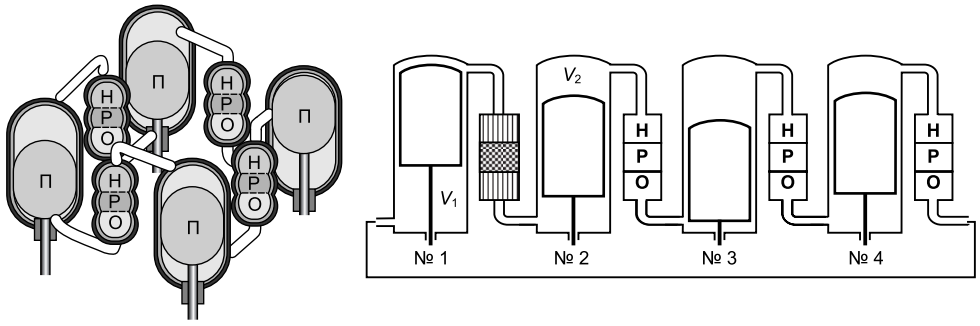
К преимуществам двигателей Альфа-схемы относят большую гибкость при проектировании узлов коленчатого вала и шатунов, а также различные варианты размещения уплотнения для штока вытеснителя (в одноцилиндровом двигателе такое уплотнение расположено в рабочем поршне, что вызывает дополнительные трудности при обслуживании).

В процессе совершенствования были изобретены двигатели двойного действия, составившие группу двигателей Дельта-схемы; пространственное изображение Дельта-схемы 4-цилиндрового двигателя двойного действия представлено на рис. 4.5, *а*, а взаимное расположение поршней на рис. 4.5, *б*. В двигателях двойного действия цилиндры могут располагаться в ряд, по кругу или V-образно. Полость расширения одного цилиндра через нагреватель, регенератор и охладитель сообщается с полостью сжатия другого, а поршни соседних цилиндров двигаются в противофазе: один поршень находится в ВМТ, другой в НМТ. Вытеснителей в таком двигателе нет. Чтобы камера под поршнем была герметичной, его соединили с коленчатым валом через крейцкопфный механизм, позволяющий шатуну двигаться только возвратно-поступательно.

В двигателях Стирлинга двойного действия (обычно многоцилиндровых) в каждом цилиндре находится только один поршень, обеспечивающий сжатие, расширение и вытеснение рабочего тела. Рабочий процесс осуществляется одновременно в двух полостях, расположенных по обеим сторонам поршня. Рабочий поршень каждого цилиндра одновременно является вытеснителем для соседнего цилиндра. Полный рабочий цикл осуществляется за один оборот кривошипа, как в двухтактном двигателе внутреннего сгорания. Такие двигатели обладают уменьшенными габаритами и массой.

Характерной особенностью схемы является то, что все горячие полости расположены над поршнем, а холодные – под поршнем. Это упрощает конструкцию уплотнений и повышает надежность их работы. Такты, составляющие

рабочий цикл этих двигателей, рассмотрим на примере работы цилиндров 1 и 2 при рядной схеме расположения цилиндров (рис. 4.5, *б*). Понятно, что на этой плоской развертке двигателя конец трубки справа внизу должен быть соединен с открытым концом слева от первого цилиндра. В рядном двигателе соединительный канал между четвертым и первым цилиндрами имеет большую длину и объем, поэтому используются двигатели с V-образным или звездообразным расположением цилиндров. В обоих случаях все четыре цилиндра расположены близко друг от друга, а их верхние части (головки) образуют группы, обогреваемые общей камерой сгорания. В фазе 1, когда поршень в цилиндре 1 подходит к ВМТ, поршень в цилиндре 2 двигателя движется к НМТ. Большая часть рабочего тела сосредоточена в холодной зоне, осуществляется процесс сжатия и охлаждения рабочего тела в холодной зоне. В фазе 2 при движении поршня цилиндра 1 к НМТ, увеличивается объем горячей полости, поршень цилиндра 2 подходит к НМТ объем холодной полости уменьшается до минимума. Осуществляется нагрев в регенераторе и от внешнего источника; происходит вытеснение рабочего тела в горячую полость. В следующей фазе (3) поршень цилиндра 1 приближается к НМТ, быстро увеличивая объем горячей полости. Поршень в цилиндре 2 начал движение к ВМТ, и объем холодной полости увеличивается. В фазе 4 горячее рабочее тело вытесняется в холодную полость, отдавая тепло в регенераторе и охлаждаясь в холодильнике.



а *б*

Рис. 4.5. Дельта-схема двигателя двойного действия (*а*) и взаимное расположение поршней (*б*): V_1 – полость сжатия; V_2 – полость расширения; Н – нагреватель; Р – регенератор; О – охладитель, П – поршень.

На рис. 4.6 показаны последовательные этапы: 1–2 – сжатие холодного газа в холодной камере, 2–3 – перемещение сжатого воздуха в горячую камеру – рабочий ход, 3–4 – расширение-охлаждение газа при поступлении в холодную камеру – рабочий ход; 4–1 – перемещение газа в холодную камеру.

К группе двигателей двойного действия относятся также свободно-поршневые двигатели Стирлинга, в которых возвратно-поступательные движения элементов, соответствующие термодинамическому циклу, происходят вследствие их взаимодействия с упругими силами газа (рабочего тела) без какой-либо механической связи между поршнем и вытеснителем.

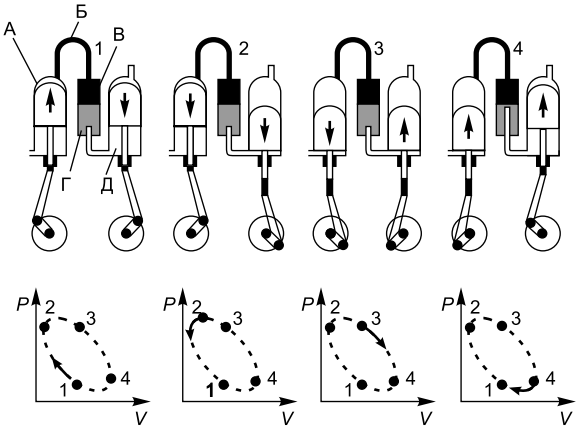


Рис. 4.6. Схема работы двигателя Стирлинга с поршнем двойного действия:
А – горячая камера; Б – подогреватель; В – регенератор; Г – радиатор; Д – холодная камера; 1, 2, 3, 4 – фазы цикла.

Характерная диаграмма составляющих теплового баланса двигателя Стирлинга приведена на рис. 4.7. Подведенное количество теплоты принято за 100 %. Степень рециркуляции отработавших газов составляет 43 %, безвозвратные потери теплоты в подогревателе – 3 %, а потери с отработавшими газами – 14 % располагаемой теплоты. Остальная часть баланса распределена следующим образом: потери с охлаждающей водой – 46 %, механические потери – 5 %; примерно 32 % теплоты превращается в полезную работу двигателя. Необходимо отметить высокий уровень теплового потока в регенераторе (430 %), превышающего более чем в 4 раза подводимую теплоту и соответственно в 9 и 12 раз тепловой поток в холодильнике и полезную работу двигателя. Приведенная диаграмма отражает существенное отличие в тепловых балансах двигателей Стирлинга и ДВС. Для дизелей в первом приближении можно считать, что вся подведенная теплота распределяется поровну (по 33 %) на полезную работу, охлаждение и потери с отработавшими газами. Поэтому потери теплоты с отработавшими газами у дизеля в 2 раза больше, чем у двигателя Стирлинга, а потери в систему охлаждения значительно ниже.

Экспериментальные данные по составляющим теплового баланса в зависимости от частоты вращения и эффективного давления для одноцилиндрового двигателя вытеснительного типа мощностью 30 кВт фирмы Philips приведены на рис. 4.8, где обозначено: q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя; q_w – теплота, отводимая системой водяного охлаждения; q_{fe} – теплота, отводимая с отработавшими газами; q_0 – прочие потери. Двигатель имел следующие параметры: рабочее тело – водород, номинальная температура нагревателя – 700 °С, холодильника – 15 °С, частота вращения – 1500 об/мин; максимальное давление – 13,7 МПа; отношение давлений – 2; диаметр поршня 88 мм; ход поршня – 60 мм.

Видно, что тепловой баланс двигателя Стирлинга сравнительно слабо зависит от эффективного давления и частоты вращения. Из всей подводимой теплоты q в полезную работу превращается от 30 до 40 %, что и определяет эффективный КПД двигателя, как отношение полезной мощности к единице теплоты топлива. Около 50 % подводимой теплоты отводится водяной системой охлаждения. Потери теплоты с отработавшими газами составляют примерно 10 %. К остальным потерям отнесены тепловые потери, характеризующие несовершенство процесса сгорания, и тепловые потери от теплообмена (конвекцией и излучением) двигателя с окружающей средой.

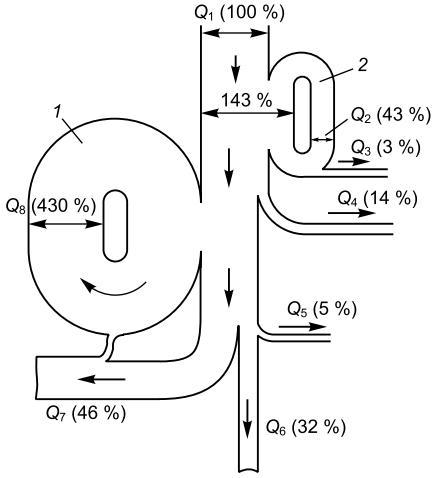


Рис. 4.7. Тепловой баланс в двигателе Стирлинга [1]:
1 – регенератор; *2* – подогреватель; Q_1 – подводимая теплота топлива (100 %); Q_2 – теплота рециркуляции отработавших газов (43 % Q_1); Q_3 – тепловые потери в подогревателе воздуха и другие неучтенные потери теплоты (3 % Q_1); Q_4 – тепловые потери, отводимые с продуктами сгорания топлива (14 % Q_1); Q_5 – тепловые потери, эквивалентные работе сил механического трения (5 % Q_1); Q_6 – теплота, эквивалентная эффективной работе (32 % Q_1): Q_7 – теплота, отводимая в систему охлаждения (46 % Q_1); Q_8 – теплота регенерации (430 % Q_1).

Эксплуатационные характеристики двигателя Стирлинга во многом аналогичны таковым для дизельного двигателя. Пологие нагрузочные характеристики являются их основным преимуществом перед газотурбинными и бензиновыми двигателями. Зависимость изменения крутящего момента от частоты вращения (рис. 4.9) имеет пологий характер, особенно благоприятный при использовании двигателя Стирлинга на автомобиле. Высокие значения крутящего момента при низких частотах вращения способствуют быстрому разгону. Скоростные и нагрузочные характеристики двигателя примерно в 7 раз шире, чем у современных ДВС.

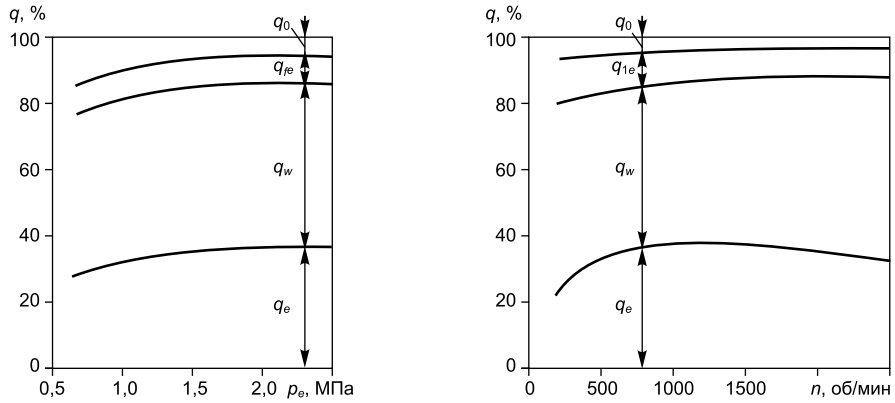


Рис. 4.8. Зависимости составляющих теплового баланса от эффективного давления при n = 1500 об/мин (*а*) и от частоты вращения вала при p_{max} = 13,7 МПа (*б*).

Наиболее полно взаимосвязь эксплуатационных параметров отражают так называемые комбинированные характеристики двигателя, которые позволяют определять оптимальные режимы его работы. Расчетные (*а*) и эксперимен-

тальные (*б*) характеристики для двигателей Стирлинга фирмы Philips приведены на рис. 4.10; расчетные зависимости относятся к оптимизированному двигателю с учетом вспомогательных агрегатов [1].

По оси ординат отложено среднее эффективное давление, определенное из уравнения мощности:

$$N_e = p_e LSn/k,$$

где N_e – полезная мощность двигателя; p_e – среднее эффективное давление; L – длина штока рабочего поршня; S – площадь днища рабочего поршня; LS – вытесненный объем рабочим поршнем за цикл; n – частота вращения; k – постоянная величина.

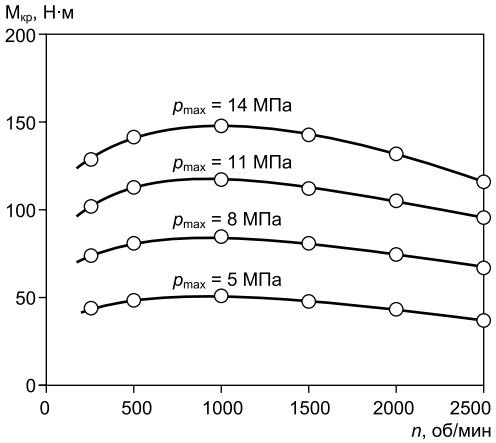


Рис. 4.9. Зависимость крутящего момента $M_{кр}$ одноцилиндрового с ромбическим приводом двигателя Стирлинга фирмы Philips от частоты вращения вала при различных максимальных давлениях рабочего тела.

Среднее эффективное давление представляет работу единицы объема, вытесняемого рабочим поршнем за цикл. По значению этого давления проводится сравнение технических характеристик двигателей. На графике также нанесены сетки кривых постоянных значений η_e и полезной мощности в диапазоне 10–125 кВт; штрих-пунктирные линии, ограничивающие график сверху и снизу, характеризуют диапазон измеренных при испытаниях постоянных значений максимального давления от 20 до 2,5 МПа.

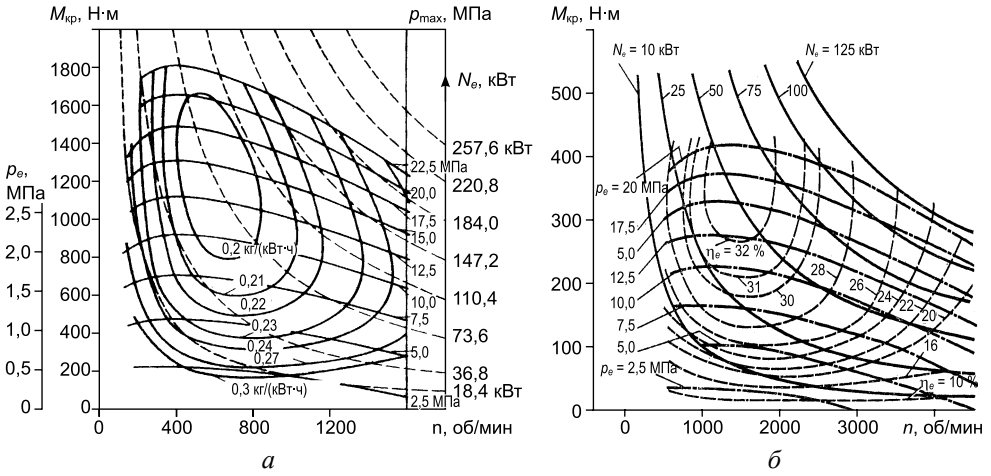


Рис. 4.10. Комбинированные характеристики двигателей Стирлинга:
а – четырехцилиндровый с ромбическим приводом; *б* – двойного действия (двигатель 4-215DA).

Вследствие ограниченных возможностей достижения высоких p_e способность двигателя сохранять постоянную частоту вращения вала при внезапно изменяющейся (увеличивающейся или уменьшающейся) нагрузке является важной характеристикой стационарных двигателей, применяемых для привода электрических генераторов. При изменении нагрузки количество подаваемого в камеру сгорания топлива должно изменяться таким образом, чтобы температура нагревателя поддерживалась на уровне, безопасном с точки зрения работы двигателя. Однако, регулирование двигателя путем изменения подачи одного только топлива не является адекватным. Поэтому применяется вторая система регулирования, известная как система регулирования мощности, а значит и крутящего момента двигателя. Регулирование мощности изменением среднего давления рабочего тела является наиболее распространенным способом регулирования режима работы двигателей Стирлинга. Основная задача системы регулирования состоит в поддержании постоянной частоты вращения вала двигателя путем изменения уровня среднего давления рабочего тела в цилиндре двигателя. Принцип работы системы состоит в следующем: регулятор обеспечивает при номинальной частоте вращения заданные значения давления масла в трубопроводах. При увеличении нагрузки, вызывающей снижение частоты вращения вала двигателя, регулятор повышает давление масла в трубопроводах до величины, при которой клапан питающего устройства открывается, и водород из буферной емкости (баллона высокого давления) поступает в цилиндр двигателя. Повышение давления рабочего тела приводит к увеличению эффективной мощности двигателя и, как следствие, к повышению частоты вращения.

По ряду показателей опытные образцы двигателей Стирлинга (ДС) в настоящее время уже достигли, а порой и превосходят параметры лучших дизелей соответствующих мощностей (рис. 4.11); эффективный КПД автомобильных ДС нового поколения достигает 43,5 % по сравнению с 32–36 % у лучших дизелей аналогичного назначения. В то же время себестоимость их пока остается высокой. По расчетам специалистов, даже при возможном серийном выпуске она превысит таковую для ДВС в 2–3 раза. Это в определенной мере сдерживает заинтересованные фирмы в организации их массового производства.

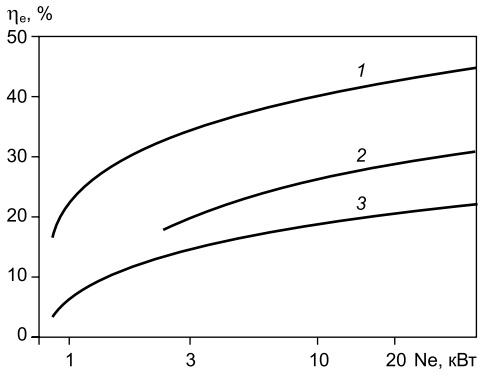


Рис. 4.11. Зависимости КПД от нагрузки ДС (*1*), дизеля (*2*) и ДВС (*3*).

Однако по мере истощения природных источников органического топлива и неизбежного возрастания его стоимости, ДС окажутся конкурентоспособными и, возможно, доминирующими в транспортных и стационарных силовых установках, включая приводы автономных систем теплоснабжения.

2. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Первый современный двигатель Стирлинга мощностью 150 кВт и КПД более 30 % с воздухом в качестве рабочего тела создала фирма Philips в 1938 г. Водород и гелий стали широко применять практически во всех двигателях Стирлинга этой же фирмы, начиная с 1954 г. Несколько позже к подобным работам подключились крупнейшие автомобилестроительные корпорации США General Motors, Ford, ряд фирм ФРГ, Швеции, Голландии, Японии. Совместными усилиями были созданы не только работающие образцы автомобильных двигателей и двигателей другого назначения, но и разработаны методы их расчетов, проектирования, изготовления и эксплуатации.

К настоящему времени предложено большое количество схем и конструкций машин, в которых реализуется цикл Стирлинга. Двигатели предназначаются для различных областей техники: в составе транспортных силовых установок, для космических и подводных аппаратов, в криогенном оборудовании, медицине и др. Начато их применение в стационарных энергетических системах в широком диапазоне мощностей. Поскольку разносторонние исследования и конструктивные проработки были выполнены в основном для автомобильных двигателей Стирлинга, работающих на жидком топливе, ниже приводятся сведения о схемах и конструкциях именно таких двигателей с камерой сгорания как источника теплоты для нагревания рабочего тела в цилиндрах.

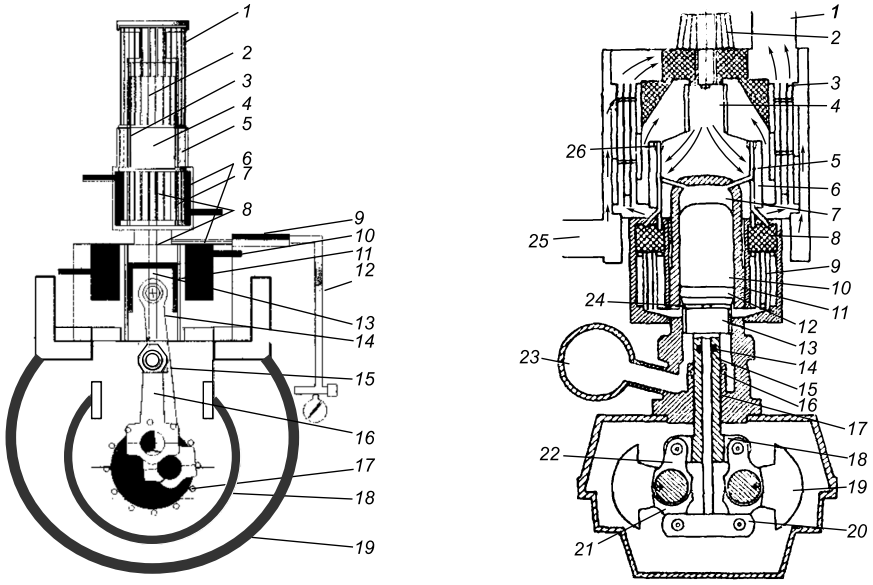
Конструктивная схема современного одноцилиндрового двигателя Стирлинга небольшой мощности (1 кВт), на которой ясно прослеживается связь основных элементов двигателя, показана на рис. 4.12, *а*. Для сопоставления на рис. 4.12, *б* представлена конструктивная схема автомобильного четырехцилиндрового двигателя мощностью 147 кВт. Основными узлами двигателей являются: камера сгорания, теплообменники, цилиндро-поршневая группа, механизмы силового привода к выходному валу двигателя, масляный картер и вспомогательные системы (масляная, система охлаждения и др.).

Теплообменники двигателя по назначению подразделяются на четыре типа (рис. 4.13): нагреватель, регенератор, холодильник и подогреватель воздуха. Во всех рассмотренных случаях, работает ли машина Стирлинга в режиме двигателя, холодильной машины или теплового насоса, направление теплового потока всегда одно и то же – в полость расширения и из полости сжатия.

Процесс сгорания топлива (жидкого или газообразного) в двигателе Стирлинга, показанном на рис. 4.12, *б*, осуществляется в камере сгорания *4*. Высокотемпературные продукты сгорания последовательно проходят через трубчатый нагреватель рабочего тела, затем через подогреватель всасываемого воздуха, после чего выбрасываются в атмосферу.

Схема камеры сгорания, образованной внутренним кольцом труб нагревателя, показана на рис. 4.14; горячими элементами являются: головка цилиндра, камера сгорания, нагреватель и подогреватель воздуха. Ее конфигурация аналогична вихревой камере сгорания и пригодна для работы на различных жидких и газообразных топливах. Исходя из требований охраны окружающей среды, до половины всего количества отработавших газов может быть возвращено (рециркулировано) в камеру сгорания, что приводит к увеличению массового расхода относительно инертного газа в камере сгорания, снижению максимальной температуры

и к уменьшению концентрации окислов азота (NO_x) в отработавших газах. Удельный объем, занимаемый системой подогрева воздуха и камерой сгорания, оценивается величиной приблизительно равной 2 $см^3$/Вт мощности двигателя. Для работы с жидкими топливами в двигателе предусмотрена форсунка.



а *б*

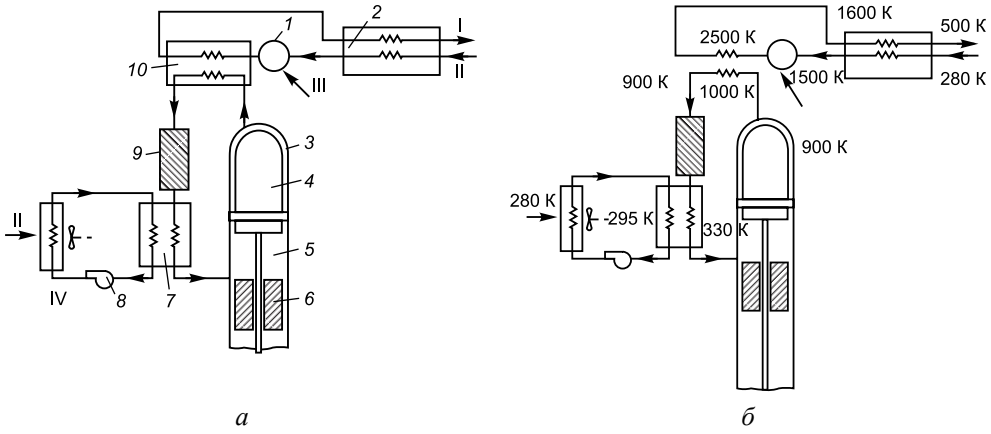
Рис. 4.12. Конструктивные схемы двигателей Стирлинга для привода электрогенератора (*а*) и автомобильного четырехцилиндрового двигателя (*б*):

а: *1*, *7* – теплообменник; *2* – полость расширения; *3* – вытеснительный цилиндр; *4* – поршень-вытеснитель; 5 – регенератор; *6* – водяной охладитель; *8* – полость сжатия; *9* – регулирующий клапан; *10* – рабочий поршень; *11* – рабочий цилиндр; *12* – система регулирования; *13* – шток поршня-вытеснителя; *14* – шатун рабочего поршня; *15* – соединитель; *16* – шатун поршня-вытеснителя; *17* – коленчатый вал; *18* – гаситель крутильных колебаний; *19* – герметичный картер двигателя;

б: *1* – отвод отработавших газов; *2* – топливная форсунка; *3* – подогреватель воздуха; *4* – камера сгорания; *5* – трубчатый нагреватель; *6* – ребра; *7* – полость расширения; *8* – регенератор; *9* – холодильник; *10* – кожух вытеснителя; *11* – стенка цилиндра; *12* – вытеснитель; *13* – рабочий поршень; *14* – уплотнение штока вытеснителя; *15* – шток вытеснителя; *16* – уплотнение штока рабочего поршня; *17* – шток рабочего поршня; *18* – траверса рабочего поршня; *19* – противовес; *20* – траверса вытеснителя; *21* – шатун вытеснителя; *22* – шатун рабочего поршня; *23* – буферная полость; *24* – полость сжатия; *25* – подвод воздуха в камеру сгорания; *26* – кольцевой коллектор нагревателя.

Нагреватель имеет сложную трубчатую структуру с горизонтальным кольцевым коллектором в верхней части. Чередующиеся трубы нагревателя соединяются с головкой цилиндра и с корпусом регенератора, причем трубы, подсоединяемые к регенератору, оребрены для улучшения процессов теплообмена.

Нагреватель окружен предварительным подогревателем воздуха, работающим на потоке уходящих газов; он представляет собой теплообменник из согнутых в виде спирали пластин, образующих узкие каналы, по которым проходят отработавшие газы и подводимый для горения воздух (рис. 4.14).



а *б*

Рис. 4.13. Взаимное расположение теплообменников (*а*) и уровни температур рабочего тела (*б*) по тракту двигателя Стирлинга:
1 – камера сгорания; *2* – подогреватель воздуха; 3 – полость расширения; *4* – вытеснитель; *5* – полость сжатия; *6* – рабочий поршень; *7* – холодильник; *8* – водяной насос; *9* – регенератор; *10* – нагреватель; I – отработавшие газы; II – воздух; III – топливо; IV – вода.

Для обеспечения постоянной максимальной температуры труб нагревателя в двигателе используется система терморегулирования изменением расхода топлива, датчиком которой служит термопара *8*.

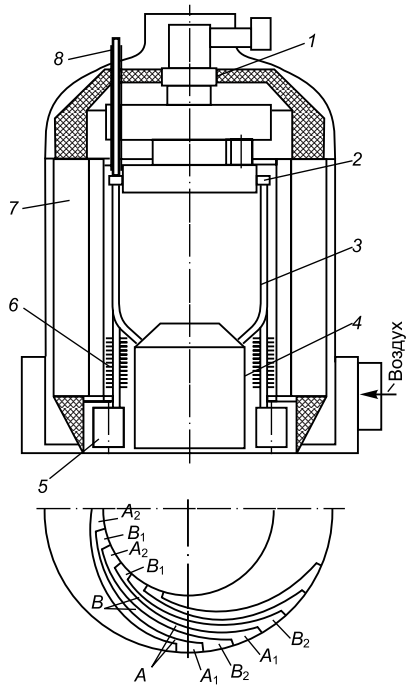


Рис. 4.14. Схема горячих узлов в двигателе Стирлинга с ромбическим приводным механизмом:
1 – топливная форсунка; *2* – коллектор нагревателя; *3* – трубки нагревателя; *4* – цилиндр двигателя; *5* – регенератор; *6* – оребрение; *7* – подогреватель воздуха; *8* – термопара; A (A_1; A_2) – каналы воздуха; A_1 – впуск холодного воздуха в подогреватель; A_2 – выпуск подогретого воздуха из подогревателя в камеру сгорания; B (B_1; B_2) – каналы отработавших газов; B_1 – впуск газов в подогреватель воздуха из камеры сгорания; B_2 – отвод отработавших газов через коллектор в атмосферу.

Регенератор двигателя – составной, разделен на десять отдельных стаканов, вставленных в корпус регенератора в отличие от схем с одним кольцевым регенератором, размещаемым вокруг цилиндра. Такая конструкция способствует снижению термических напряжений в регенераторах, характерных для двигателей более ранних конструкций. С корпусами регенератора соединены трубки нагревателя. Для первых регенераторов использовались мелкие сита из тонкой медной проволоки, в дальнейшем они были заменены блоком из пористой керамики. Материал регенератора должен иметь большую удельную теплоемкость и выдерживать резкие изменения температуры. Поэтому регенератор должен быть разделен на несколько меньших элементов. Пористый материал легко аккумулирует и отдает теплоту и позволяет благодаря этому обеспечить работу двигателя с частотой вращения до 4000 об/мин.

В некоторых двигателях простого действия поршень-вытеснитель заполняется (частично или полностью) пористой металлической насадкой; в этом случае вытеснитель является регенеративным теплообменником и называется регенеративным вытеснителем.

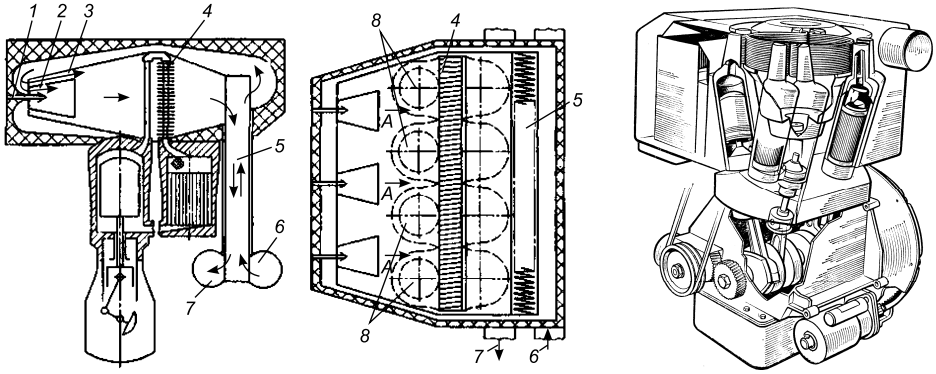
В рассматриваемом двигателе применяется водяная система охлаждения с циркуляцией рабочего тела через трубчатый холодильник, установленный ниже корпусов регенератора. Он расположен в корпусе с небольшим торцовым зазором, что обеспечивает свободное аксиальное перемещение стаканов регенератора при работе двигателя.

Для уменьшения массы двигателя картер с расположенным в нем ромбическим приводом находится под атмосферным давлением, поэтому необходимо эффективное газовое уплотнение для предотвращения утечек рабочего тела (водорода) из рабочей полости цилиндра и проникновения в нее масла из картера во избежание засорения каналов теплообменников (нагревателя, регенератора и холодильника). Последнее может привести к увеличению потерь давления и снижению мощности двигателя.

Отсутствие клапанов в основном корпусе двигателя Стирлинга и работа без периодических взрывов в цилиндрах означают, что устраняются основные источники шума, как газодинамического, так и механического. Это делает двигатель Стирлинга существенно менее шумным, чем другие устройства для выработки механической энергии с возвратно-поступательным движением.

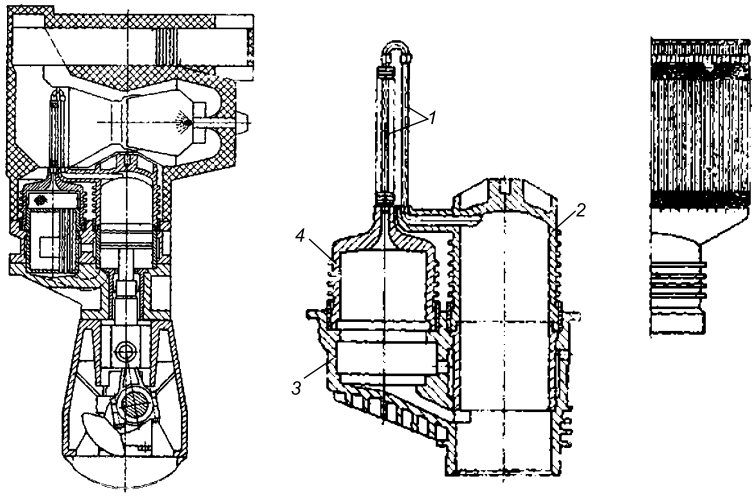
Конструктивные схемы четырехцилиндровых двойного действия двигателей Стирлинга (рядного и V-образного) представлены на рис. 4.15. В V-образном двигателе ряды цилиндров расположены под небольшим углом, поэтому головки цилиндров образуют общую группу, подогреваемую одной горелкой.

Схемы нагревателей таких двигателей достаточно разнообразны. В качестве примера приведем конструкцию трубчатого нагревателя и подогревателя воздуха, разработанные фирмой MAN/MWM для 4-цилиндрового двигателя двойного действия, поперечный разрез одного из цилиндров которого представлен на рис. 4.16, *а*. Нагреватель двигателя (рис. 4.16, *б*) состоит из прямых трубок из жаропрочной стали, спаянных попарно верхними концами при помощи U-образных элементов. Нижние концы трубок нагревателя припаяны соответственно к корпусу регенератора и к верхней части цилиндра двигателя. Трубки нагревателя смонтированы так, что образуют плоский тепловой экран.



а *б*

Рис. 4.15. Конструктивные схемы сгорания четырехцилиндровых двигателей двойного действия рядного (*а*) и V-образного (*б*) типов:
1 – подвод топлива; *2* – подвод первичного воздуха; *3* – подвод вторичного воздуха; *4* – нагреватель; *5* – подогреватель воздуха; *6* – подвод воздуха; *7* – отвод отработавших газов; *8* – цилиндры двигателя.



а *б*

Рис. 4.16. Поперечный разрез 4-цилиндрового двигателя двойного действия фирмы MAN/MWM (*а*) и конструкция трубчатого нагревателя (*б*):
1 – трубки нагревателя; *2* – цилиндр; *3* – корпус холодильника; *4* – корпус регенератора.

Анаэробные двигатели (системы с тепловыми аккумуляторами)

Одним из достоинств двигателя Стирлинга является то, что он может работать не только на разнообразных топливах, но дает возможность использовать различные виды источников теплоты. Это означает, что работа двигателя не зависит от наличия атмосферы. Он может одинаково хорошо работать в замкнутом

пространстве как на подводных лодках, так и на спутниках. Еще в середине 90-х годов прошлого века компаниями Kavasaki и Mitsubishi по лицензиям были закуплены и запущены в серийное производство двигатели Стирлинга. Для новой подводной лодки с единым анаэробным двигателем фирмой Mitsubishi создан и прошел успешные стендовые испытания двигатель Стирлинга мощностью более 600 кВт. В качестве рабочего тела двигателя использовался азот. В анаэробных двигателях Стирлинга нагреватель рабочего тела получает теплоту чаще всего от системы с тепловыми аккумуляторами с твердым или жидким теплоаккумулирующим веществом. В первом тепловая энергия накапливается за счет теплоемкости, во втором – в основном за счет теплоты фазового перехода.

За минимальное значение температуры принята температура, равная 538 °С, при которой еще обеспечивается надежная и эффективная работа двигателя. Максимальная температура ограничена степенью изученности теплофизических свойств указанных материалов. Теплоаккумулирующие материалы должны иметь высокую плотность, низкое давление паров и большую теплоемкость. Массовые и объемные энергоемкости потенциальных теплоаккумулирующих материалов приведены на рис. 4.17. Представленные данные показывают, какое количество энергии на единицу массы или объема могут дать эти материалы при изменении температуры от 538 °С до максимальной температуры, значения которой указаны.

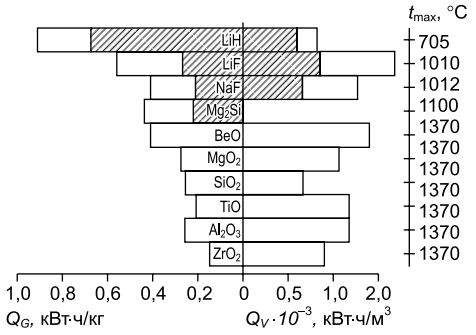


Рис. 4.17. Массовая Q_G и объемная Q_V энергоемкости различных теплоаккумулирующих материалов.

Первые четыре материала представляют собой расплавы солей, в которых основная часть запасенной энергии характеризуется скрытой теплотой плавления, связанной с изменением фазового состояния при максимальной температуре цикла. Предпочтительным материалом является фторид лития, имеющий более высокие температуру плавления и объемную энергоемкость. Однако, его массовая энергоемкость, связанная со скрытой теплотой плавления, более чем в 2 раза меньше по сравнению с массовой энергоемкостью гидрида лития. Для поддержания постоянной температуры, необходимой для работы двигателя, предпочтительной является большая энергоемкость по скрытой теплоте плавления.

На рис. 4.18 показан разрез двигателя Стирлинга мощностью 22 кВт для подводной энергоустановки с тепловым аккумулятором с использованием фторида лития. В нижней полусфере сферической капсулы диаметром 106,7 см содержалось 453,6 кг фторида лития. Нагревательные трубки двигателя были погружены в солевой расплав, предварительно нагретый электронагревателем. При использовании теплового аккумулятора с солью фтористого лития (LiF) подвод теплоты к двигателю возможен по теплопроводу, как это показано на рис. 4.19. Для охлаждения двигателя морской водой до температуры окружающей среды использовалась насосная система охлаждения. Регулирование мощности осуществлялось путем изменения давления рабочего тела двигателя (гелия или водорода).

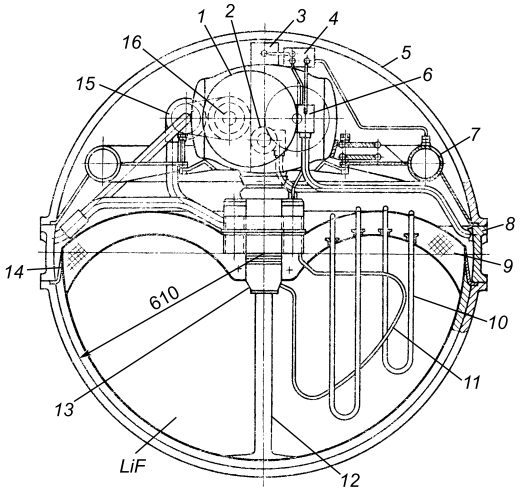


Рис. 4.18. Разрез сферического модуля подводной энергоустановки с двигателем Стирлинга мощностью 22 кВт и тепловым резервуаром с фторидом лития:
1 – генератор переменного тока; *2* – стартер; *3* – гелиевый компрессор; *4* – регулятор; *5* – герметичный корпус; *6* и *16* – коленчатые валы соответственно правый и левый; *7* – сосуд с гелием; *8* – кольцо; *9* – слоисто-вакуумная изоляция; *10* – нагревательный элемент; *11* – трубки нагревателя двигателя; *12* – опора двигателя; *13* – двигатель Стирлинга мощностью 22 кВт; *14* – резервуар с фторидом лития; *15* – водяной насос.

Система с тепловым аккумулятором содержит теплоизолированный бак с находящимся в нем теплоаккумулирующим материалом высокой энергоемкости. Нагрев этого материала может быть осуществлен как продуктами сгорания топлива, так и с помощью электрического нагревателя или ядерного источника теплоты. Были изучены также свойства оксида алюминия: при эксперименте в теплоизолированный бак поместили 60 тыс. таблеток оксида алюминия. Система функционировала в диапазоне температур 1482–816 °С при запасе энергии около 73,6 кВт·ч и была соединена с тем же двигателем Стирлинга.

Фирмой Alisson создан космический вариант солнечной установки мощностью 5 кВт, частота вращения двигателя – 3000 об/мин, КПД около 35 %. В качестве источника теплоты используется параболический лепестковый концентратор диаметром 5,8 м, создающий в приемнике температуру 674 °С. В ловушке приемника излучения предусмотрен тепловой аккумулятор, отдающий тепло фазового перехода при постоянной температуре на теневых участках орбиты полета. Энергоустановка имеет массу 250 кг и испытана на одном из искусственных спутников Земли типа «Джемини». К разработке солнечных энергоустановок с двигателями Стирлинга для космических объектов в последнее время подключились такие крупные зарубежные фирмы, как Sanpower, Britisch Aerospace Public Company, MC Donnall Donglas Aerospace, United Stirling AB и др.

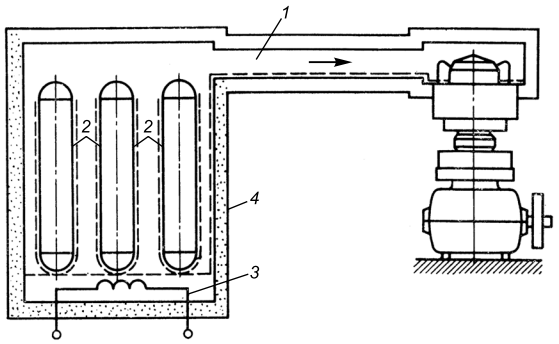


Рис. 4.19. Соединение теплового аккумулятора с головкой цилиндра двигателя Стирлинга:
1 – резервуар с LiF; *2* – жидкий натрий; *3* – нагревательная спираль; *4* – теплоизоляция.

В гелиоустановках со следящими концентраторами

предпочтительным является размещение двигателя вне фокуса концентратора на определенном расстоянии с передачей теплоты к двигателю с помощью промежуточного контура тепловой трубы с жидким металлом. Такая схема улучшает условия работы двигателя и приводит к отсутствию горячих пятен в его нагревателе, к увеличению максимальной температуры цикла, к уменьшению мертвого объема и в конечном итоге к повышению его КПД и эффективной мощности. Для работы в ночное время суток в состав контура может быть введена теплоаккумулирующая подсистема на основе фторида лития (тепловая батарея) с подзарядкой ее теплотой в период максимальной солнечной интенсивности.

Механизмы привода предназначены для передачи мощности от поршней цилиндров к коленчатому валу двигателя. Широкую известность в период 1954–1970 гг. получили двигатели вытеснительного типа простого действия с ромбическим механизмом привода. Кинематическая схема ромбического привода представлена на рис. 4.20; конструктивная схема такого двигателя показана на рис. 4.12, *б*.

В нижней части рис. 4.20 показан ромбический механизм привода, который управляет движением обоих поршней. Для привода используются два коленчатых вала, соединенных парой шестерен и вращающихся в противоположных направлениях. Концы штока вытеснителя *1* и пустотелого штока рабочего поршня *2* через отдельные шатуны соединены с обоими коленчатыми валами. Если кривошипы обоих коленчатых валов находятся в верхнем положении и движутся из положения *а* в положение *б*, то шатуны рабочего поршня *2* находятся вблизи ВМТ и он немного перемещается около ВМТ. Шатуны вытеснителя, перемещающегося в этой фазе цикла, движутся вниз и поршень также движется с наибольшей скоростью из положения *а* в положение *б*. Противоположное направление вращения двух коленчатых валов позволяет разместить на них противовесы, необходимые для уравновешивания сил инерции первого порядка и их моментов от возвратно-поступательно движущихся масс, которые существуют у одноцилиндрового и рядного двигателей.

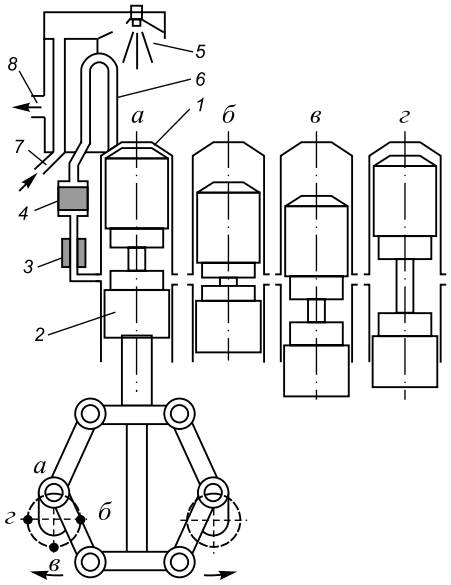


Рис. 4.20. Схема двигателя Стирлинга с ромбическим механизмом привода:
1 – вытеснитель; *2* – рабочий поршень; *3* – радиатор холодильника; *4* – регенератор; *5* – нагреватель с форсункой; *6* – трубки нагревателя; *7* – вход воздуха в подогреватель; *8* – выход дымовых газов.

Важным преимуществом ромбического привода является то, что шатуны симметрично передают усилия от штоков поршней на коленчатые валы, а в подшипниках и уплотнениях поршней не возникают боковые силы. Последнее очень важно, так как для работы двигателя с хорошим КПД необходимо высокое рабочее давление. У обычных кривошипно-шатунных меха-

низмов при высоком давлении на поршень и больших углах отклонения шатуна возникают большие боковые силы, действующие на поршень и являющиеся причиной больших потерь на трение и большого износа.

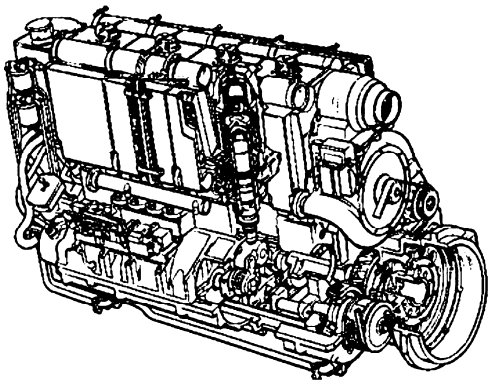


Рис. 4.21. Четырехцилиндровый рядный двигатель Стирлинга с ромбическим кривошипно-шатунным механизмом.

Четырехцилиндровый автомобильный двигатель Стирлинга первого поколения с ромбическим механизмом, изображенный на рис. 4.21, имеет диаметр цилиндра 77,5 мм, ход поршня 49,8 мм (рабочий объем 940 см^3), развивает мощность 147 кВт при 3000 об/мин и среднем давлении в цилиндре порядка 22 МПа. Температура головки цилиндра поддерживается около 700 °С, а охлаждающей жидкости – на уровне 60 °С. Масса сухого двигателя составляет 760 кг. Холодный пуск и прогрев двигателя до достижения температуры головки цилиндра 700 °С длятся около 20 с. При температуре воды 55 °С индикаторный КПД двигателя на испытательном стенде достиг 35 %. Удельная мощность 156 кВт/дм^3, а удельная масса на единицу мощности 5,2 кг/кВт.

Двигатели с ромбическим приводом были сравнимы по размерам и массе с дизелями, имели хорошие характеристики крутящего момента, особенно в режиме частичной нагрузки; более низкий уровень шума и малую токсичность отработавших газов. Такие двигатели были подготовлены для массового производства. Однако их стоимость была высока (примерно в 3 раза выше стоимости дизелей).

Кроме ромбических механизмов привода существуют и другие механизмы, а именно кривошипно- или крейцкопфно-шатунный и косая (наклонная) шайба. Период с 1960 г. по 1980 г. связан с разработкой двигателей двойного действия с приводом от косой шайбы. Схема двигателя с силовым механизмом косая шайба[1] и с круговым расположением цилиндров приведена на рис. 4.22.

Двигатели такой компоновки позволяют наиболее эффективно разместить элементы двигателя и использовать его объем. Применение косой шайбы в двигателях Стирлинга обеспечивает существенные преимущества над двигателями других типов. Косая шайба представляет собой металлический диск, закрепленный (или выполненный заодно с валом) под определенным углом к оси силового вала. Ползуны крейцкопфа выполнены на конце с боковой прорезью, охватывающей периферию диска. Такое сочленение позволяет передавать усилие от поршня во время его рабочего хода на косую шайбу, при этом окружная составляющая действующей силы заставляет диск поворачиваться. В цилиндрах двигателя с нерабочими тактами косая шайба, работающая как маховик, заставляет

[1] Русские инженеры А. Микулин и Б. Стечкин в 1916 г. применили привод типа косая шайба на созданном ими авиационном двухтактном двигателе внутреннего сгорания.

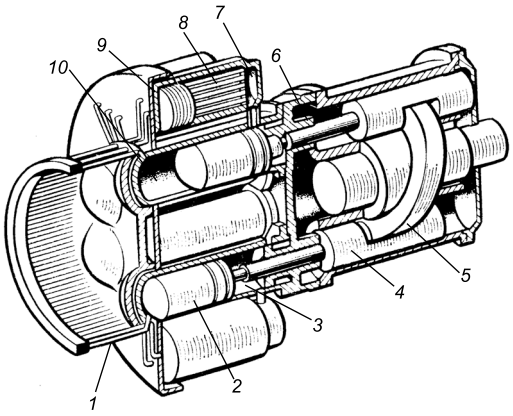


Рис. 4.22. Схема двигателя с силовым механизмом типа косая шайба и с круговым расположением цилиндров:
1 – нагреватель; *2* – поршень; *3* – холодная полость; *4* – крейцкопф; *5* – косая шайба; *6* – блок уплотнения штока; *7* – соединительный канал; *8* – охладитель; *9* – регенератор; *10* – горячая полость.

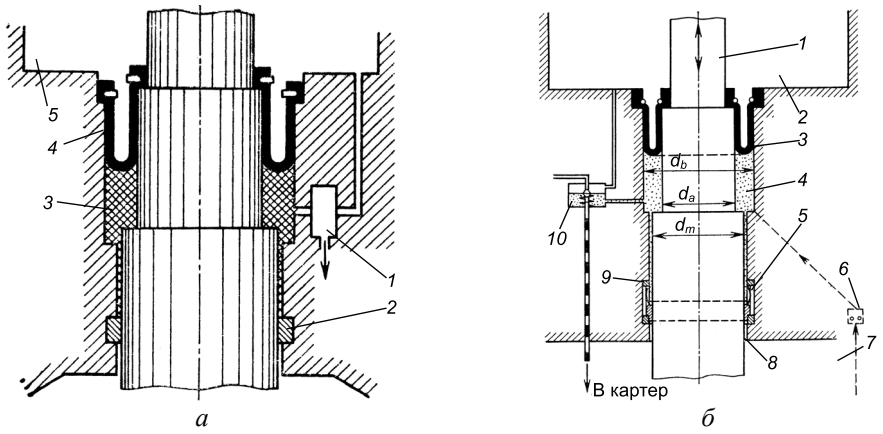
подниматься ползуны крейцкопфа в соответствующих цилиндрах. В результате крейцкопф каждого цилиндра совершает гармоническое колебание с амплитудой равной ходу поршня. Механизм косой шайбы позволяет снизить до минимума боковую силу на шток (либо полностью ее исключить). При этом снижаются потери на трение и износ в паре поршень – гильза. Снижение давления на боковую поверхность поршня и гильзы позволяет снизить их массу.

Детальные проработки фирм United Stirling, MAN/MWM, General Motors и Philips показали, что двигатели двойного действия имеют размеры, массу и стоимость в 2 раза меньшую, чем многоцилиндровые двигатели вытеснительного типа с ромбическим приводом. Основным фактором является упрощенный привод и наличие одного поршня для каждого цилиндра. Поэтому в конце 60-х гг. происходила совместная переориентация фирмы Philips и трех держателей ее лицензий на создание двигателей двойного действия. При разработке таких двигателей сложной проблемой оказалась конструкция поршневых уплотнений, работающих в условиях трения без смазки. Проблема была решена с помощью свертывающегося диафрагменного уплотнения (рис. 4.23, *а*). Уплотнение состоит из тонкой мембраны, выполненной из гибкого материала, и удерживающих мембрану прижимных колец, расположенных на неподвижных элементах двигателя и на движущихся поршне или штоке. Небольшой перепад давления на уплотнении вполне достаточен для того, чтобы при работе уплотнение удерживалось на поршне или стенке цилиндра и свертывалось без образования «морщин».

Ко времени появления диафрагменного уплотнения давление рабочего тела в двигателях составляло 14 МПа. Очевидно, что невозможно создать диафрагму, которая могла бы выдерживать это давление и быть достаточно тонкой и гибкой для выполнения функции свертывающегося уплотнения. Поэтому дополнительно была разработана масляная система (рис. 4.23, *б*). Гибкая диафрагма располагается на масляной подушке, давление в которой изменяется в зависимости от давления газа в цилиндре.

Одной из первых моделей двигателей Стирлинга двойного действия разработки фирмы Philips с косой шайбой в качестве привода являлся двигатель типа 4-65DA мощностью 44 кВт. Такой же механизм привода был применен и в последующих трех двигателях Стирлинга двойного действия: в двигателе типа 4-215 DA мощностью 127 кВт для легкового автомобиля, а также в двигателях типа 4-1400 DA мощностью 295 кВт и типа 8-500 DA мощностью 295 кВт, пред-

назначенных для грузовых автомобилей большой грузоподъемности или для самосвалов.



а *б*

Рис. 4.23. Конструкция свертывающегося диафрагменного уплотнения (*а*) и схема масляной поддерживающей подушки (*б*):
а: *1* – регулирующий клапан; *2* – масляное уплотнительное кольцо; *3* – масло; *4* – свертывающееся диафрагменное уплотнение; *5* – рабочее тело;
б: *1* – шток; *2* – полость высокого давления; *3* – свертывающееся диафрагменное уплотнение; *4* – масляная подушка; *5* – насосное кольцо (или масляный насос); *6*, *7* – картер; *8* – смазка разбрызгиванием; *9* – пружинное кольцо; *10* – регулирующий клапан.

Схематический разрез двигателя Стирлинга фирмы Philips модели 4-215DA изображен на рис. 4.24. Двигатель имеет примерно такие же размеры и массу, как и обычный бензиновый двигатель, и его мощность равна 127 кВт при частоте вращения 4000 об/мин, диаметре цилиндра 73 мм и ходе поршня 52 мм. Четыре цилиндра с поршнями двойного действия расположены вокруг оси приводного вала с наклонной шайбой. Камера сгорания, общая для всех четырех цилиндров, имеет одну форсунку. На автомобиле «Ford Torino» (США) расход топлива с этим двигателем был на 25 % ниже, чем с бензиновым V-образным 8-цилиндровым двигателем. Содержание NO_x в отработавших газах камеры сгорания благодаря применению их рециркуляции было намного меньше установленной нормы. Температура в нагревателе (температура головок цилиндров) равна 700 °С, а охлаждающей жидкости – 64 °С.

Для двигателя типа 4-1400 DA крутящий момент при максимальной мощности и частоте

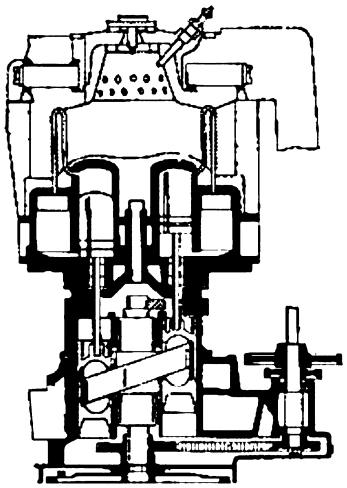


Рис. 4.24. Четырехцилиндровый бесшатунный двигатель Стирлинга с поршнями двойного действия и вращающейся наклонной шайбой.

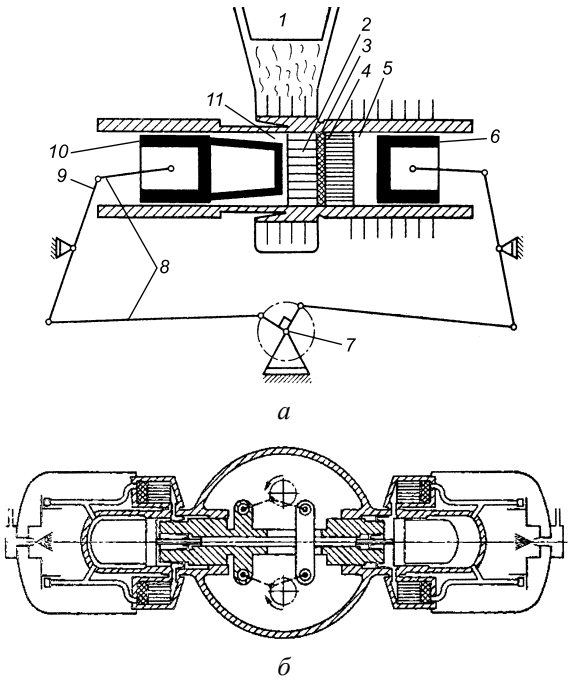


Рис. 4.25. Принципиальная схема двигателя Стирлинга с оппозитно-расположенными цилиндрами (*а*) и конструктивное выполнение двигателя с ромбическим механизмом привода (*б*):
1 – камера сгорания; *2* – нагреватель; *3* – регенератор; *4* – холодильник; *5* – полость сжатия; *6* – рабочий поршень полости сжатия; *7* – коленчатый вал; *8* – шатуны; *9* – коромысло; *10* – рабочий поршень полости расширения; *11* – полость расширения.

вращения 1300 об/мин равен 2,1 кН·м, а максимальный крутящий момент при частоте вращения 400 об/мин и максимальном КПД 40 % – 2,6 кН·м. Для двигателя типа 8-500DA крутящий момент при максимальной мощности и частоте вращения 1900 об/мин составлял 1,5 кН·м, а максимальный крутящий момент при частоте вращения 400 об/мин и максимальном КПД, также равном приблизительно 40 %, – 1,8 кН·м. Согласно проектным данным температура охлаждающей воды равна 70 °С, давление рабочего тела (водорода) 22 МПа, температура стенок труб нагревателя 700 °С при условии, что потери мощности на привод вентилятора, генератора и на регулирование двигателя отсутствуют. С учетом потерь мощность двигателя снижается на 10–15 %, что обусловливает снижение максимального значения эффективного КПД до 35 %.

Четырехцилиндровый рядный двигатель модели 4-235 фирмы Philips был выполнен по схеме с оппозитно-расположенными цилиндрами объемом по 235 см^3 каждый; диаметр цилиндра 8,28 см, ход поршня 5 см, частота вращения вала 3000 об/мин, среднее давление 21,6 МПа, мощность 145 кВт, температура в трубках нагревателя и холодильника соответственно 700 и 60 °С. Принципиальная кинематическая схема и конструктивное исполнение модуля двигателя с оппозитно-расположенными цилиндрами показаны на рис. 4.25. Он был установлен для испытания на автобусе. При работе двигателя с мощностью 120 кВт, при скорости автобуса, равной 90 км/ч, средняя расчетная температура воды в радиаторе составляла 62 °С при температуре окружающего воздуха 25 °С.

Поперечный разрез двигателя двойного действия типа V4X, разработанного фирмой United Stirling, показан на рис. 4.26. Его конструктивная схема была показана на рис. 4.15, *б*. Новая V-образная компоновка двигателя позволила применить общую камеру сгорания для всех четырех цилиндров и общий рекуперативный подогреватель воздуха. Используя такую схему расположения цилиндров (с

наклоном 30° к вертикальной оси), удалось добиться удобного размещения трубопроводов системы охлаждения и применить обычный стандартный кривошипно-шатунный привод с ползуном (вместо ромбического механизма привода). Диаметр цилиндра равен 50 мм, а ход поршня – 46 мм. Некоторые технические данные этого двигателя приведены в табл. 4.2. Описанный двигатель был предназначен в основном для исследовательских целей. После ряда усовершенствований на базе этого двигателя конструировались более мощные двигатели для транспортного применения с характеристиками, указанными в табл. 4.2.

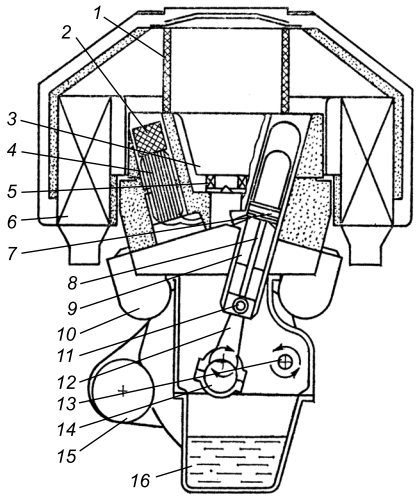


Рис. 4.26. Поперечный разрез 4-цилиндрового двигателя Стирлинга типа V4X двойного действия фирмы United Stirling:
1 – трубки нагревателя; *2* – регенератор; *3* – камера сгорания; *4* – трубки холодильника; 5 – завихритель; *6* – подогреватель воздуха; *7* – рабочий поршень-вытеснитель; *8* – шток поршня-вытеснителя; *9* – узел уплотнения для водорода; *10* – система регулирования изменением мертвого объема; *11* – ползун; *12* – шатун; *13* – балансировочный вал; *14* – коленчатый вал; *15* – стартер; *16* – поддон для масла.

С целью снижения стоимости фирма United Stirling создала двигатель Стирлинга, с большой степенью унификации деталей, серийно выпускаемыми автомобильной промышленностью. В частности, используются обычный коленчатый вал и шатун, который совместно с крейцкопфом преобразует во вращательное движение вала поступательное движение поршня двойного действия. Удельная масса этого двигателя равна 2,4 кг/кВт, что вполне сравнимо с показателями современного малоразмерного высокооборотного дизеля.

В 1966–1967 гг. на фирме General Motors проводилось изготовление шестицилиндрового двигателя мощностью 370 кВт и экспериментальная доводка привода типа косая шайба. Одними из наиболее известных машин Стирлинга являются двигатели модели GPU-3, которые исследовались и модернизировались в течение ряда лет. Технические данные этого и других двигателей фирмы приведены в табл. 4.3.

Таблица 4.2

Технические данные двигателей фирмы United Stirling

Показатель	Модель двигателей			
	V4X	**P40**	**P75**	**P150**
Мощность, кВт	40	40	75	150
Частота вращения, об/мин	4500	4000	2400	2400
КПД, %	30	35	37	37
Масса, кг	–	180	350	650

К началу 90-х годов прошлого столетия работы по созданию двигателей Стирлинга проводились такими известными фирмами, как Philips (Нидерланды), General Motors Co, Ford Motor Co, NASA Lewis Research Center, Los Alamos National Laboratory (США), MAN B&W (Германия), Mitsubishi Electric Corp., Toshiba Corp. (Япония). В течение последнего десятилетия к работам по созданию двигателей Стирлинга приступили также Daimler Benz и Cummins Power Generation (CPG) и ряд других крупных фирм.

Таблица 4.3

Экспериментальные данные двигателей Стирлинга фирмы General Motors

Показатель	**Модель**			**Двигатель для автомобиля «Кальвер»**	**Двигатель для BMC США**	**EMD**	**EMD**
	10-36	**GPU-2**	**GPU-3**	**3015**	**4S1210**	**1-S1050**	**2W17A**
Максимальная эффективная мощность, кВт	5,5	5,37	8,25	29,4	280	55,3	102
Частота вращения, об/мин	3600	3600	3600	2500	1500	1500	1800
Максимальный эффективный КПД, %	26,3	28,03	26,5	39	35	28	28,4
Частота вращения при $КПД_{max}$, об/мин	1800	2400	1900	1400	750	1200	900
Температура стенки нагревателя, °С	760	760	690	650	650	690	595
Температура охлаждающей воды, °С	24	52	38	21	32	38	38
Рабочее тело	H_2	H_2	H_2	H_2	H_2	H_2	H_2
Среднее давление рабочего тела, МПа	6,9	6,9	6,9	10,75	10,35	9,9	7,6
Число цилиндров	1	1	1	1	4	1	2
Диаметр цилиндра, см	6	6,04	7	8,82	14,5	14,5	16,5
Ход рабочего поршня, см	6	6,04	7	8,82	14,5	14,5	8,13
Общий вытесняемый объем, $см^3$	89	89,5	120	366	4830	1210	3480
Цилиндровая мощность, $Вт/см^3$	61,8	60	68,8	80,4	58	45,6	29,3
Масса двигателя, кг	57,91[1]	411[1]	57,71[1]	250[1]	2270	1042[2]	17,25[2]

Окончание табл. 4.3.

Показатель	Модель			Двигатель для автомобиля «Кальвер»	Двигатель для ВМС США	EMD	EMD
	10-36	GPU-2	GPU-3	3015	4S1210	1-S1050	2W17A
Удельная масса, кг/кВт	10,5	7,65	7	8,5	8,1	18,92	16,82
Длина, см	35,6	30,5	35,6	44,5	188	91,5	92,2
Ширина, см	35,6	42	39,4	43,3	101,6	70	158
Высота, см	71,2	67,3	71,2	94,8	193	165	218
Габаритный объем, $м^3$	0,09	0,086	0,1	0,182	3,68	1,053	3,14
Удельная объемная мощность, $кВт/м^3$	61	62,5	82,5	162	76	52,5	32,5
Удельная объемная масса, $кг/м^3$	642	476	577	1370	618	990[2]	550[2]
Масса подогревателя, кг	–	9,53	9,53	29,1	–	44	88,2
Среднее эффективное давление рабочего тела, МПа	1,06	1,03	1,18	1,98	2,36	1,88	1

Примечания: [1] – только двигатель с подогревателем; [2] – без маховика.

Некоторые технико-экономические показатели

Отношение мощности к массе у двигателя Стирлинга сопоставимо с аналогичным показателем дизельного двигателя с турбонаддувом. Удельная мощность на выходе такая же, как и у дизельного двигателя. Крутящий момент практически не зависит от частоты вращения. Двигатель Стирлинга реагирует на изменения нагрузки аналогично дизелю, однако требует более сложной системы регулирования. Серьезные затруднения связаны с требованиями работы многих узлов двигателя при высоких температурах, что требует применения дорогостоящих жаростойких и жаропрочных материалов, поэтому стоимость его изготовления выше стоимости изготовления ДВС. По оценкам специалистов ООО «ИИЦ «Стирлинг-технологии» (Россия), в ближайшее время при серийном производстве двигателей Стирлинга следует ориентироваться на следующие цены: двигатели мощностью 10 кВт – около 15 тыс. USD, мощностью 100 кВт – до 90 тыс. USD. По другим данным удельная стоимость двигателя Стирлинга может составлять 1300–8000 USD/кВт. Моторесурс этих двигателей оценивается величиной 20–50 тыс. ч. Компания SOLO (ФРГ) разработчик и производитель двигателей Стирлинга известной модели V161 мощностью 10 кВт и КПД 25 % сообщает следующие данные о надежности своей продукции. К 2006 г. около 150 двигателей,

работающих на дешевом газе станции очистки сточных вод, имеют наработку 2 млн ч. Отдельные двигатели эксплуатировались непрерывно в течение 11 тыс. ч. С учетом гораздо меньших эксплуатационных расходов по сравнению с ДВС, сроки окупаемости проектов с двигателями Стирлинга значительно ниже.

В настоящее время за рубежом начато производство двигателей Стирлинга, основные характеристики которых превосходят аналогичные показатели двигателей внутреннего сгорания и газотурбинных установок. Следует отметить, что практически все двигатели представляют собой доработку и совершенствование основных конструктивных схем, разработанных в 60-х гг. прошлого века и описанных в настоящем разделе. В табл. 4.4 представлены данные по некоторым современным двигателям Стирлинга.

Таблица 4.4

Показатели некоторых современных двигателей Стирлинга

Фирма	Марка	Мощность, кВт	Удельная масса, кг/кВт	Ресурс, тыс. ч	Эффективный КПД, %
Philips	4-S-1210	265,0	3,8	10	30,0
STM Inc.	STM 4-120	52,0	2,1	50	45,0
	SM-3	40,0		50	40,0
Daimler Benz	KS15D	15,0	3,7		37,1
SOLO	V-160	7,5	2,3	28	35,0
MTI	Mod-III	108,0	3,0	20	36,0
	4-95	52,0	4,1	20	41,0
United Stirling	V4X	48,0	2,6	20	34,0
	–"–	125,0	1,2	10	30,0

Указанные характеристики обеспечили применение двигателей Стирлинга в современных зарубежных системах вооружения блока НАТО.

3. ПРИМЕНЕНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА В КОГЕНЕРАЦИИ И ДРУГИХ ТЕХНОЛОГИЯХ

Двигатель Стирлинга применим в случаях, когда необходим компактный преобразователь тепловой энергии, простой по устройству, либо когда эффективность других тепловых двигателей оказывается ниже: например, если разницы температур недостаточно для работы паровой или газовой турбины. Преимущества экономических показателей двигателей Стирлинга по сравнение с ДВС могут проявиться в тех случаях, когда необходимы высокая экономичность, низкие эксплуатационные расходы, уменьшенный расход смазочных материалов и низкая стоимость технического обслуживания.

Двигатели Стирлинга могут применяться для генерирования электроэнергии с использованием любой теплоты, а именно – продуктов сгорания органи-

ческих топлив, альтернативных и возобновляемых источников энергии, тепловых вторичных энергоресурсов, ядерной, солнечной, геотермальной энергии. В частности сообщается [1], что для демонстрации возможностей работы двигателя Стирлинга на различных видах топлива и степени динамической уравновешиваемости его механизмов, на раме двигателя модели 1-98 фирмы Philips были установлены цилиндрические колбы с различными топливами, включая спирт, нефть, оливковое масло, прованское масло, дизельное топливо, бензин и сжиженные нефтяные газы. Двигатель успешно работал на каждом из этих топлив и на их смесях. Об уникальной динамической уравновешенности двигателей Стирлинга говорит следующий факт: при частоте вращения вала, равной 3000 об/мин, на смеси сырой нефти, бензина и спирта вертикально находящаяся на картере трехпенсовая монета, имеющая форму многоугольника, стояла неподвижно. Характер движения возвратно-поступательных и вращающихся узлов двигателя более спокойный, без внезапных ускорений и замедлений. Этот двигатель фирмы Philips стал прототипом многих последующих разработок и, в том числе, для создания наземного энергоблока (GPU) фирмы General Motors и солнечной космической энергоустановки в ее отделении Allison. На базе этого двигателя был разработан электрогенераторный блок мощностью 2,5 кВт, испытанный и принятый специалистами ВМС Швеции.

Процесс сгорания топлива в двигателе Стирлинга непрерывный и происходит при постоянном атмосферном давлении в изолированной, а потому снижающей уровень шума, камере сгорания. Давление рабочего тела в цилиндре изменяется в небольшом диапазоне, причем отсутствуют периодически работающие впускные и выпускные клапаны. Малошумные энергетические установки с двигателями Стирлинга представляют интерес для многих областей их применения, в том числе для городских условий (от косилки для скашивания газона и мопеда до больших локомотивов и грузовых машин). При испытаниях двигателя, установленного на автобусе фирмы Philips, уровень шума составлял 68 дБ, что на 10–15 дБ меньше, чем уровень шума обычных городских автобусов.

Для систем стационарного энергоснабжения двигатели Стирлинга обладают привлекательными характеристиками: способны работать на различных видах топлива, бесшумны, имеют отличные характеристики в режиме частичной нагрузки и быстро реагируют на ее внезапные изменения; они могут продолжительное время работать в автономном режиме при минимальном обслуживании и с малым расходом смазочных материалов.

Способность двигателей Стирлинга работать на различных видах топлива будет, по всей вероятности, наиболее важной характеристикой с точки зрения экономии энергоресурсов в ближайшем будущем. Учитывая постоянный рост потребления нефти и газа, все большее значение будет уделяться производству энергии с использованием твердого топлива, такого, как уголь, или различного вида промышленных (в особенности лесодобывающего и деревообрабатывающего производств), сельскохозяйственных и городских отходов. Все, что способно гореть, может быть использовано в высокоэффективных топках с кипящим слоем или других перспективных камерах сгорания, обеспечивающих получение горячих газов для нагрева рабочего тела в системах с двигателем Стирлинга.

С конца 80-х годов во всем мире проводится усиленная разработка стирлинговых моторов небольшой мощности с целью их использования в когенерационных

мини-системах. Некоторые из них применяются в демонстрационных установках и при испытаниях мини-ТЭЦ. В настоящее время в Германии началась реализация проекта по размещению 80 тыс. когенерационных мини-установок с двигателями Стирлинга для покрытия пиковых нагрузок. В перспективе в каждой квартире жителей западной Европы, США и Японии будет работать такой «домашний» стирлинг-генератор, что позволит сократить до 60 % потерь в системах тепло- и электроснабжения. К созданию таких установок уже приступили крупнейшие корпорации мира: Bosch Group (Германия), Rinnai (Япония), MTS Group (Италия), MCC (Испания) и др. Предполагается, что именно энергетические установки с двигателями Стирлинга, работающие на местном топливе, будут играть решающую роль в энергообеспечении различных регионов.

В мини-ТЭЦ в качестве источника тепла можно использовать тепло уходящих газов от отопительной установки. Остающееся тепло уходящих газов, равно как и тепло от теплоотвода могут далее отводиться для целей отопления, а избыточная механическая мощность может использоваться для производства электроэнергии. Это обеспечивает высокий общий КПД. На практике достигается электрический КПД порядка 35 %, хотя на небольших агрегатах этот показатель составляет 15–20 %. Например, в электрогенераторах со свободно-поршневым двигателем Стирлинга, в котором энергия движущихся возвратно-поступательно поршней передается линейному генератору переменного тока (рис. 4.27), достигнут электрический КПД 30–35 %. В такой компоновке двигатель с присоединенным генератором может быть герметично уплотнен, что предотвращает утечку рабочего газа, который выполняет также роль смазки. Полная эффективность когенерационной системы может составить 65–85 % при соотношении электрической мощности к тепловой 1,2–1,7.

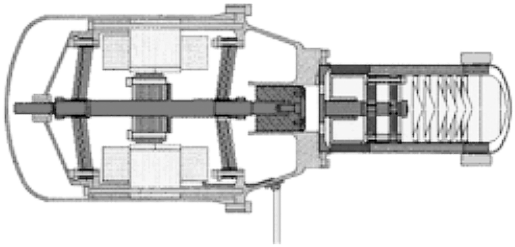


Рис. 4.27. Двигатель Стирлинга с линейным генератором переменного тока.

Некоторые результаты разработок когенерационных мини-систем зарубежными фирмами представлены в табл. 4.5.

Компания British Gas на основе свободнопоршневого двигателя Стирлинга разработала демонстрационный образец настенного устройства для бытового использования и к 1997 г. провела его испытания. Агрегат используется с целью отопления жилого дома, вырабатывая при этом электроэнергию с КПД 15 %.

Фирма SIG (Швейцария) также разрабатывает свободнопоршневой двигатель с линейным электрогенератором. Это устройство, предназначающееся как для параллельной работы с внешней сетью, так и автономной работы (принцип острова), имеет такие расчетные параметры: электрический КПД около 25 % и общий КПД более 94 % при конденсации влаги уходящих газов. Фирмы Sigma и Visper-Gen специализируются на двигателях Стирлинга с кривошипно-шатунным механизмом и с приводом типа косая шайба соответственно. Четырехцилиндровый двигатель Альфа-схемы, работающий на жид-

ком топливе и разработанный в Новой Зеландии, используется для электроснабжения удаленных коттеджей.

Таблица 4.5

Эффективность когенерационных мини-систем с двигателями Стирлинга

Тип двигателя	Изготовитель	Место испытания	Мощность эл./тепл., кВт	КПД (эл.)/ КПД (общ.), %
Свободнопоршневой	STC (США) и British Gas	Бритиш газ	1/5	>15
Одноцилиндровый вытеснительный с ромбическим приводом	Sigma Норвегия		3/9	расчетные данные 20–25/80–95
Одноцилиндровый двигатель Альфа-схемы	SIG Швейцария	Газуния (Нидерланды) Городские сети в Швейцарии	1,1/5,5	расчетные данные по высшей теплотворной способности 25/94
Четырехцилиндровый двигатель Альфа-схемы	Visper-Gen Новая Зеландия	Газуния (Нидерланды)	0,75/5,00	10

В последние годы преобладает интерес к возможностям применения двигателей Стирлинга, работающих с использованием вторичных энергоресурсов или альтернативных видов возобновляемой энергии. Температура теплоносителя в некоторых из них, например, уходящих газов за различными промышленными печами, выхлопных газов ДВС, достигает 500–800 °С. Это дает возможность обеспечить работу двигателей Стирлинга за счет теплоты этих газов, хотя КПД таких устройств составляет не более 15–20 %.

Компания ИИЦ «Стирлинг-технологии» (Россия) разрабатывает способы перевода существующих котельных теплоснабжения в мини-ТЭЦ на базе двигателей Стирлинга. Один из вариантов компоновки основного оборудования приведен на рис. 4.28.

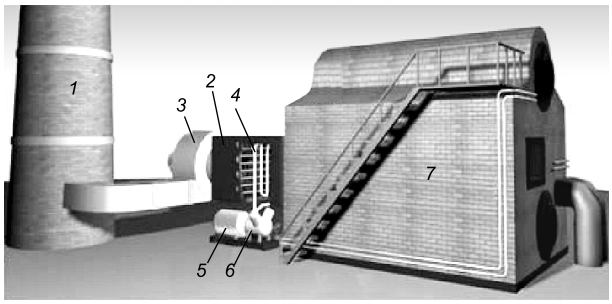


Рис. 4.28. Схема утилизационной Стирлинг-системы: *1* – дымовая труба; *2* – экономайзер; *3* – дымосос; *4* – контактный теплообменник; *5* – генератор; *6* – двигатель Стирлинга; *7* – котельный агрегат.

Без изменения существующей конструкции котельной теплоснабжения, установка в дымоходе котельного агрегата нагревателя двигателя Стирлинга позволяет осуществлять

преобразование теплоты уходящих дымовых газов в полезную механическую и электрическую энергию. Утилизация теплоты уходящих газов с помощью двигателя Стирлинга является одним из перспективных направлений повышения экономичности котельных различной мощности. Полученная электрическая энергия может быть использована как для покрытия потребностей в электроэнергии на собственные нужды котельной, так и выработки электроэнергии во внешнюю электросеть. Стоимость 1 кВт·ч производимой электроэнергии с помощью утилизационной установки с двигателем Стирлинга в несколько раз ниже существующих тарифов.

Рис. 4.29. Общий вид когенерационной установки фирмы CleanergyAB с двигателем Стирлинга.

Предлагаемый для модернизации котельных энергетический блок V161 (V-образный двигатель Стирлинга, изготовленный компанией CleanergyAB – Германия) поставляется в виде контейнера (рис. 4.29); его технические данные представлены в табл. 4.6.

Регулирование мощности двигателя Стирлинга в указанном в таблице диапазоне достигается за счет изменения давления рабочего газа в цилиндре.

В области использования биомассы германская фирма SOLO Stirling Engine занимается разработкой систем Стирлинг–Когенерация с непосредственным использованием твердого горючего, преимущественно древесины. Проблемными оказались вопросы удаления шлака из камеры сгорания и предотвращение спекания частиц топлива. Было предложено использовать в камере сгорания двигателя генераторный газ, полученный путем газификации в газогенераторе исходного топлива.

Аналогичные работы проводит ООО «Инновационно-исследовательский центр «Стирлинг-технологии» (Россия). В проекте отопления коттеджного городка используется двигатель Стирлинга, работающий на генераторном газе из торфа. В то же время ведутся разработки твердотопливных установок с двигателем Стирлинга, работающих на древесной щепе, угле и угольной пыли, торфе, сланцах, отходах сельского хозяйства и навозе, бытовом мусоре и т. п. (рис. 4.30).

В конце 90-х гг. в Институте технической теплофизики НАН Украины разрабатывался проект[1] создания когенерационной системы на базе парового котла ДКВР-10/13 и модернизированного двигателя Стирлинга. Последний предполагал внешний подвод теплоты от дымовых газов топочного пространства котла к зоне расширения цилиндра двигателя и отвод сбросной теплоты от зоны сжатия цилиндра к питательной воде или к воздуху, подаваемому на горелки котла. Подвод и отвод теплоты планировалось осуществить в теплообменниках реку-

[1] «Разработать и внедрить головной демонстрационный образец когенерационной установки с применением нетрадиционного топлива на базе действующего котла и двигателя внешнего сгорания»; авторы Долинский А. А. и Кремнев В. О. Проект не был реализован.

перативного типа. При агрегатировании двигателя с котлом конструкция двигателя существенно упрощается, поскольку отпадает необходимость в камере сгорания и водяной системе охлаждения двигателя. Конструкция холодильника двигателя упрощается, т. к. принудительное движение хладоагента осуществляется штатными насосами котельной установки. Подвод теплоты от продуктов сгорания к рабочему телу двигателя обеспечивается за счет установки рекуперативного нагревателя, выполненного в виде плоского экрана на внутренней поверхности топочной камеры, свободной от котельных экранов. Конструктивно это возможно, поскольку в котлах небольшой мощности экраны обычно располагаются на двух противоположных стенках топки. Поверхность нагревателя работает в условиях лучисто-конвективного теплообмена. Установка этого теплообменника не требует изменения циркуляционного контура котла, а ограничивается лишь небольшими изменениями в обмуровке одной из стенок топочной камеры котла. Авторы проекта не приводили данных о предполагаемой мощности и КПД двигателя Стирлинга, работающего в таких условиях, а также о полном КПД полученной когенерационной системы.

Таблица 4.6

Технические характеристики энергоблока с двигателем Стирлинга

Показатели	Величина
Тип	Автономный, 90° V-двигатель
Топливо	Природный газ, сжиженный газ, биогаз, газ сточных вод
Производительность горелки, кВт	16–40
Давление подачи газового топлива, кПа	5
Электрическая мощность, кВт	2–9 (±5 %)*
Объем цилиндра, $см^3$	160
Тепловая мощность, кВт	8–26
Характеристика тока, В/Гц/кол-во фаз	400/50/3
Электрическая эффективность, %	22,0–24,5 (±1 %)*
Общая эффективность, %	92–96*
Расход топлива, $нм^3/ч$	3–7**
Рабочий газ	Гелий
Давление рабочего газа, МПа	2,0–15,0
Интервал обслуживания, ч	4000–6000
Выбросы CO (при 5 % O_2), $мг/м^3$	50
Выбросы NO_x (при 5 % O_2), $мг/м^3$	80
Размеры (Ш×Д×В), мм	1280×700×980
Вес, кг	460

** – при температуре теплоносителя 50 °C;*

*** – нормальное потребление природного газа, содержащего около 60 % CH_4: 6–7 $м^3/ч$.*

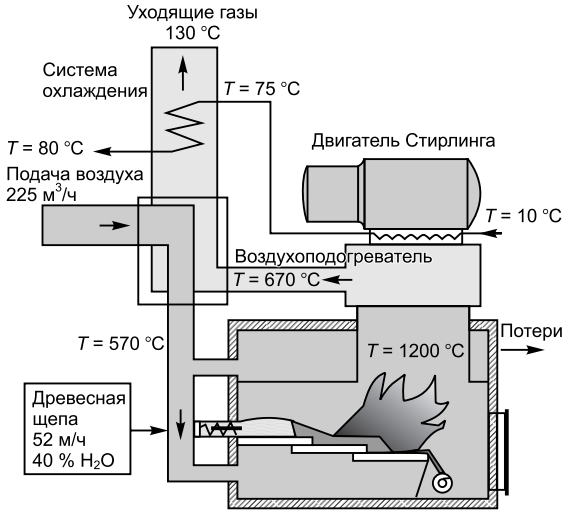


Рис. 4.30. Схема когенерационной установки с двигателем Стирлинга, работающим на древесной щепе.

Как указывалось выше, в камере сгорания принципиально может сжигаться макулатура, использованные покрышки автомобилей, уголь или древесные отходы. Системы сжигания в кипящем слое дают возможность интенсификации теплового потока в камерах сгорания с относительно умеренным и хорошо регулируемым уровнем температур и способны работать на различных твердых топливах в широком диапазоне тепловой нагрузки. Эти системы могут быть использованы для непосредственного нагрева рабочего тела в трубках нагревателя двигателей Стирлинга, но предпочтительным является все же косвенный нагрев с использованием натриевых тепловых труб или промежуточного контура на натрий-калиевой эвтектике.

В настоящее время наиболее перспективным направлением для применения двигателей Стирлинга является создание когенерационных установок для одновременного производства электроэнергии и тепла, которые относятся к стационарным энергетическим системам. В связи с этим, к работам по созданию соответствующих двигателей Стирлинга приступили практически во всех крупных энергетических компаниях мира. О своих программах по двигателю Стирлинга заявили такие ведущие в мире фирмы по производству энергетических установок, как TODEM, Cummins Power Generation, Toshiba Corp., Mitsubishi Electric Corp., MCC, Hoval, Volvo, SAAB и др.; появились новые мощные объединения, например, европейский швейцарско-немецкий концерн, включающий в себя компании Stirling Systems AG и Stirling Systems GmbH, транснациональная компания, в состав которой входят американские, японские, итальянские и немецкие фирмы (Merloni Termosanitari (MTS Group), Bosch Group, Rinnai, Infinia).

Сравнение показателей когенерационной системы на базе двигателя Стирлинга и других известных когенерационных технологий приведены в табл. 4.7. Видно, что когенерационные Стирлинг-системы вполне конкурентноспособны и имеют благоприятные перспективы применения.

Исторический опыт свидетельствует о том, что наиболее эффективные и прогрессивные технологии в различных сферах экономики привносятся из военно-промышленного комплекса или космических проектов. Не будут являться исключением и технологические достижения в области разработок и создания двигателей Стирлинга для стационарного энергоснабжения, например, для гелиоэлектростанций. Обеспечение эффективного КПД двигателей Стирлинга, примерно равного 20 %, не является в данном случае проблемой;

следует отметить, что у термоэлектрического генератора коэффициент преобразования в 2 (и более) раза меньше.

Таблица 4.7

Энергетические показатели когенерационных систем

Когенерационная технология	**Электрическая мощность, МВт**	**Коэффициент надежности, %**	**КПД (электрический), %**		**КПД (полный), %**	**Отношение $N_э/N_т$**
			нагрузка 100 %	**нагрузка 50 %**		
Паротурбинная	0,5–100,0	90–95	14–35	12–28	60–85	0,1–0,5
Газотурбинная	0,1–100,0	90–95	25–40	18–30	60–80	0,5–0,8
Парогазовая	4,0–100,0	77–85	35–45	25–35	70–88	0,6–2,0
На базе дизеля	0,07–50,00	80–90	35–45	32–40	60–85	0,8–2,4
На базе газопоршневых двигателей	0,015–2,000	80–85	27–40	25–35	60–80	0,5–0,7
На базе топливных элементов	0,04–50,00	90–92	37–45	37–45	85–90	0,8–1,0
На базе Стирлинг-двигателей	0,003–1,500	85–90 ожидаемый	35–50	34–49	60–80	1,2–1,7

В случае преобразования солнечной энергии в электрическую в системах может быть использовано сочетание свободнопоршневого двигателя Стирлинга, линейного электрогенератора переменного тока, поглотителя и концентратора солнечной энергии (рис. 4.31).

Двигатель устанавливается в фокусе параболического зеркала таким образом, чтобы область нагрева была постоянно освещена. Параболический отражатель управляется по двум координатам при слежении за солнцем. Энергия солнца фокусируется на небольшой площади. Зеркала отражают около 92 % падающего на них солнечного излучения. В качестве примера использования солнечной энергии для привода двигателя Стирлинга приведем приспособленный для этих целей двигатель Stirling 161, фирмы SOLO системы EURODISH. Этот двигатель используется несколькими производителями в различных исполнениях. На испанском солнечном плато de Almerio с 1997 г. работают 6 систем. В рамках проекта, поддержанного ЕС, разрабатывается новое поколение двигателей Dish/Stirling мощностью 10 кВт для работы с солнечным зеркалом диаметром 8,5 м. Целью проекта является сокращение удельной стоимости капиталовложений до 5 тыс. EUR/кВт.

Самые крупные инновационные проекты в области альтернативной энергетики связаны именно с двигателями Стирлинга. Наиболее значимым проектом по использованию солнечной энергии в настоящее время является создание «солнечной фермы» на юге США. В штате Невада на площади 160 км^2 создается «ферма», включающая 70 тыс. энергоустановок на основе двигателей Стирлинга.

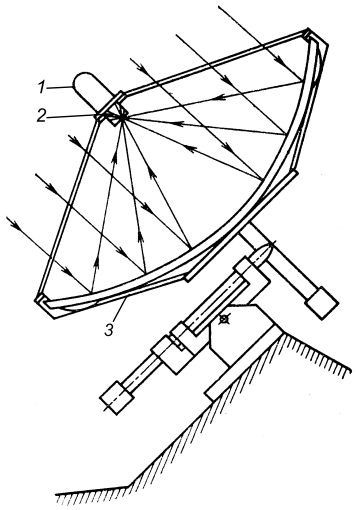


Рис. 4.31. Двигатель Стирлинга с солнечным нагревом:
1 – свободнопоршневой двигатель Стирлинга с линейным генератором переменного тока; *2* – поглотитель солнечного излучения; *3* – солнечный концентратор.

В 2005 г. в США подписано соглашение о строительстве в пустыне Аризона крупной солнечной электростанции общей электрической мощностью 850 МВт. Планируется на площади около 19 км^2 установить порядка 30 тыс. Стирлинг-электрических модулей, нагреватели которых расположены в фокусе параболических зеркал, ориентируемых по солнцу специальной двухкоординатной системой. В 2010 г. компания Stirling Energy совместно с компанией Tessara Solar закончила установку солнечных Стирлинг-электрогенераторов мощностью по 25 кВт на электростанции Maricopa Solar. Диаметр зеркал составляет 11,4 м. Общая электрическая мощность станции 1,5 МВт.

В 2008 г. Национальная лаборатория Sandia достигла эффективности 31,2 % в установке, состоящей из параболического концентратора и двигателя Стирлинга. Компания Stirling Solar Energy разрабатывает солнечные коллекторы большой мощности – до 150 кВт на одно зеркало. Компания строит в южной Калифорнии крупнейшую в мире солнечную электростанцию.

Первые разработки двигателей Стирлинга для космических энергетических систем появились в конце 50-х годов с началом развития космической техники. Первенцем стал электрогенератор мощностью 5 кВт, разработанный фирмой General Motors, с двигателем Стирлинга модификации с ромбическим механизмом. Температура его нагревателя составляла около 670 °С, в качестве рабочего тела использовался гелий со средним давлением в цикле 10,3 МПа. КПД двигателя составил 30,5 % при температуре в холодильнике равной 65 °С.

Использование двигателей Стирлинга с ядерным источником теплоты является особенно целесообразным в диапазоне мощности 1–15 кВт. Установлено, что значительная доля потребности ВМС США в энергоустановках для глубоководных аппаратов может быть обеспечена генераторами трех видов мощностью 3, 10 и 25 кВт, соединяемых в различных комбинациях с тепловыми аккумуляторами энергоемкостью 40, 100 и 1000 кВт·ч. Компанией Lockheed Martin и Glenn Center для космических аппаратов создан двигатель мощностью 25 кВт для энергетической установки с радиоизотопным нагревом.

В связи с ограниченностью объема книги данные о применении двигателей Стирлинга в других технологиях не рассматриваются. Однако, даже приведенная информация о бурном развитии стирлингостроения в мире свидетельствует о том, что наблюдается существенный технологический прогресс в областях техники, связанных с применением двигателей Стирлинга.

Литература

1. Уокер Г. Двигатели Стирлинга. – М.: Машиностроение, 1985. – 408 с.

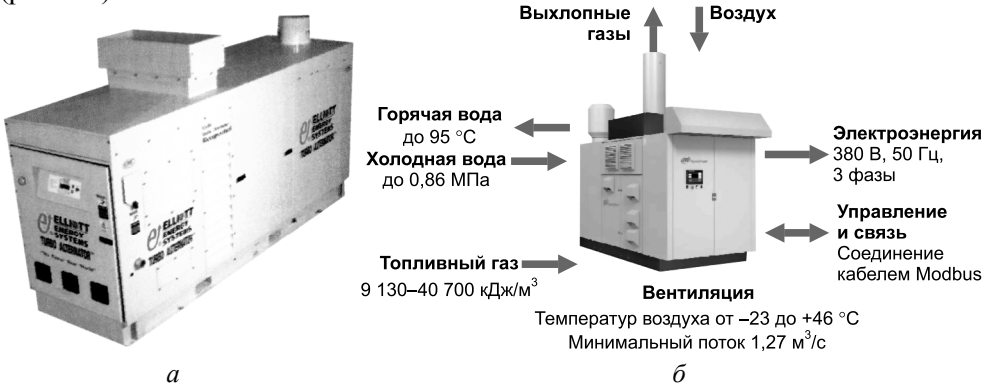
Раздел II

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ КОГЕНЕРАЦИИ

Глава 5

МИКРОТУРБИННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В КОГЕНЕРАЦИОННЫХ СИСТЕМАХ

Термин «микротурбины» объединяет класс маломощных (10–400 кВт) газотурбинных генераторов электрической и тепловой энергии, в которых газотурбинный двигатель (ГТД) выполнен по регенеративному циклу Брайтона. Как правило, такие установки имеют мощную силовую электронику, позволяющую в комплекте с аккумуляторными батареями осуществлять мгновенный сброс/наброс электрической нагрузки в диапазоне 0–100 % от номинальной мощности. Обычно ГТД выполняют одновальным с номинальной частотой вращения ротора 45–110 тыс. об/мин. Очевидно, что собственно микротурбина (приводной ГТД) представляет лишь часть всего комплекса применяемого оборудования, который в дальнейшем именуется микротурбинной установкой (МТУ). МТУ выпускаются в контейнерном модульном исполнении в полной заводской готовности и предназначены для выработки электроэнергии низкого напряжения (0,4 кВ) и теплоты для отопления и горячего водоснабжения. МТУ имеет кожух, который обеспечивает физическую защиту установки (в том числе от осадков – при наружном исполнении), шумоглушение и подключение внешних коммуникаций – газоснабжения (1 трубопровод), водоснабжения (2 трубопровода), а также воздуховоды для забора воздуха на горение и охлаждение, трубопровод выхлопных газов, силовой кабель и кабели управления (рис. 5.1).



а *б*

Рис. 5.1. Общий вид контейнера когенерационной микротурбинной установки мощностью 80 кВт (*а*) и требуемое подключение к МТУ коммуникаций (*б*).

Разработки газотурбинных генераторных установок в классе микро ведутся с 1990-х гг. при поддержке правительств США, Японии и ряда стран Евросоюза. Следует отметить, что ГТД малой мощности 100–300 кВт выпускались и ранее в виде автотракторных газотурбинных двигателей и стартеров

авиационных ГТД, а также газотурбинных генераторов для аварийного электроснабжения. Однако, эти двигатели мало пригодны для работы в базовом режиме электрогенерирования из-за низкой топливной эффективности или высокой сложности конструктивного исполнения (например, автомобильные двухвальные ГТД с вращающимся регенератором теплоты выхлопных газов). Наиболее близким прототипом микротурбины является конструкция и компоновочные решения турбонагнетателей поршневых двигателей, описанных в гл. 1 (рис. 1.20); существенное различие состоит в том, что, как любой автономно работающий ГТД, МТУ имеет встроенную камеру сгорания с топливными форсунками. В классе микротурбинных установок диаметры рабочих колес турбины и компрессора обычно не превышают 100 мм.

Представленные на рынке МТУ отвечают ряду специфических требований, предъявляемых маломощным источникам электро- и теплоснабжения: высокая экономичность благодаря применению регенеративного цикла Брайтона; простота устройства и обслуживания за счет применения одновальной схемы с объединением роторов турбины и электрогенератора; всережимность работы, надежность и компактность; экологическая безопасность; автономность работы.

1. ТЕПЛОВАЯ СХЕМА И КОНСТРУКЦИЯ УЗЛОВ МИКРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

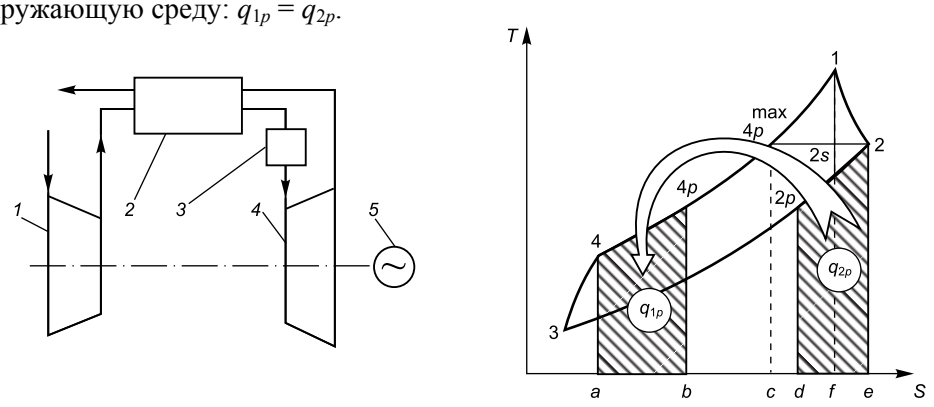
1.1. Основные положения

Микротурбинные установки, как приводы электрогенераторов, выполняются по одновальной конструктивной схеме I (по ISO), согласно которой отбор мощности производится, как это принято и в стационарных энергетических ГТУ, с вала турбокомпрессора. Подробно тепловые схемы и конструкции современных стационарных и приводных ГТУ были рассмотрены во 2-й части настоящего справочного пособия [1].

В классе ГТУ размера «микро» из-за малых расходов рабочего тела (1–2 кг/с) проточные части турбомашин (компрессоры и турбины) выполняются малоразмерными, что существенно повышает относительный уровень аэродинамических потерь, и, как следствие, предопределяет низкий эффективный КПД МТУ. С целью его повышения в МТУ реализуется газотурбинный цикл с регенерацией – использованием теплоты уходящих газов турбины для подогрева воздуха, поступающего в камеру сгорания. Тепловая схема установки и термодинамический цикл показаны на рис. 5.2.

Воздух после компрессора *1* поступает в регенератор *2*, который представляет собой теплообменный аппарат поверхностного типа. Туда же после газовой турбины 4 направляются отработавшие газы, которые отдают часть своего тепла воздуху и затем выбрасываются в атмосферу, а подогретый воздух подается в камеру сгорания *3*. В регенераторе температура воздуха повышается на 180–250 °С, что позволяет снизить расход топлива на соответствующую величину и тем самым увеличить экономичность МТУ по сравнению с экономичностью ГТУ без регенерации (примерно до значений 25–

30 %). В цикле ГТУ с регенерацией теплоты, показанном в *T*,*S*-диаграмме на рис. 5.2, *б* осуществляются следующие процессы: 3–4 – сжатие воздуха в компрессоре 1; 4–4*p* – изобарный нагрев воздуха в регенераторе 2; 4*p*–1 – изобарный подвод тепла в камере сгорания; 1–2 – расширение газов в турбине; 2–2*p* – изобарный отвод тепла отработавших газов в регенераторе; 2*p*–3 – изобарный отвод тепла с уводящими в атмосферу газами (условное замыкание цикла). Заштрихованная площадь *a*44*pb* изображает на *T*,*S*-диаграмме количество теплоты q_{1p}, полученное 1 кг воздуха в регенераторе, а площадь *d*2*p*2*e* – количество теплоты q_{2p}, отданное отработавшими газами 1 кг воздуха. Они будут, очевидно, равны при условии отсутствия потерь тепла в окружающую среду: $q_{1p} = q_{2p}$.



а *б*

Рис. 5.2. Схема ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов (*а*) и ее термодинамический цикл в *T*,*S*-диаграмме (*б*):
1 – компрессор; *2* – регенератор; *3* – камера сгорания; *4* – турбина; *5* – нагрузка.

Количество теплоты, подводимое в камере сгорания за счет топлива, изображается площадью *b*4*p*1*f*, и оно меньше площади *a*41*f*, изображающей подводимое в камере сгорания количество теплоты без регенерации. Воздух в пределе можно нагреть до температуры газов, выходящих из турбины T_2 (т. $4p^{\max}$). Тогда максимальное количество теплоты $q_{1p}^{\max}$, которое возможно передать в регенераторе воздуху, можно представить площадью $a44_P{}^{\max}c$, где $T_{4p}^{\max} = T_2$.

Отношение количества теплоты, действительно переданного воздуху в регенераторе, к тому количеству теплоты, которое можно передать при нагреве воздуха до температуры газов, уходящих из турбины, $\sigma = q_{1p} / q_{1p}^{\max}$ называется степенью регенерации. Выразим q_{1p} и $q_{1p}^{\max}$ через параметры цикла:

$$q_{1p} = Cp \cdot (T_{4p} - T_4)$$

$$q_{1p}^{\max} = Cp \cdot (T_{4p}^{\max} - T_4) = Cp \cdot (T_2 - T_4)\,,$$

тогда степень регенерации:

$$\sigma = \frac{T_{4p} - T_4}{T_2 - T_4}. \qquad (5.1)$$

Зависимость внутреннего КПД регенеративной ГТУ от степени регенерации и параметров цикла, представляемых температурным коэффициентом $\tau = T_3/T_1$ и степенью повышения давления $\pi_к = P_1/P_2$, а также от внутренних КПД турбины $\eta_т$ и компрессора $\eta_к$ определяется следующим уравнением [2]:

$$\eta_i = \frac{\eta_т\left(1-\frac{1}{\pi_к^m}\right)-\frac{\tau}{\eta_к}(\pi_к^m-1)}{1-(1-\sigma)\tau\left[1+\frac{1}{\eta_к}(\pi_к^m-1)\right]-\sigma\left[1-\eta_т\left(1-\frac{1}{\pi_к^m}\right)\right]}, \qquad (5.2)$$

где $m = 1 - Cv/Cp$; Cv/Cp – отношение удельных теплоемкостей газа при постоянном объеме и давлении, соответственно.

Зависимость (5.2) представлена на рис. 5.3.

График построен для следующих параметров ГТУ: $T_1 = 1123$ K; $T_3 = 288$ K; $\eta_т = 0{,}87$; $\eta_к = 0{,}88$. Точка А на графике соответствует значению $\pi_к$, при котором $T_4 = T_2$, т. е. при условии, когда регенерация становится невозможной.

Как следует из уравнения (5.2), внутренний КПД регенеративной газотурбинной установки увеличивается с ростом $\eta_т$, $\eta_к$, и степени регенерации, причем тем больше, чем ниже температурный коэффициент τ, т. е. чем выше температура газа перед турбиной. Вместе с тем зависимость внутреннего КПД от степени повышения давления имеет максимум, который при увеличении степени регенерации смещается в сторону меньших значений $\pi_к$. Таким образом, при увеличении степени регенерации кроме увеличения экономичности установки облегчаются условия проектирования компрессора благодаря снижению требуемого давления газа перед турбиной.

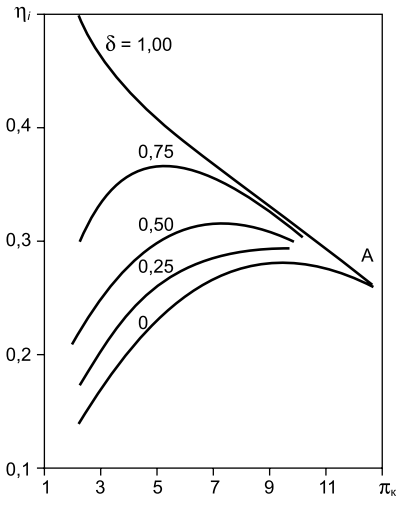


Рис. 5.3. Изменение внутреннего КПД ГТУ в зависимости от степени повышения давления при различных значениях степени регенерации.

Следует, однако, иметь в виду, что повышение степени регенерации достигается исключительно за счет увеличения теплообменных поверхностей регенератора, т. е. за счет увеличения размеров и веса теплообменника. Установлено, что для увеличения σ, например, от 0,5 до 0,75 требуется увеличение поверхности теплопередачи примерно в 3 раза. У большинства современных ГТУ с регенерацией обычно $\sigma = 0{,}6 \div 0{,}8$. При этом экономия в расходе топлива за счет регенерации составляет примерно 22–28 % по сравнению с простым циклом. На практике известны ГТУ с $\sigma = 0{,}91$ (регенератор фирмы Esher-Viss). Выбор оптимального значения σ производится на основе технико-экономического расчета с учетом всех влияющих факторов. КПД крупных промышленных ГТУ с регенерацией теплоты в настоя-

щее время достигает 33–41 % (например, ГТД с регенератором Mercury 50 фирмы Solar Turbines мощностью 4,2 МВт имеет КПД равный 40 % при $\pi_к = 9{,}9$ и степени регенерации 0,9), в то время как без регенерации при тех же параметрах газа – 20–23 %. В МТУ с регенерацией достигаемый КПД несколько ниже 30 %.

Специфической особенностью микротурбин являются весьма высокие обороты ротора (60–100 тыс. об/мин) и выполнение ротора электрогенератора заодно с силовым валом ГТД. В термодинамическом отношении в микротурбинах реализуется открытый регенеративный цикл Брайтона с регенерацией. Ориентировочные значения параметров потоков в узловых точках тепловой схемы современной МТУ представлены на рис. 5.4.

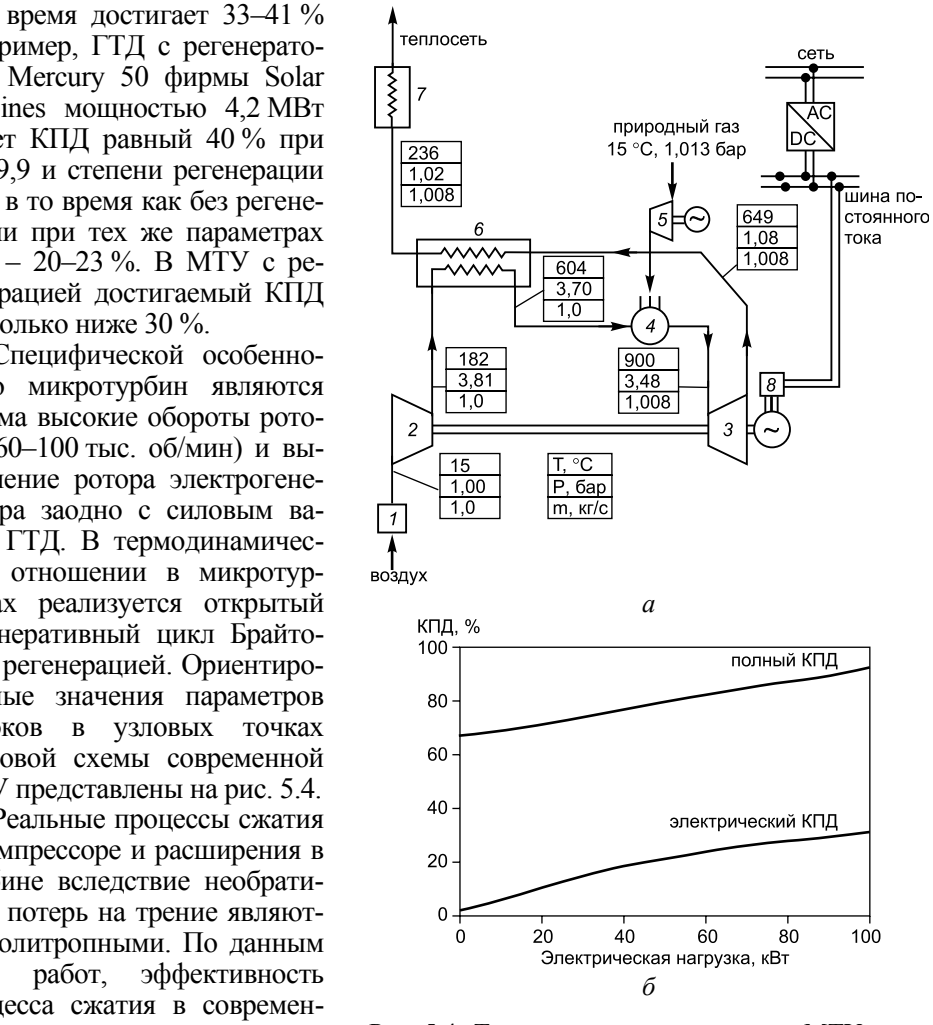


Рис. 5.4. Типовая структурная схема МТУ с регенерацией и утилизацией теплоты выхлопных газов (*а*) и эффективность ее работы на частичных нагрузках (*б*):

1 – воздушный фильтр; *2* – компрессор МТУ; *3* – турбина МТУ; *4* – камера сгорания; *5* – топливный компрессор; *6* – регенератор; *7* – котел-утилизатор; *8* – преобразователь тока.

Реальные процессы сжатия в компрессоре и расширения в турбине вследствие необратимых потерь на трение являются политропными. По данным ряда работ, эффективность процесса сжатия в современном малоразмерном одноступенчатом центробежном компрессоре достигает 80 %, а процесса расширения в микротурбине 85 %. Данные, приведенные на тепловой схеме, получены при степени повышения давления в компрессоре $\pi_к = 4$, начальной температуре газа 900 °С и расходе воздуха 1,0 кг/с. Согласно расчету электрическая мощность установки, отнесенная к расходу воздуха, составляет 108,4 кДж/кг; в регенераторе цикловой воздух повышает свою температуру на 422°, что соответствует степени регенерации $\sigma = 0{,}91$. Электрический КПД такой МТУ достигает 29,9 %, а Кит с учетом утилизации теплоты выхлопных газов – 84 %.

В общем случае, в современных тепловых схемах МТУ, как и в промышленных ГТУ, очищенный атмосферный воздух попадает в воздухозаборник, из которого поступает на вход компрессора (обычно центробежного), после которого его температура повышается до 200–250 °С. Далее воздух поступает в газовоздушный регенератор, где он дополнительно подогревается до температуры 500–600 °С. Нагретый сжатый воздух предварительно смешивается с газообразным топливом высокого давления и гомогенная газовоздушная смесь поступает в камеру сгорания. Для повышения давления природного газа используется штатный встроенный дожимной компрессор. Предварительное смешение воздуха с газообразным топливом позволяет снизить уровень эмиссии NO_x в выхлопных газах до 25 ppm в диапазоне электрических нагрузок от 50 до 100 % и до 60 ppm на холостом ходу (при концентрации кислорода в выхлопных газах 15 %). Газовый поток с температурой 900–926 °С из камеры сгорания направляется на вход соплового аппарата центростремительной газовой турбины, рабочее колесо которой закреплено на одном валу с колесом компрессора и высокоскоростным синхронным генератором. Покинув колесо турбины, по газоходу выхлопные газы с температурой до 650 °С попадают в регенератор, где отдают свое тепло сжатому воздуху после компрессора. Температура выхлопных газов после регенератора составляет 250–300 °С. На выходе из регенератора смонтирована заслонка, направляющая выхлопные газы в котел-утилизатор либо по байпасному газоходу в выхлопной патрубок. В котле-утилизаторе (газо-водяном теплообменнике) выхлопные газы отдают свое тепло сетевой воде, нагревая ее до требуемой температуры.

По сравнению с характеристиками ГТУ простых схем в регенеративных МТУ снижение эффективности работы при частичных нагрузках менее существенно и, как видно из рис. 5.4, *б*, при нагрузке 50 % электрический КПД уменьшается на 8–10 % (абс.). В когенерационной МТУ при таком же снижении электрической нагрузки Кит уменьшается от 90 до 80 %. Высокая скорость вращения этих компактных турбин требует соответствующую систему управления для поддержания неизменной частоты привода высокочастотного электрогенератора и последующего преобразования постоянного тока в переменный с частотой, имеющей место в электросети. В дальнейшем, чтобы подчеркнуть существенную роль электрогенерирующей системы в структуре установок, последние по аналогии с зарубежным термином будут называться микротурбинными генераторами (МТГ).

1.2. Классификация МТГ по отдельным признакам

По виду вырабатываемой энергии: только электрическая энергия, электрическая и тепловая энергия (пар или горячая вода), электрическая и тепловая энергия и холод.

По режимам работы: только параллельно с сетью, автономно, автономно с возможностью перехода на параллельную работу с сетью и обратно, автономно с возможностью работы в параллель с несколькими однотипными установками.

По типу исполнения: для наружного и внутреннего применения.

По величине давления газового топлива на входе: от нуля до 0,03 МПа (со встроенным дожимным компрессором) и от 0,55 МПа и выше (дожимной компрессор не требуется).

По типу используемого топлива: газ (природный или попутный, нефтяной, биогаз, генераторный), жидкое топливо (дизельное, керосин или сжиженный газ), газовое и жидкое (дизельное топливо и природный газ).

Микротурбинные установки можно классифицировать и по особенностям конструкторских решений отдельных узлов и агрегатов. Так, по количеству роторов установки делятся на одновальные и двухвальные машины с силовой (свободной) турбиной.

В качестве электрического генератора применяются: синхронный генератор с постоянной частотой вращения, при этом передача крутящего момента от вала силовой (свободной) турбины к генератору происходит через редуктор; высокоскоростной генератор с переменной или постоянной частотой вращения, при этом генератор находится на одном валу с колесами компрессора и турбины (редуктор отсутствует). Для охлаждения статора генератора может применяться воздушная либо жидкостная (водяная, масляная) система охлаждения. В качестве опор ротора могут использоваться: газодинамические подшипники без системы смазки, гидродинамические подшипники с подачей масла под давлением, подшипники качения (роликовые или шариковые).

КПД производства электроэнергии микротурбинными установками составляет: 15–19 % (микротурбинные когенерационные установки без регенератора для получения большого количества тепла), 25–38 % (микротурбинные установки с регенератором тепла).

Величина наброса нагрузки за один прием у микротурбинных установок может достигать 100 %, а диапазон изменения нагрузки от 0 до 100 %. Способ регулирования тепловой мощности может быть зависимым (график производства электрической энергии совпадает с графиком производства тепловой); полузависимым (с управляемой регенерацией тепла); независимым (с дожигающим устройством перед котлом-утилизатором).

1.3. Основные узлы и системы

При разработке микротурбин учитываются требования по повышению надежности, внедрению систем управления, максимально упрощающих эксплуатацию, сокращению времени и затрат на обслуживание и ремонт, при этом обычно реализуется блочно-модульный принцип конструирования, позволяющий заменять в случае необходимости отдельный узел, а не изделие в целом. Все основные и вспомогательные системы и агрегаты смонтированы на единой пространственной раме. Для защиты от внешних воздействий, используется контейнер со звукоизоляционным покрытием. На рис. 5.5 представлена в качестве примера компоновочная схема микротурбинной когенерационной установки TA-100RCHP компании Calnetix. В состав установки входят: турбогенератор; камера сгорания; регенератор; система утилизации тепла с котлом-утилизатором (КУ); маслосистема; топливная система (с газовым дожимным компрессором); блок силовой электроники (выпрямитель, преобразователи, инверторы); цифровая система автоматического управления турбогенератора и силовой электроники с панелью управления оператора; воздушная система охлаждения подкапотного пространства и силовой электроники; система внутреннего электроснабжения 24 В.

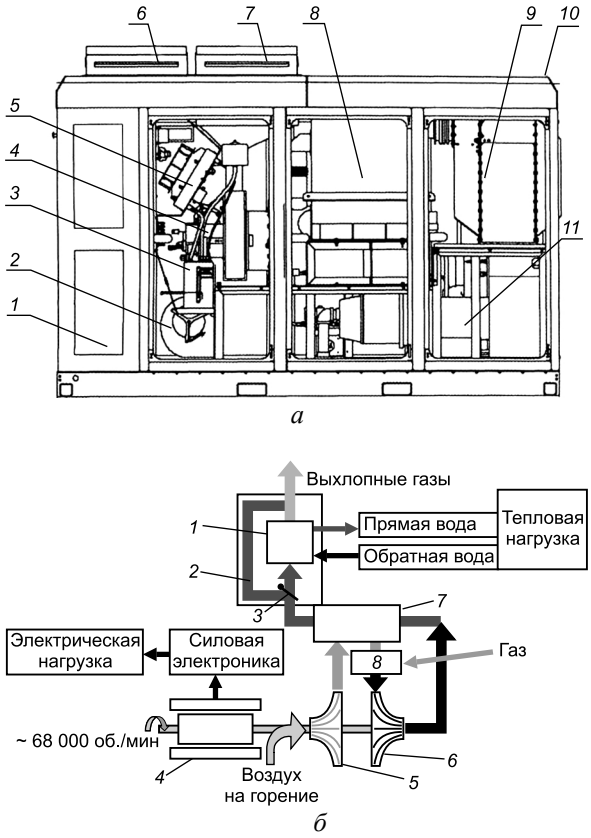


Рис. 5.5. Компоновочная (*а*) и функциональная (*б*) схемы типичной микротурбинной когенерационной установки:

а: 1 – шкаф силовой электроники; *2* – вентилятор; *3* – маслобак; *4* – турбогенератор; *5* – маслорадиатор; *6* – воздухозаборник системы охлаждения подкапотного пространства; *7* – воздухозаборник турбогенератора; *8* – регенератор; *9* – котел-утилизатор; *10* – газовыхлоп; *11* – дожимной компрессор;

б: *1* – котел-утилизатор; *2* – байпасс; *3* – байпассная заслонка; *4* – высокоскоростной генератор/стартер; *5* – компрессор; *6* – турбина; *7* – регенератор; *8* – камера сгорания.

Турбогенератор является основным узлом установки. Обычно это высокооборотный (до 110 тыс. об/мин) одновальный агрегат, конструктивно выполненный в едином корпусе. Общий вид турбогенератора в разрезе показан на рис. 5.6.

К корпусу со стороны турбины пристыковывается камера сгорания, представляющая собой отдельный узел. На валу ротора, который изготовлен из высокопрочной стали, последовательно размещены: втулка высокоскоростного синхронного генератора с двумя запрессованными постоянными магнитами, а также колесо одноступенчатого центробежного компрессора; колесо одноступенчатой центростремительной турбины, выполненное из жаропрочного сплава, с низким коэффициентом ползучести, прикрепленное к основной части ротора при помощи сварки трением.

Ротор – двухопорный, первая опора со стороны торца втулки генератора, а вторая – между втулкой генератора и колесом компрессора. Первой опорой является упорный керамический подшипник качения, который устанавливается в статорной части через промежуточные плавающие кольца, второй – гидродинамический. Оба подшипника охлаждаются и смазываются высококачественным синтетическим маслом. Гидродинамический подшипник позволяет уменьшить размеры ступицы колеса компрессора, обеспечить плавный вход воздуха в колесо, снизить потери и, как следствие, повысить КПД и запасы газодинамической устойчивости компрессора. Благодаря консольному размещению колес компрессора и турбины подшипники вынесены

из горячей зоны, в результате чего достигнуто снижение потерь масла (не более 0,001 г/кВт·ч против 0,3 г/кВт·ч у газопоршневых агрегатов); уменьшена производительность насоса маслосистемы, увеличен срок замены масла и масляного фильтра (один раз в течении 24 тыс. ч) за счет снижения рабочей температуры масла до 60–70 °С. В некоторых конструкциях турбогенератора устанавливаются газодинамические подшипники, не требующие смазки.

Камера сгорания (рис. 5.6) – противоточная, кольцевая, с многоточечной подачей газообразного топлива через отдельные инжекторы. Камера сгорания состоит из следующих элементов: корпус; топливный коллектор; топливный инжектор; жаровая труба; свеча зажигания; проставка. Камера сгорания обеспечивает низкие уровни эмиссии NO_x и CO (не более 25 ppm) при номинальной нагрузке. Газообразное топливо подается на вход камеры под давлением 0,54–0,62 МПа. Процесс горения стабилен даже при значительном изменении химического состава используемого газа. При использовании различных газов (с высокой теплотворной способностью или содержащих сероводород), для оценки состояния горячих частей, таких как жаровая труба, инжекторы, свеча зажигании, один раз в полгода рекомендуется проведение их диагностики с помощью бороскопа (ендоскопа). В случае необходимости, производится их замена. Периодичность замены определяется реальным техническим состоянием элементов камеры сгорания.

Характерной особенностью современных МТУ является использование ***высокоскоростных синхронных генераторов*** с расположением их постоянных магнитов непосредственно на валу ротора. Генератор также используется в качестве электрического стартера при запуске газотурбинного двигателя. Генератор сконструирован для использования совместно со схемой преобразования электрического тока. Согласно функциональной схеме работы МТУ (рис. 5.5, *б*) получение высококачественного выходного напряжения обеспечивает ***блок силовой электроники***. Высокоскоростной генератор производит высокочастотный ток (до 1600 Гц), который подвергается двойному преобразованию: из высокочастотного переменного в постоянный, а затем

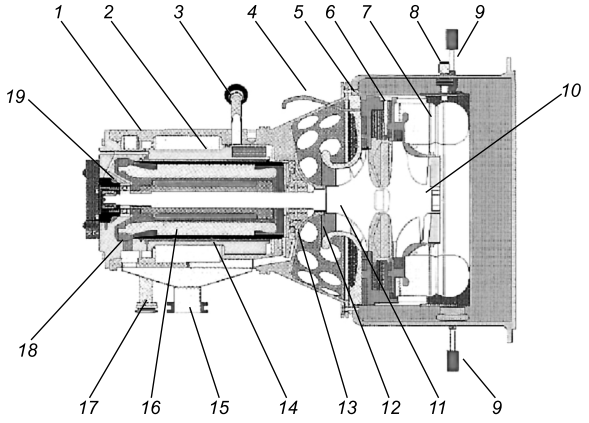


Рис. 5.6. Общий вид турбогенератора TA-100 компании Calnetix в разрезе:
1 – корпус; *2* – корпус статорной части; *3* – маслопровод (подвод масла); *4* – воздухопровод для поддува лабиринтного уплотнения; *5* – диффузор; *6* – сопловой аппарат; *7* – жаровая труба камеры сгорания; *8* – свеча зажигания; *9* – топливный коллектор; *10* – колесо турбины; *11* – колесо компрессора; *12* – лабиринтное уплотнение; *13* – гидродинамический подшипник; *14* – статорные обмотки; *15* – горловина слива масла; *16* – постоянные магниты; *17* – слив масла; *18* – ротор; *19* – керамический подшипник качения.

в переменный 400 или 480 В частотой 50 или 60 Гц согласно структурной схеме, показанной на рис. 5.7. Электрическая система обеспечивает высокое качество выходного напряжения с точки зрения стабильности, амплитуды, частоты, синусоидальности и искажений в соответствии с международными стандартами ISO. Применение двойного преобразования обеспечивает надежную генерацию стабильного трехфазного напряжения синусоидальной формы. Это очень важное потребительское свойство для многих применений. Величина суммарных токовых гармоник в диапазоне изменения электрической нагрузки МТУ от 0 до 100 % составляет 1,0–2,8 А, что не превышает допустимое значение 5 А.

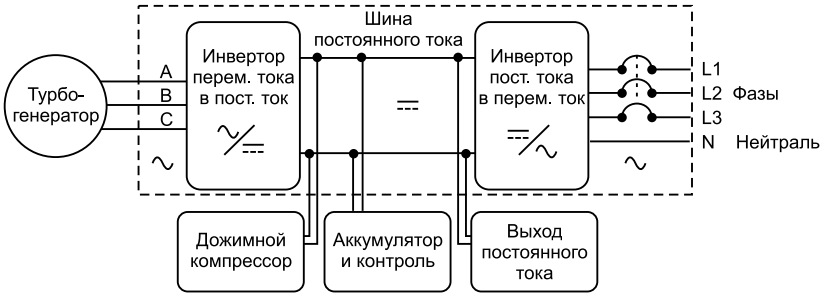


Рис. 5.7. Структурная схема преобразования генерируемого тока в МТУ.

Выходное напряжение – трехфазное, 400 В, частота 50 Гц, колебание частоты ±1,0 %, колебание напряжения ±5,0 %, значение тока при нагрузке 100 % 200 А, общее гармоническое искажение <5 %, тип электрического генератора – высокоскоростной синхронный, с двумя постоянными магнитами, уровень шума на расстоянии 1 м/10 м при использовании штатного воздухозаборника и выхлопного патрубка – 75/62 дБ.

Режимы токовой отсечки и токовой защиты имеются во всех моделях и комплектациях МТУ. Некоторые МТУ способны кратковременно (порядка 10 сек) вырабатывать мощность в 1,5 раза выше номинала без ущерба для надежности агрегата. В конструкции предусмотрен клапан аварийного сброса давления, установленный за компрессором – он срабатывает, если частота вращения вала микротурбины превышает допустимый уровень (например, 98 тыс. об/мин).

Силовая электроника МТУ аналогична используемой в источниках бесперебойного питания и способна выдерживать 1,5-кратную перегрузку в течение 5 секунд. Ток короткого замыкания составляет 500 А. Применяется пятипроводная система токоведущих проводников: три фазы, нейтраль и корпус.

МТУ фирмы Calnetix Power Solutions TA-100R, TA-100RCHP работают с постоянной скоростью вращения, а фирмы Capstone (C30, C65, C65ICHP, C200) и Turbec T100P, T100PH – с переменной. МТУ производства Ingersoll-Rand оснащены тихоходным синхронным генератором с постоянной частотой вращения.

У МТУ с переменными оборотами газотурбинного двигателя развиваемая мощность зависит от скорости вращения ротора. Для поддержания на выходе стабильного напряжения при работе в автономном режиме, например, при набросах нагрузки, используются массивные буферные аккумуляторные батареи (АКБ). Они помогают системе управления компенсировать недостающую

электрическую мощность на время, пока скорость вращения ротора двигателя достигает необходимого уровня. Частота вращения ротора в установках ТА-100 не зависит от нагрузки и автоматически поддерживается на уровне 68 тыс. об/мин. Это обеспечивает наброс 100 % электрической нагрузки в течение 0,3 с без дополнительных аккумуляторных батарей.

АКБ являются одним из самых «чувствительных» элементов микротурбинной установки. Если ток подается на внешнюю сеть с АКБ, это ведет к постоянной нагрузке на них, сокращая срок службы. Замена АКБ, а также воспламенителей, инжекторов и термопар существенно увеличивает стоимость эксплуатации еще до планового капремонта. Надежная работа МТУ, оснащенных генератором с переменной скоростью вращения, на частых переменных нагрузках проблематична, поскольку АКБ просто не будет успевать зарядиться. Из-за этого надежность таких МТУ напрямую зависит от надежности АКБ. В блоках аккумуляторы соединены последовательно и в случае выхода из строя хотя бы одной батареи блока АКБ МТУ теряет работоспособность. Со временем АКБ стареют, их емкость падает. Срок службы подобных герметичных батарей составляет 2–4 года в зависимости от наработки и числа циклов переменных нагрузок, и необходима регулярная замена блока АКБ целиком. Автономно и параллельно с сетью работают все МТУ, кроме Turbec, которая работает только параллельно с сетью.

Одним из ключевых элементов МТУ является ***газовоздушный регенератор.*** Конструкция регенератора должна обеспечивать устойчивую работу в окислительной среде в присутствии водяных паров при высоких (600–700 °С) температурах, иметь ресурс непрерывной работы не менее 25 тыс. ч, выдерживать большое количество (10–15 тысяч) термических циклов при перепаде давления в 0,2–0,3 МПа (а иногда и более) между газовым и воздушным трактами. Компактность теплообменной матрицы современного пластинчатого регенератора составляет 1000–1700 $м^2/м^3$. Исходя из конкурентоспособности на рынке стоимость теплообменника не должна превышать 120 USD за кВт установленной электрической мощности установки. Так, стоимость пластинчатого регенератора фирмы Ingersoll-Rand Energy System – порядка 100–140 USD/кВт для регенераторов, имеющих степень регенерации примерно 0,9, при общих относительных потерях давления 4 %. Снижение степени регенерации до 0,85 приводит к удешевлению теплообменника в 1,5 раза [3].

Можно классифицировать регенераторы по форме теплообменной матрицы (сердцевины), а также по видам теплообменных каналов. Теплообменная матрица используется двух видов: прямоугольного и кольцевого сечения. Кольцевая форма регенератора лучше интегрируется с микротурбиной, имеет минимум щелей. Кроме того, такая форма является более стойкой к термомеханическим перегрузкам. В теплообменниках кольцевой формы используется аксиальное противоточное течение теплоносителей. Большинство современных регенераторов для микротурбинных установок – пластинчатого типа: традиционные пластинчато-ребристые и пластинчатые на основе рифленой фольги. Последние различаются видами гофрированных пластин и способом их наложения друг на друга.

Анализ имеющихся данных по оборудованию МТУ показывает, что их типичные показатели находятся в пределах, указанных в табл. 5.1. Следует обратить внимание на достаточно высокие потери энергии при электрогенерации

(порядка 8–10 %), из-за чего для получения конкурентоспособной эффективности МТУ КПД газотурбинного привода должен находится на уровне 38–40 %.

Таблица 5.1

Типичные показатели оборудования МТУ

Показатели	Величина
Расход воздуха в цикле, кг/с	1,0
Потери давления в потоке на входе/выхлопе, %	1/1
Потери давления в регенераторе по воздуху/газу, %	6/3
Потери теплоты в регенераторе, %	2
Минимальный температурный напор в регенераторе, °С	45
Изоэнтропический КПД компрессора	0,8
Изоэнтропический КПД газовой турбины	0,85
Механический КПД	0,99
Электрический КПД генератора	0,92
Потери давления в камере сгорания, %	6
КПД топливного компрессора	0,7
Электромеханический КПД топливного компрессора	0,9

Для утилизации тепла выхлопных газов МТУ обычно комплектуются встроенным ***котлом-утилизатором (КУ)*** с цифровой системой управления, которая обеспечивает различные режимы работы (например, поддержание заданной температуры на выходе). Общий вид компоновки системы утилизации показан на рис. 5.5, *а*. Система обеспечивает подогрев сетевой воды до заданной температуры. Регулирование параметров воды на выходе из КУ осуществляется за счет перепуска выхлопных газов через байпасный газоход КУ. В состав системы входят: КУ с байпасной заслонкой и приводом; байпасная магистраль; реле потока теплоносителя; реле максимального давления на выходе из КУ; датчики для измерения температуры теплоносителя на входе и на выходе из КУ; датчики для измерения температуры выхлопных газов на входе и на выходе из КУ; выхлопной патрубок.

Характерные термические показатели КУ при стандартных атмосферных условиях: температура выхлопных газов на входе в КУ – около 310 °С, температура выхлопных газов на выходе из КУ – около 90 °С, минимальная температура воды на входе в КУ – 40 °С, максимальная температура воды на выходе из КУ – 105 °С, минимальный расход воды 75 л/мин.

Топливная система служит для подготовки и подачи газообразного топлива с требуемыми параметрами в камеру сгорания микротурбинной установки. В состав системы входят: встроенный дожимной газовый компрессор (при необходимости) с системой подогрева масла для запуска в условиях отрицательных температур и газовая линейка в составе: фильтр-коагулятор; фильтр тонкой очистки; отсечные клапаны; регулятор расхода газа; система электри-

ческого подогрева газовой линейки. Избыточное давление газа на входе в дожимной компрессор – от 0,5 до 35 кПа. В зависимости от вида топлива меняется топливная аппаратура: дожимной компрессор, газовая линейка, топливный коллектор, конфигурация жаровой трубы камеры сгорания. В связи с относительно малыми расходами топливного газа в МТУ практически все фирмы производители применяют винтовую конструкцию дожимного топливного компрессора. Принцип действия и подробное описание конструкции винтовых компрессоров можно найти в 1-й части настоящего справочного пособия.

Маслосистема предназначена для смазки и охлаждения подшипников, а также охлаждения статора высокоскоростного синхронного генератора. Замена фильтра в магистрали суфлирования после 8 тыс. ч работы. В состав маслосистемы входят: масляный бак со встроенным электрическим подогревателем масла; шестеренчатый нагнетающий насос; фильтр в магистрали суфлирования; масляный фильтр; маслорадиатор с принудительным воздушным охлаждением; термостат; датчик температуры; реле минимального давления. Масло стекает в бак самотеком.

Система воздушного охлаждения обеспечивает отвод тепла от тепловыделяющих элементов, находящихся внутри микротурбинной установки: блока силовой электроники (выпрямителя, преобразователей и инверторов); турбогенератора; масляного радиатора; рекуператора; котла-утилизатора; газомаслорадиатора газового дожимного компрессора. Принудительное движение воздуха внутри установки создается вентиляторами. Забор воздуха для охлаждения узлов и агрегатов, находящихся в подкапотном пространстве, разделяется на две части. Одна часть воздушного потока направляется на охлаждение маслорадиатора, турбогенератора, регенератора и котла-утилизатора. Движение воздуха обеспечивает вентилятор маслорадиатора. Другая часть идет на охлаждение силовой электроники, привода дожимного компрессора, а также его радиаторов.

Для противодействия возгоранию в различных узлах микротурбин устанавливаются датчики температуры, связанные с магнитным клапаном отсечки – если температура оборудования чрезмерно повышается, прекращается подача топлива. Общее управление агрегатами установки (турбогенератором, КУ) и вспомогательными системами осуществляется цифровой системой автоматического управления.

1.4. Совершенствование микротурбинных технологий

Новая концепция конструктивного и технологического совершенствования микротурбин предложена профессором А. В. Сударевым (г. Санкт-Петербург), патент Франции 2002 г. [4]. При ее разработке ставилась задача существенного повышения эффективности МТУ путем увеличения начальной температуры газа до 1350 °С, которая уже освоена в мощных ГТУ за счет развитых систем внутреннего воздушного или замкнутого парового охлаждения наиболее теплонапряженных деталей – рабочих и сопловых лопаток турбины. Однако, в микротурбинах весьма малые размеры рабочего колеса не позволяют применить внутренние системы охлаждения, а использование просто керамики в качестве конструкционного материала проблематично из-за неудовлетворительных прочностных свойств в условиях действия растягивающих напряжений от центробежных сил.

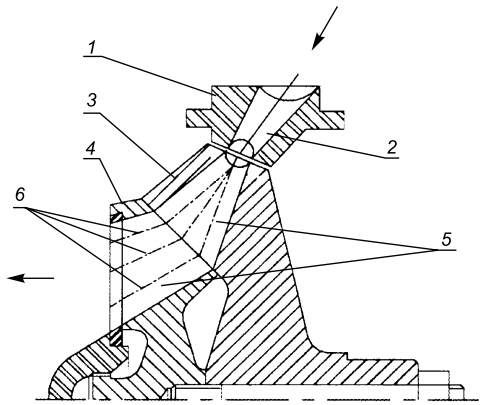


Рис. 5.8. Продольный разрез турбинной ступени с канальным рабочим колесом:
1 – кольцевой сопловой аппарат; *2* – сопло; *3* – периферийный диск для колеса турбины; *4* – приосевой диск для колеса турбины; *5* – туннель колеса; *6* – осевые линии туннелей.

Сущность новой концепции сводится к двум оригинальным решениям: во-первых керамический диск рабочего колеса по периферийной поверхности снабжается металлической обечайкой, компенсирующей воздействие центробежных сил, и заставляющей материал диска работать при сжимающих напряжениях; во-вторых, проточная часть центростремительной турбины образуется не традиционной крыльчаткой радиального колеса, а коническими каналами (туннелями), выполненными непосредственно в теле диска и расширяющимися в направлении движения потока рабочего тела к выходному сечению. Конструктивная схема микротурбины с таким рабочим колесом, получившей название туннельной, показана на рис. 5.8.

Отличительная особенность рабочего колеса в том, что оно состоит из двух дисков – периферийного и приосевого, соприкасающихся по конической поверхности при пересечении которой направление и углы наклона туннельных каналов изменяются, причем их оси не лежат в меридиональной плоскости колеса, и, следовательно, векторы скорости (абсолютной и относительной) на выходе из каналов имеют все три составляющие – осевую, окружную и радиальную. Каналы могут иметь различную пространственную ориентацию и тогда однотипные каналы объединяются в группы, при этом центры выходных сечений находятся на окружностях разного радиуса. Для выбора геометрии каналов и проведения газодинамических и прочностных расчетов была разработана соответствующая методика и компьютерная программа.

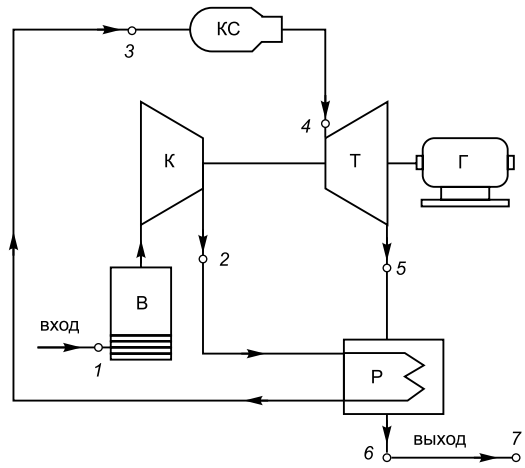


Рис. 5.9. Узловые точки в схеме МТУ:
В – воздухозаборник; К – компрессор; КС – камера сгорания; Т – турбина; Г – генератор; Р – регенератор.

В качестве объекта испытаний новой конструкции МТГ изготовлена полномасштабная модель микротурбины мощностью 60 кВт при начальной температуре газа 1350 °С. Параметры газового потока в узловых точках тепловой схемы (рис. 5.9), полученные в результате расчета регенератив-

ного цикла ГТУ, приведены в табл. 5.2, а исходные данные для расчета интегральных показателей турбины и их значения – в табл. 5.3.

Таблица 5.2

Параметры потока в узловых точках тепловой схемы МТГ с регенератором

Номера узловых точек по рис. 5.9	Давление, МПа	Температура, К
1	0,1013	288,0
2	0,4011	457,4
3	0,3951	1191,2
4	0,3354	1623,0
5	0,1094	1276,9
6	0,1044	580,3
7	0,1013	580,3

Таблица 5.3

Результаты расчета регенеративного цикла для МТУ мощностью 60 кВт

Показатели	Величина
Мощность, кВт	60
Температура газа на входе в турбину, °С	1350
Степень сжатия	4,0
Потери давления на входе/выходе, %	2/2
КПД механический, %	99
КПД электрогенератора, %	97
Относительные утечки в цикле	0,005
Относительный расход воздуха на охлаждение	0,015
Полнота сгорания топлива, %	99
Потери давления в камере сгорания, %	4
КПД компрессора, %	82
КПД турбины, %	81,2
Степень регенерации	79,8
Потери давления в регенераторе, %: – по воздушной стороне – по газовой стороне	 2,5 4,5
Расход воздуха на входе в КС, кг/с	0,249
Расход топлива, кг/с	0,0034
Коэффициент избытка воздуха	4,57
Мощность компрессора, кВт	44
Расход рабочего тела, кг/с	0,252
Степень понижения давления в турбине компрессора	1,62

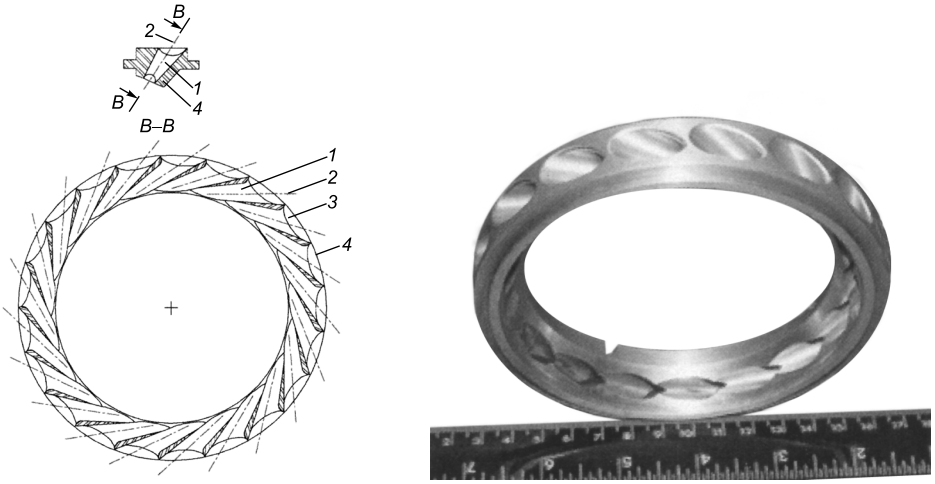
Окончание табл. 5.3.

Показатели	Величина
Мощность турбины компрессора, кВт	44
Расход рабочего тела на входе в силовую турбину, кг/с	0,256
Степень понижения давления в силовой турбине	2,12
Мощность силовой турбины, кВт	61
КПД цикла, %	38,03

Примечание: расчет выполнен для стандартных атмосферных условий.

Из табл. 5.3 видно, что повышение начальной температуры цикла до 1350 °С, позволяет получит КПД установки 38 %, что вполне конкурентоспособно с минипоршневыми энергоустановками.

Сопловой аппарат (СА) туннельной микротурбины конструктивно выполнен практически так же, как в существующих образцах микротурбин, однако оси выходных каналов наклонены под углом 30° к плоскости вращения ротора (рис. 5.10).



а *б*

Рис. 5.10. Меридиональное сечение соплового аппарата туннельной турбины (*а*) и внешний вид соплового аппарата (*б*) [4]:
1 – межлопаточный канал; *2* – осевые линии лопаток; *3* – косой срез соплового канала; *4* – керамические кольца.

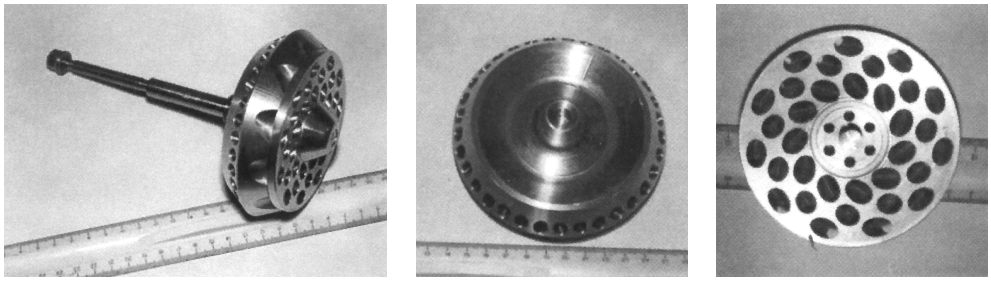
Расчетные газодинамические параметры газового потока на выходе из СА и срабатываемый теплоперепад указаны в табл. 5.4.

Внешний вид рабочего колеса турбины туннельной конструкции диаметром 104 мм, а также виды на входные сечения каналов в периферийном диске и выходные сечения в приосевом диске показаны на рис. 5.11.

Таблица 5.4

Параметры соплового аппарата туннельной турбины мощностью 60 кВт

Показатели	Величина
Диаметры соплового аппарата, мм: – на входе – на выходе	 130 105
Количество лопаток	17
Длина лопаток, мм	26,66
Угол выхода потока, град	17,5
Теплоперепад на СА, кДж/кг	340,5
Абсолютная скорость на выходе, м/с	794,3
Температура потока на выходе, К	1369
Статическое давление на выходе, МПа	0,168
Число Рейнольдса	50530



а *б* *в*

Рис. 5.11. Внешний вид туннельного рабочего колеса турбины (*а*), и двух его компонентов: периферийного (*б*) и приосевого (*в*) дисков [4].

Пространственная ориентация каналов в рабочем колесе более сложная, чем показана на рис. 5.8. Диск имеет 33 туннельных канала, объединенных в три группы по 11 каналов. Из рис. 5.11, *в* видно, что центры выходных сечений каналов находятся на окружностях трех различных радиусов, значения которых вместе с другими геометрическими характеристиками указаны в табл. 5.5.

Согласно расчетам ротор микротурбины вращается с частотой 110 тыс. об/мин. Суммированием полезной работы по группам туннельных каналов по данным табл. 5.6 находится полезная мощность турбины, равная 108 кВт. При эффективной мощности микротурбины 60 кВт оставшаяся мощность затрачивается на привод компрессора и потери мощности с утечками и охлаждением.

Внутренний КПД турбины, представляющий отношение полезной работы к адиабатическому теплоперепаду 518 кДж/кг, составляет 82,4 %. Эта величина согласуется с принятым значением КПД турбины в табл. 5.3 для расчета

регенеративного цикла МТГ. Проводятся комплексные испытания для подтверждения методики расчета и теплонапряженного состояния туннельного рабочего колеса.

Таблица 5.5

Геометрические размеры проточной части рабочего колеса туннельной турбины

Показатели	Диск					
	периферийный			приосевой		
Диаметр канала на входе, мм	7,30	7,22	7,08	8,26	8,05	7,49
Длина канала, мм	24,1	20,5	19,2	17,5	12,5	10,6
Радиус окружности расположения входного сечения канала, мм	52,5	52,5	52,5	32,5	37,3	42,3
Радиус расположения центра выходного сечения канала, мм	32,5	37,3	42,3	23,3	33,0	40,1
Угол входа β_1, град	70,5	70,5	70,5	59,0	41,0	21,3
Угол выхода β_2, град	57,3	65,7	65,5	44,2	31,5	10,9
Угол наклона каналов γ, град	25,0	39,5	57,0	53,0	65,5	69,0
Конусность каналов	0,04			0,07		

Таблица 5.6

Параметры потока на выходе из групп конических каналов туннельной турбины

Показатели	Каналы		
	1-я группа	2-я группа	3-я группа
Расход газа в группе каналов, кг/с	0,086	0,084	0,084
Температура потока на выходе, К	1220	1232	1245
Давление потока на выходе, МПа	0,092	0,092	0,093
Окружная скорость на выходе, м/с	269	381	463
Абсолютная скорость потока на выходе, м/с	355,7	403,1	239,1
Угол абсолютной скорости потока на выходе, град	70,1	94,5	104,9
Удельная работа в группах каналов, кДж/кг	425,2	392,5	428,7
КПД группы каналов	0,849	0,813	0,808

2. МТУ ВЕДУЩИХ МИРОВЫХ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ

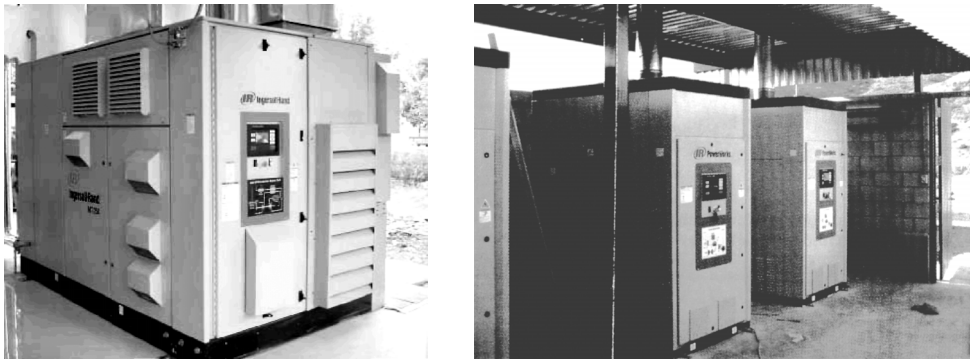
Работы над созданием микротурбинных установок начались в 90-х гг. в США, Европе и Японии. Необходимость в таких разработках была связана с отсутствием на рынке надежных, высокоресурсных автономных источников непрерывного электро- и теплоснабжения мощностью от 30 до 300 кВт с низким уровнем эмиссии, небольшими затратами на обслуживание и эксплуатацию. Первые коммерческие продукты этих компаний появились на рынке в 1997–99 гг. Это были установки Т45 и Т60 компании Elliott Energy Systems мощностью 45 и 60 кВт, С3О и С60 компании Capstone Turbine Corporation мощностью 30 и 60 кВт, Parallon™ 75 компании Honeywell Power Systems мощностью 75 кВт и Т100 компании Turbec мощностью 100 кВт.

Несмотря на то, что на рынках СНГ представлены в основном бренды Capstone и Calnetix (ранее Elliott Energy Systems), известны еще ряд компаний-производителей микротурбинных установок. Это Ingersoll-Rand Energy Systems (250 кВт), UTC Power (170–341 кВт), Wilson TurboPower, Bowman Power System, Toyota Turbine System, ОАО «КАДВИ», ОАО «Климов», ФГУП «ОМО им. П. И. Баранова», ОАО ИПП «Энергия», ЗАО «Энерготех», ООО «БПЦ Энергетические системы», Cummins Power Generation, Ebara Corporation, Kawasaki Heavy Industries, Kohler Power Systems, Pratt & Whitney, Turbec, Vericor Power Systems, Yanmar Co. Ltd. Собственные программы по разработке идентичных технологий ведутся также компаниями General Motors, Solar Turbines, Hitachi Ltd.

За последние 5–7 лет некоторые компании, производившие МТУ, не выдержали конкуренции на мировом рынке энергооборудования и сошли со страниц каталогов, например компании Bowman, Alstom и др. За исключением признанного лидера в области микротурбинных технологий корпорации Capstone Turbine Corporation менее мощные фирмы выпускают одну, реже две конкурентоспособные модели микротурбин с разной электрической мощностью, право на выпуск которых зачастую перекупаются другими фирмами. В приведенном ниже описании в таких случаях указывается как фирма разработчик, так и фирма-производитель модели МТУ в настоящее время. Например, МТУ Flex Energy – Ingersoll Rand Energy Systems мощностью 250 кВт и МТУ Calnetix – Elliott мощностью 100 кВт.

2.1. Микротурбинная установка MT250 Flex Energy-Ingersoll Rand [5]

Эта компания известна в бывшем СССР как изготовитель разнообразнейшего компрессорного оборудования, прежде всего для магистральных газопроводов. Одной из самых мощных и успешных среди существующих микротурбин является энергоустановка MT250 (250 кВт, КПД – 30 %), разработанная подразделением Ingersoll Rand Energy Systems. Установка серийно выпускается с 2004 г. Прототипом газотурбинного микродвигателя явилась газотурбинная установка KG-2 фирмы Dresser-Rand мощностью 1530 кВт (при расходе воздуха 12,8 кг/с, степени повышения давления 4, начальной температуре газа – 825 °С), разработанная для резервного и аварийного электроснабжения. Общий вид микротурбинных установок MT250 и MT70 показаны на рис. 5.12.



а *б*

Рис. 5.12. Общий вид MT250 (*а*) и мини-ТЭЦ на базе двух MT70 (*б*) в наружном исполнении.

Микротурбины MT250, в зависимости от способа соединения с внешней электрической сетью, могут эксплуатироваться в трех режимах: параллельная работа с сетью (подача энергии потребителю обеспечивается одновременно от микротурбины и от сети); автономный режим (подача энергии потребителю от микротурбины); двойной режим (микротурбина автоматически переключается с режима «параллельная работа с сетью» на «автономный режим» при необходимости). Микротурбины MT250 могут применяться как в качестве основного источника энергии при эксплуатации в базовом режиме, так и пикового источника – для уменьшения мощности, потребляемой из сети во время периодов высокого энергопотребления, с возможностью ежедневных запусков и остановов.

Микротурбины Ingersoll Rand MT250 представляют собой ГТУ, работающие на газе, с синхронными электрическими генераторами мощностью 250 кВт. Предлагаются модели для работы на низко-, средне- и высококалорийном топливе с размещением установки на открытой площадке и в помещении. Энергетический цикл MT250 является классическим циклом работы ГТУ с регенератором. Принципиальная схема установки приведена на рис. 5.13.

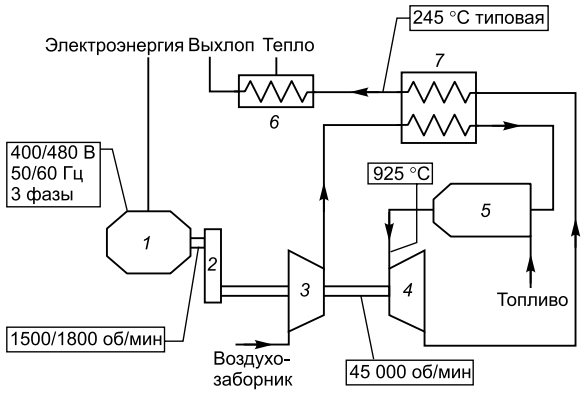


Рис. 5.13. Принципмальная схема MT250 фирмы Ingersoll Rand:
1 – генератор; *2* – редуктор; *3* – компрессор; *4* – турбина; *5* – камера сгорания; *6* – теплоутилизатор; *7* – регенератор.

С целью повышения энергетической эффективности установки и рационального использования места камера сгорания в MT250 интегрирована в узел регенератора. При оборудовании микротурбины

МТ250 опцией утилизации тепла, выхлопные газы после регенератора проходит через теплообменник, который передает тепло выхлопных газов циркуляционной (сетевой) воде. После этого выхлопной газ покидает установку. Колесо центробежного компрессора и колесо радиальной центростремительной турбины располагаются последовательно на одном валу. Консольная конструкция изолирует подшипники вала от высоких температур в области турбины, что повышает их надежность и увеличивает срок службы. Особенностью конструктивного решения МТ250, как видно из схемы на рис. 5.13, является привод тихоходного крупногабаритного электрогенератора от ротора турбокомпрессора с помощью редуктора с передаточным отношением 30:1. Электрогенератор (1500 об/мин) выполнен по стандартной промышленной технологии, с гибкой системой регулирования. Четырехполюсный синхронный генератор имеет систему возбуждения с постоянным магнитом.

Для запуска установки, выполненной по указанной схеме, требуется отдельный стартер. Наличие редуктора требует отдельной системы смазки, а также системы диагностики для оценки его состояния. Редуктор служит дополнительным источником вибраций. Охлаждение подшипников ротора и редуктора выполняется с помощью масляной системы. Основные узлы и системы микротурбинной установки размещены на раме в едином блоке.

Микротурбинная установка состоит из следующих узлов: турбогенератор с интегрированным регенератором; система утилизации тепла; маслосистема; топливная система; дожимной топливный компрессор; силовая электроника (инвертор). Дожимной топливный компрессор требуется для потребителей, у которых давление топливного газа ниже 0,586 МПа. Система утилизации тепла устанавливается под заказ; при необходимости выхлопные газы могут направляться напрямую для использования в устройствах, требующих высокую температуру, например, в сушильных печах. Неотъемлемым агрегатом установки является модуль запуска и остановки, предназначенный для достижения управляемого ускорения генератора во время запуска, помогает стабилизировать скорость вращения генератора при внезапном сбросе большой нагрузки и предотвращает генератор от разноса во время останова. Модуль функционирует только во время запуска, останова и некоторых кратковременных изменений нагрузки (обычно при работе микротурбины в автономном режиме). Модуль состоит из набора нагрузочных резисторов, контакторов для регулирования нагрузочной мощности, плавких предохранителей и вентилятора. Вес модуля 181 кг. Устанавливается модуль вне помещения для отвода избыточного тепла мощностью до 196 кВт. Расход воздуха на охлаждение модуля 6800 $нм^3$/ч. При отключении сети установка переходит в автономный режим без остановки.

Для запуска МТ250 используется электростартер, который питается от комплекта 12-вольтных пусковых аккумуляторных батарей. В комплект поставки МТ250 может входить система «темного пуска», позволяющая запустить установку с дожимным компрессором при отсутствии напряжения в сети. Для поглощения и рассеивания электроэнергии от микротурбины во время циклов запуска и останова применяется тормозной резистор генератора.

Все оборудование МТ250 интегрировано в единый корпус, дополнительно обеспечивающий вентиляцию и звукоизоляцию микротурбинной установки.

Периодическое техническое обслуживание осуществляется через каждые 8000 ч. Система смазки и охлаждения имеет полную емкость около 42 л и рассчитана на использование охлаждающей жидкости Ingersoll Rand MegaCool™, представляющей собой смесь сложного эфира и высокомолекулярного спирта, специально разработанную для микротурбин Ingersoll Rand. Двухступенчатое фильтрование в охлаждающем контуре обеспечивает чистоту охлаждающей жидкости между техническими обслуживаниями. Микротурбина МТ250 имеет низкий уровень эмиссии вредных выбросов. Основные технические показатели МТ250 приведены в табл. 5.7.

Таблица 5.7

Технические характеристики микротурбогенератора МТ250

Показатели	С дожимным компрессором	Без дожимного компрессора
Электрическая мощность, кВт	242	250
Тепловая мощность, кВт	375	375
Электрический КПД, %	29 (±2)	30 (±2)
Кит (в режиме когенерации), %	80	80
Топливо	природный газ	природный газ
Давление топлива на входе, МПа	0,002–0,520	0,590–1,034
Расход топлива при номинальной нагрузке, $нм^3/ч$	90	90
Температура выхлопных газов, °С	96	96
Выброс NO_x при 15 % O_2 в выхлопе, ppm	<9	<9
Уровень шума на расстоянии 1 м, дБА	85	85
Частота вращения ротора турбины, тыс. об/мин	45	45
Срок службы до капитального ремонта, тыс. ч	40	40
Общий срок службы, тыс. ч	180	180
Напряжение на выходе, трехфазное, В	380	380
Максимальный ток в фазе, А	600	600
Частота тока, Гц	50/60	50/60
Время выхода на номинальный режим работы	не более 1 минуты	не более 1 минуты
Габариты, Д×Ш×В, мм	3354×2169×2278	3354×2169×2278
Масса, кг	5440	5440

Зависимости мощности и КПД микротурбогенератора от температуры окружающей среды (климатические характеристики ГТУ) показаны на рис. 5.14. КПД установки растет при понижении температуры окружающего

воздуха. При температуре ниже минус 15 °С МТ250 может длительно работать на режиме 120 % (300 кВт) без ограничения ресурса. Снижение этих показателей с ростом температуры воздуха является типичным для простого газотурбинного цикла.

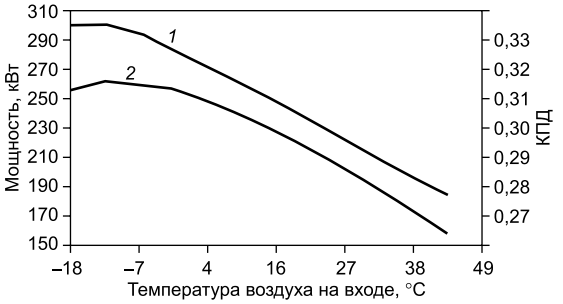


Рис. 5.14. График зависимости электрической мощности (*1*) и КПД (*2*) МТ250 от температуры наружного воздуха.

Теплофикационные характеристики МТУ при работе на отопительную сеть: максимальное значение утилизированной тепловой мощности составляет порядка 270 кВт. В этой интегрированной когенерационной системе осуществляется нагрев воды до 95 °С (расход до 400 л/мин по нормам ISO), причем температура воды контролируется при расходе от нулевого до полного. Теплообменник – противоточный, с поперечным коллектором, давление воды до 862 кПа. Вода циркулирует по медным трубкам с алюминиевым оребрением.

Микротурбина, используемая для автономной работы, требует для запуска специальное устройство внешнего запуска (источник бесперебойного питания – ИБП). В качестве последнего для модели без встроенного дожимного компрессора необходим ИБП на 120 В переменного тока, для модели со встроенным дожимным компрессором – 600 В постоянного тока.

В 2008 г. все права на производство и реализацию установки МТ250 переданы компании Flex Energy (США).

Фирма Ingersoll Rand производит также МТУ мощностью 70 кВт, выполненную по приведенной выше принципиальной схеме; общий вид установки показан на рис. 5.12, *б*. В МТ70 передача крутящего момента от ротора двигателя синхронному генератору осуществляется также через редуктор. Технические показатели МТУ: мощность в пиковом режиме работы (преимущественно в холодное время года) – 92 кВт; электрический КПД – 29 %, при работе в когенерационном режиме Кит – 70 %; выбросы оксидов азота менее 5–9 ppm при работе на природном газе. Уровень шума составляет 78 дБА на расстоянии 1 м. Межремонтный период составляет 8 тыс. ч; моторесурс – 80 тыс. ч. Габаритные размеры установки: длина – 175 см, ширина – 107 см, высота – 221 см; масса – 1860 кг, с встроенным дожимным компрессором – 2200 кг.

2.2. Микротурбогенераторы фирмы Capstone Turbine Corporation

Capstone Turbine Corporation (США) является мировым лидером в производстве экологически чистых микротурбинных энергетических систем. В 1998 г. фирма первой предложила коммерческий продукт, основанный на микротурбинной технологии. Capstone Turbine установила более 3000 микротурбинных систем по всему миру.

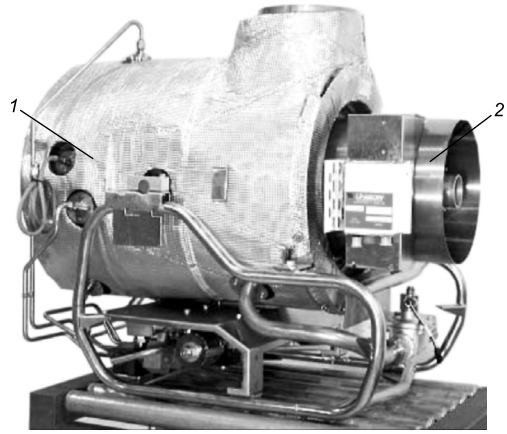


Рис. 5.15. Микротурбогенератор C65 фирмы Capstone:
1 – двигатель; *2* – генератор.

Микротурбинные генераторы выпускаются в виде компактных модулей с выходной электрической мощностью 30, 60, 65, 100 и 200 кВт; их основные технические характеристики приведены в табл. 5.8. Общий вид модуля серии C65 представлен на рис. 5.15.

Зависимость мощности МТУ от температуры окружающей среды достаточно плавная: в области температур до +20 °С она практически постоянна, а при дальнейшем возрастании мощность снижается примерно на 15 % при $t_{н.в} = 35$ °С.

Таблица 5.8

Технические характеристики МТГ фирмы Capstone

Показатели	**Модель МТГ**				
	C30	**C60**	**C65**	**C100**	**C200**
Электрическая мощность, кВт	30	60	65	100	200
Тепловая мощность, кВт	59	120	120		280
Электрический КПД, %	28,2	28,2	29,7		34,8
Кит в режиме когенерации, %	80–85	80–85	80–85		
Топливо	природный газ				
Давление топлива, МПа	0,13–0,35	0,52–0,56	0,51		0,0014–0,36
Расход топлива при номинальной нагрузке, $нм^3/ч$	12	22	22		63
Удельный расход дизельного топлива на номинальной мощности, г/кВт·ч	304	304	304	304	
Расход воздуха на горение, $нм^3/с$	0,255		0,455		1,3
Расход воздуха на охлаждение блока электроники, $нм^3/мин$	13,02		14,16		40,1
Расход воздуха на охлаждение контроллеров батареи, $нм^3/мин$	7,08		10,5		

Окончание табл. 5.8.

Показатели	Модель МТГ				
	C30	**C60**	**C65**	**C100**	**C200**
Температура выхлопных газов, °C	261	305			
Расход выхлопных газов, кг/с	0,31		0,49		
Выход тепловой энергии, тыс. кДж/ч	305	571			
Выброс NO_x при 15 % O_2, ppm/мг/кВт·ч	менее 9/8	менее 9/8	менее 9/8		менее 9/8
Выброс CO при 15 % O_2, ppm/мг/кВт·ч	40/20	40/20	40/20		40/20
Несгоревшие углеводороды, мг/кВт·ч	0,8	0,8	0,8		
Уровень шума на расстоянии 10 м, дБА	58	70	70		58
Номинальная/максимальная частота вращения ротора, тыс. об/мин	96/120	96/120	96/120		
Время выхода на номинальный режим, с	30	30	30		
Максимальный ток в фазе, А	46	100	100–125		274
Перегрузка по току мгновенная, А					750
Рабочее напряжение, трехфазное, В	400–480	400–480	400–480		
Частота тока, Гц	50/60	50/60			50/60
Масса, кг	478	758			
Масса АКБ для автономной работы, кг	173	363			
Габариты, мм: – длина – ширина – высота	 1943 762 1516	 2108 762 1956	 2110/2390* 762/762* 1956/1956*		 3108 2800 1800
Масса, кг	405		1122/1364*		2770

** – показатели для установок со встроенным теплообменником.*

Каждый модуль микротурбинного генератора представляет собой законченный комплект электростанции. Выпускаемое оборудование уже включает в себя

возможность работы в режимах параллельно с сетью и автономно, релейную защиту, локальное и удаленное управление, синхронизацию работы и распределение нагрузки. Степень автоматизации микротурбин превышает максимальный уровень 4 по ГОСТ 14228-80. В качестве топлива микротурбины Capstone позволяют использовать различные виды газообразного (природный, попутный нефтяной, биогаз, свалочный газ, сжиженный пропан, шахтный метан) или жидкого (дизельное, керосин) углеводородного сырья, в том числе с низкой теплотворной способностью и содержанием сероводорода до 7 %. Микротурбины поставляются во влагозащищенном корпусе, что при полном отсутствии вибрации и низком уровне шума позволяет устанавливать их на открытых площадках или внутри существующих помещений. Другим вариантом поставки является установка МТУ без кожуха внутри модульных контейнеров.

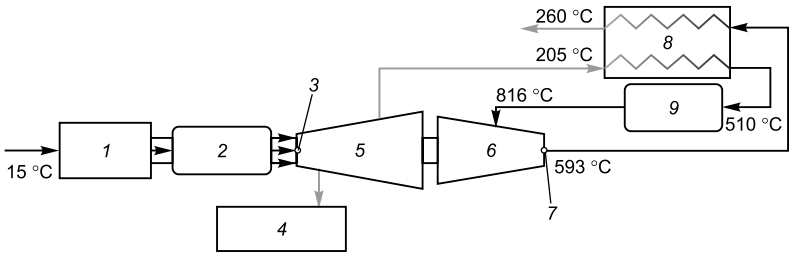


Рис. 5.16. Структурная схема микротурбин семейства Capstone:
1 – входной воздушный фильтр; *2* – генератор; *3* – датчик температуры воздуха на входе в компрессор; *4* – клапан сброса давления; *5* – компрессор; *6* – турбина; *7* – датчик температуры газов на выходе из двигателя; *8* – регенератор; *9* – камера сгорания.

Все МТГ фирмы выполнены по единой структурной схеме, представленной на рис. 5.16. В компактном корпусе (рис. 5.17) размещены компрессор, камера сгорания, регенератор, непосредственно турбина и генератор. Генератор охлаждается поступающим в турбину потоком воздуха, что исключает необходимость организации системы жидкостного охлаждения. Благодаря использованию регенератора, микротурбины имеют высокий электрический КПД – до 35 %. Среди конструктивных особенностей МТГ отметим следующее: при переменных нагрузках МТГ частота вращения ротора изменяется; применение воздушных подшипников, за счет которых достигается весьма высокая скорость вращения вала 96 тыс. об/мин и что позволяет отказаться от использования масла; низкие рабочие температуры, что обеспечивает снижение уровня эмиссии CO и NO_x до 9 ppm. Экологически чистый выхлоп микротурбин подтверждается сертификатами соответствия, в том числе наиболее строгими Калифорнийскими.

Благодаря тому, что выхлоп одной микротурбины содержит до 120 кВт тепловой энергии (модель C60), возможно ее сопряжение с теплообменниками и климатическими системами, используемыми для нагрева воды и отопления (кондиционирования) помещений. При этом общий КПД (Кит) такой когенерационной системы может достигать 96 % при одновременном снижении приведенной стоимости одного кВт·ч электроэнергии (с учетом стои-

мости оборудования и обслуживания МТУ, а также расходов на природный газ).

Эксплуатация микротурбины производится в двух режимах – параллельно с сетью и автономно. В первом случае МТУ играет роль основного или дополнительного источника тока, автоматически настраивающегося на параметры сети по напряжению и частоте. Для случая автономного подключения МТУ снабжена аккумуляторными батареями, которые позволяют производить запуск генератора и являются буфером для сглаживания колебаний нагрузки. МТУ мгновенно принимает 100 % нагрузки, используя энергию аккумуляторных батарей во время набора оборотов турбиной. С помощью дополнительных контроллеров возможно построение схемы автоматического переключения режимов работы МТУ для обеспечения гарантированного непрерывного энергоснабжения объектов. Регламент обслуживания микротурбин предполагает долговременную эксплуатацию в постоянно включенном режиме работы или в режиме периодического включения/выключения. Общий ресурс работы до капитального ремонта составляет 60 тыс. ч. При этом каждые 8 тыс. ч (раз в год) необходимо проводить визуальный осмотр и каждые 16 тыс. ч (раз в два года) непрерывной работы менять воздушный и топливный фильтры, а также инжекторы.

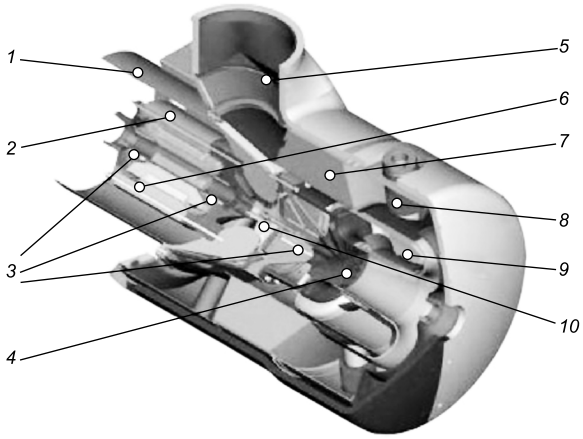


Рис. 5.17. Компоновка оборудования МТГ С30 в корпусе:
1 – воздухозаборный патрубок; *2* – ребра охлаждения генератора; *3* – воздушные подшипники; *4* – турбина; *5* – выхлопной патрубок; *6* – генератор; *7* – регенератор; *8* – инжектор топлива; *9* – камера сгорания; *10* – компрессор.

Микротурбина не требует охлаждающих жидкостей, смазывающих масел и других химически опасных расходных материалов для своей работы – для охлаждения и в подшипниках используется воздух. Управление работой МТУ производится со встроенного пульта или удаленно с диспетчерского компьютера.

Находящиеся в эксплуатации МТГ типа С30 и С60 достигли суммарной документированной наработки 6 млн ч. Особенно успешной является микрогазотурбинная установка мощностью 100 кВт, которая прошла тестовые испытания в течение 100 тыс. ч непрерывной работы, при этом никаких повреждений (течи) в регенераторе не наблюдалось.

В соответствии с программой Департамента Энергетики США «Advanced Microturbine System» компанией Capstone Turbine разработана МТУ серии С200 мощностью 200 кВт. В 2004 г. первый такой агрегат был установлен на территории Калифорнийского университета. Компоновка нескольких установок С200 в одном модуле (так называемая кластеризация) позволяет иметь мини-ТЭС

единичной электрической мощностью 600, 800 или 1000 кВт. Основные технические параметры этих МТУ приведены в табл. 5.9.

Таблица 5.9

Технические данные микротурбинных кластеров мощностью до 1 МВт фирмы Capstone

Показатели	Кластер					
	C600		C800		C1000	
	Низкое давление топлива	Высокое давление топлива	Низкое давление топлива	Высокое давление топлива	Низкое давление топлива	Высокое давление топлива
Электрическая мощность, кВт	570	600	760	800	950	1000
Электрический КПД, %	33,2	34,8	33,2	34,8	33,2	34,8
Давление топливного газа, МПа	>0,002	>0,52	>0,002	>0,52	>0,002	>0,52
Напряжение номинальное, В	400–480					
Частота электрического тока, Гц	50–60					
Электрический ток максимальный в базовом режиме, А:						
– работа параллельно с сетью	825	870	1100	1160	1375	1450
– автономная работа	930	930	1240	1240	1550	1550
Температура газа на выходе из регенератора, °С	280					
Выбросы NO_x, ppm	менее 9					
Расход выхлопных газов, кг/с	3,99	3,99	5,32	5,32	6,65	6,65
Расход воздуха на горение, $нм^3/с$	3,68	3,68	4,9	4,9	6,1	6,1
Расход воздуха на охлаждение силовой электроники, $нм^3/с$	5,1	5,1	6,8	6,8	8,5	8,5
Уровень шума, дБА	65					
Габариты, Д×Ш×В, мм	9144×2438×2895		–		–	
Вес, кг	15 694	15 014	18 824	17 917	22 090	20 956

Примечание: подключение к электрической сети 3-фазное, 4-проводная звезда, температура воздуха перед воздухозабором –20…+50 °С.

Системы большей мощности реализуются установкой большего количества МТУ и объединением их с помощью общей системы управления. Это обеспечивает синхронизацию работы модулей в составе единой энергосистемы. Главные преимущества такого подхода состоят в наращивании мощности энергосистемы по мере роста нагрузки, в гибком регулировании производства энергии, учитывающем суточные и сезонные колебания потребностей, в отсутствии необходимости создания избыточных резервов на случай профилактических остановок и аварий.

Для микротурбин Capstone, объединенных в кластер, устанавливается специальный контроллер APS, который обеспечивает работу кластера в режиме «максимальной эффективности». При этом в горячем резерве находится минимально необходимое количество микротурбин, остальные турбины находятся в режиме ожидания команды, не потребляя топлива. При таком режиме не только не происходит потерь КПД кластера, но и достигается максимально высокий КПД работы системы и оптимальный расход топлива.

Микротурбинная установка C200 дооборудована фирмой GAS для потребителей тепла на европейском рынке. Этот агрегат имеет мощность более 28 кВт$_{эл}$ при КПД около 26 % и общем коэффициенте использования свыше 70 %. Агрегат может при неполной нагрузке развивать мощность до 10 кВт$_{эл}$ при КПД менее 18 %. Используемая температура уходящих газов составляет от 250 до 300 °C.

2.3. Микротурбины фирмы Calnetix-Elliott

Под торговой маркой Calnetix Group объединены предприятия производители разных видов электрооборудования: источников бесперебойного питания (ИБП), котлов-утилизаторов, генераторов, электромоторов и других видов электротехнического оборудования. Одной из сфер деятельности компании Calnetix Power Solutions является проектирование и производство микротурбин. В 2008 г. компанией Calnetix был выкуплен контрольный пакет акций предприятий Elliott Energy Systems, Inc., выпускавшей с 1997 г. микротурбинные установки. Производственная программа фирмы Elliott включала выпуск двух моделей МТУ: T45 и T60 (до 2000 г.) мощностью 45 и 60 кВт, соответственно, и модель T80 мощностью 80 кВт с 2000 по 2003 г. С 2004 г. выпускаются только МТУ мощностью 100 кВт. Это модели: TA-100 RCHP – установка для комбинированного производства электроэнергии и тепла с электрической мощностью 100 и тепловой 160 кВт (рис. 5.18, *а*), а также модель TA-100 R – установка для производства только электроэнергии (электростанция) (рис. 5.18, *б*). Именно эти модели МТУ, отличающиеся высокой экономичностью и надежностью, и производятся ныне под торговой маркой Calnetix Power Solutions.

В зависимости от условий эксплуатации микротурбинные установки выпускаются в двух вариантах исполнения: для эксплуатации внутри или снаружи помещения. Для работы при низких температурах в конструкции предусмотрены подогреватели воздуха и масла, которые обеспечивают быструю подготовку систем микротурбинной установки к запуску.

Микротурбина TA-100 RCHP – это блочная микротурбинная установка, предназначенная для комбинированного производства электроэнергии и

тепла в виде горячей воды, при работе в автономном режиме, или параллельно с сетью. Установка представляет собой агрегат полной заводской готовности с котлом-утилизатором и вспомогательными системами и агрегатами, смонтированными в едином модуле. Компоновочная схема TA-100 RCHP приведена на рис. 5.5, *а*.

а *б*

Рис. 5.18. Общий вид когенерационной установки TA-100 RCHP (*а*) и электростанции TA-100 R (*б*) компании Calnetix.

Проект микротурбинной установки был разработан с «чистого листа», с максимальным учетом особенностей эксплуатации энергоустановок в наземных условиях, на основе накопленного опыта в создании вспомогательных энергоустановок для авиации. Это отражено: в простоте конструкции (значительно сокращено количество высокоточных и трудоемких в изготовлении деталей, узлов и агрегатов); в снижении температуры газов на входе в колесо турбины; в снижении степени повышения давления в компрессоре; в применении в конструкции решений, которые традиционно используются в силовых установках наземного применения, таких как гидродинамический подшипник скольжения, металлокерамические материалы турбины, регенератор, низкоэмиссионная камера сгорания.

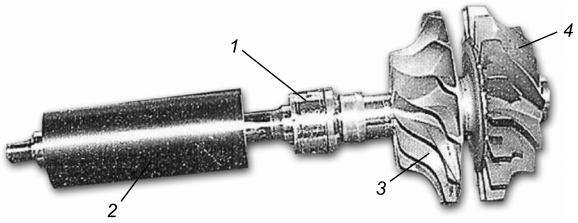


Рис. 5.19. Ротор турбогенератора TA-100 RCHP компании Calnetix:
1 – гидродинамический подшипник; *2* – втулка генератора; *3* – колесо компрессора; *4* – колесо турбины.

Частично описание конструкции данной МТУ содержится в разделе 1.3 настоящей главы. Микротурбина представляет собой высокооборотный одновальный газотурбинный двигатель с частотой вращения

ротора 68 тыс. об/мин, которая практически не зависит от нагрузки. Последнее позволяет принимать 100 % нагрузки за ~ 0,3 сек. Конструктивно она выполнена в едином корпусе, в котором размещены ротор и камера сгорания.

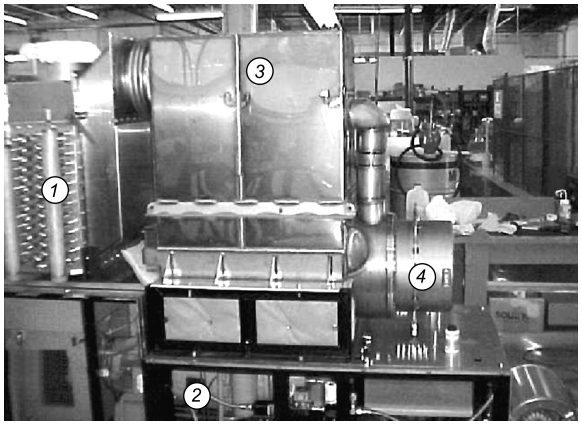


Рис. 5.20. Компоновка турбогенератора и теплообменников МТУ TA-100 RCHP:
1 – котел-утилизатор; *2* – дожимной компрессор; *3* – регенератор; *4* – газовая турбина.

В частности из представленной ранее на рис. 5.6 конструктивной схемы приводного ГТД (турбогенератора) видно, что применен консольный вариант двухопорного ротора, позволяющий вынести подшипники из горячей зоны (рис. 5.19). В результате удалось: значительно уменьшить безвозвратные потери масла (около 0,003 г/кВт·ч против 0,3 г/кВт·ч у ГПА); уменьшить производительность насоса маслосистемы; увеличить сроки замены масла и масляных фильтров (один раз в 24 тыс. ч вместо назначавшегося ранее интервала 750–1000 ч).

Колесо одноступенчатого центробежного компрессора *3* из нержавеющей стали и колесо одноступенчатой центростремительной турбины *4*, выполненное из термопрочного сплава с низким коэффициентом ползучести, крепятся к валу ротора с помощью сварки трением. В статоре ротор устанавливается на двух опорах: первая опора перед передним торцом втулки генератора, а вторая – между втулкой генератора и колесом компрессора.

В качестве топлива используется природный газ низкого или среднего давления. Предварительное смешение воздуха и топлива позволяет получить выбросы NO_x на выхлопе менее 9 ppm во всем диапазоне нагрузок, что согласно экологическим нормам позволяет размещать микротурбинную установку именно в том месте, где требуются электрическая и тепловая энергии. В качестве альтернативного топлива может использоваться биогаз и низкокалорийные газы.

Газовоздушный регенератор, предназначенный для дополнительного подогрева воздуха после компрессора выхлопными газами, выполнен пластинчатым с U-образным течением нагреваемого воздуха и поперечным течением выхлопных газов. Как видно из рис. 5.20, регенератор по выходу нагретого воздуха примыкает непосредственно к узлу камеры сгорания (перед газовой турбиной).

Система утилизации тепла выхлопных газов турбины обеспечивает подогрев сетевой воды. Регулирование параметров воды на выходе из КУ осуществляется за счет перепуска выхлопных газов через байпасную магистраль КУ. В состав системы входят также сетевой насос, расходомер для измерения расхода теплоносителя, выхлопное устройство с шумопоглощающим покрытием, датчики для измерения параметров теплоносителя в КУ (расходомер,

термометры сопротивления на входе и на выходе из КУ, датчик давления на выходе из КУ), термопары на входе и выходе КУ для измерения температуры выхлопных газов.

Топливная система предназначена для подготовки и подачи газообразного топлива в камеру сгорания с требуемыми параметрами. В состав системы входят: интегрированный дожимной газовый компрессор, регулятор расхода газа, топливный фильтр, система отсечных клапанов, ручной запорный кран, датчики давления, расходомерный участок для измерения расхода газа.

Оборудование силовой электроники включает активный выпрямитель, инвертор и фильтр. Высокочастотный ток, который вырабатывается высокооборотным генератором, выпрямляется, а затем преобразовывается инвертором в выходной переменный 3-фазный ток с номинальной частотой сети 50 или 60 Гц при напряжении 400 В. Управление активным выпрямителем и инвертором осуществляется при помощи отдельной цифровой системы автоматического управления (программируемого логического контроллера). Использование контроллера обеспечивает устойчивую высокоэффективную работу инвертора и выпрямителя по ряду параметров, таких как: величина напряжения и тока, порядок чередования фаз, подавление гармоник. Система управления также обеспечивает: защиту нагрузки от обратных токов, отслеживание уровня нагрузки, статическую компенсацию реактивной мощности в диапазоне 0,6–1,0, параллельную работу с другими агрегатами и сетью, дистанционное управление.

По газовоздушному тракту МТУ температуры рабочего тела имеют значения: на выходе из компрессора 250 °С; температура воздуха за регенератором 500 °С; температура газа перед турбиной 926 °С, температура газа за турбиной 648 °С, за регенератором 310 °С. При номинальной тепловой нагрузке котла-утилизатора (160 кВт) температура газа на выходе из него составляет 90 °С. Колебания частоты составляют ±1 %, напряжения – ±5 %. Использование высокоскоростного синхронного генератора с постоянными магнитами из редкоземельных металлов позволило значительно уменьшить массу и габаритные размеры МТУ. Такое решение также позволило использовать генератор в качестве стартера для запуска установки, что существенно сократило номенклатуру вспомогательных систем. Максимальный ток в фазе 50 А. Технические параметры МТУ модели TA-100 RCHP при различных давлениях используемого природного газа представлены в табл. 5.10.

Таблица 5.10

Технические характеристики МТУ TA-100 RCHP

Показатели	Низкое давление газа	Высокое давление газа
Электрическая мощность, кВт	100	100
Значение тока при нагрузке 100 %, А		200
Максимальное значение тока (перегрузка) в течение 5 сек, А		300
Общее гармоническое искажение, %	±5	<5
Ток короткого замыкания, А	500	500

Окончание табл. 5.10.

Показатели	Низкое давление газа	Высокое давление газа
Тепловая мощность, кВт	172 (ГВС), 158 (отопление)	200 (максимальная), 172 (ГВС), 160 (отопление)
Входная температура теплоносителя, °С	40 (ГВС), 70 (отопление)	40
Выходная температура теплоносителя, °С	65 (ГВС), 93 (отопление)	105
Минимальный рекомендуемый расход воды, л/мин		75
КПД электрический, %	28 (±2)	29
Кит, %	80	87
Расход топливного газа при номинальной нагрузке и $Q_н^р$ = 33,4/38,3 МДж/нм^3, м^3/ч	39/34	37/32,3
Давление газа на входе в дожимной компрессор, кПа	3,4–34,5	
Давление газа на выходе из дожимного компрессор, МПа	0,54	
Расход циклового воздуха, кг/с	0,8	1
Расход воздуха на охлаждение силовой электроники, нм^3/с	0,38	0,38
Расход воздуха на охлаждение масляного радиатора, нм^3/с	0,755	0,755
Температура выхлопных газов, °С	287	310
Выбросы NO_x при 15 % O_2 в выхлопе	< 9 ppm	
Уровень шума на расстоянии 1/10 м, дБА	75/62	75/62
Объем масляного бака, л	19	19
Тип используемого масла	Mobil SHC 824	Mobil SHC 824
Максимальное аэродинамическое сопротивление выхлопного тракта, кПа	1,0	1,25
Количество используемых аккумуляторов, шт.	2	2
Напряжение аккумуляторов, В	24	24
Габариты при установке внутри/снаружи помещения, Д×Ш×В, мм	3100×850×1930	3111,5/3627× 917/917×2120/2250
Вес при установке внутри/снаружи помещения, кг	1860	1814/2040

Мониторинг состояния основных систем МТУ Calnetix может осуществляться дистанционно. Микротурбина допускает значительные пиковые нагрузки, а также неограниченное время работы при малом потреблении электроэнергии. Установка Calnetix TA-100 R работает практически без вибраций, что позволяет размещать ее на крыше или непосредственно в здании.

2.4. Микротурбины компании Turbec

Компания Turbec AB была основана в 1998 году как совместное дочернее предприятие двух известных фирм – Volvo Aero (Швеция) и ABB (Швейцария). В компании Volvo в начале 70-х годов проводилась разработка небольших газовых турбин для автомобилей. С конца 1980-х годов на основе микротурбин были созданы образцы гибридных (т. е. сочлененных с электрогенератором) двигателей, в которых высокоскоростной электрогенератор и силовая электроника поставлялась фирмой ABB. Вскоре были изготовлены и запущены в серийное производство стационарные модели таких двигателей (фактически микротурбинные установки) для несения базовой электрической нагрузки в системах распределенного электроснабжения. МТУ получила торговую марку T100 и первый коммерческий блок T100 был введен в эксплуатацию в конце 2000 г. В 2004 г. итальянская компания API COM SRL приобрела права собственности на дочернее предприятие Turbec AB, и последняя получила название Turbec SpA. За исключением исследовательского центра, который оставался в Швеции (г. Мальма), главный офис и все производственные мощности находятся в Италии (г. Феррара и г. Мачерата).

В настоящее время микротурбина T100 является когенерационной установкой, которая производит электричество и теплоту, используя природный газ; электрическая мощность – 100 кВт, тепловая мощность – 152 кВт. Микротурбина сконструирована для установки в помещении с забором воздуха снаружи (с температурой от – 25 °С до +40 °С). Габаритные размеры: 2,77×0,90×1,81 м, масса 2250–3100 кг в зависимости от комплектации. Компоновочная схема T100 представлена на рис. 5.21.

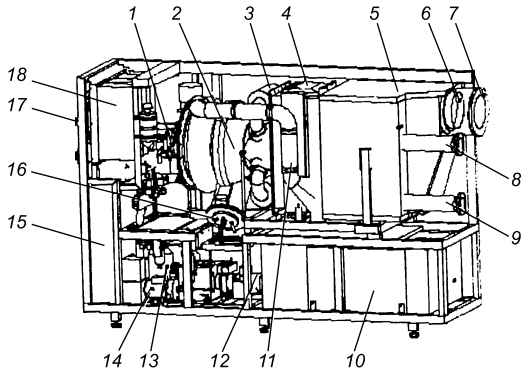


Рис. 5.21. Компоновка оборудования микротурбогенератора T100 фирмы Turbec:
1 – генератор; *2* – газовая турбина; *3* – труба из регенератора; *4* – регенератор; *5* – теплообменник выхлопных газов; *6* – выпуск вентиляционного воздуха; *7* – выпуск выхлопных газов; *8* – впуск воды; *9* – выход горячей воды; *10* – силовая электроника; *11* – труба в регенератор; *12* – насос охлаждающей воды; *13* – воздушный насос амортизатора; *14* – масляный насос; *15* – система управления; *16* – камера сгорания; *17* – впуск воздуха; *18* – фильтр воздуха.

Топливом для МТУ является природный газ с низшей теплотворной способностью >30 МДж/нм^3; возможно также применение альтернативных газовых топлив. Технические данные микротурбинной установки и параметры генерируемого тока представлены в табл. 5.11.

Таблица 5.11

Технические данные когенерационной МТУ Т100

Показатели	Величина
Мощность электрическая, кВт	100
КПД электрический, %	30
Тепловая мощность, кВт	152
Кит, %	75,6
Расход топлива, кВт	333
Давление топливного газа, кПа	>2
Расход выхлопных газов, кг/с	0,8
Температура выхлопных газов после КУ, °С	75
Температура воды на входе, °С	50
Температура воды на выходе, °С	70
Уровень шума на расстоянии 1м, дБА	70
Выбросы (при 15 % O_2) NO_x и CO, ppm	<15
Выбросы (при 15 % O_2) несгоревших углеводородов, ppm	<10
Параметры генерируемого тока	
Частота, Гц	50
Максимально допустимое колебание частоты, %	5
Напряжение, В (3-фазный ток)	400/230
Максимальное отклонение напряжения, %	10
Коэффициент мощности регулируемый	До 0,8
Требования к топливному газу	
Теплотворная способность $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$, МДж/кг	48
Расход, $нм^3/ч$	30,8
Давление газа на входе в дожимной топливный компрессор, МПа	0,002–0,100
Мин./макс. давление, МПа	0,60/0,95
Температура, °С	0–60

Когенерационная установка состоит из следующих составных частей: газотурбинный привод встроенного электрогенератора, регенератор, электрическая система, теплообменник выхлопных газов, система контроля и управления. Цикловой центробежный компрессор установки имеет степень повышения давления 4,5:1. Предварительно подогретый в регенераторе сжатый воздух смешивается с природным газом. Камера сгорания – низко эмиссионная, параметры газа на выходе из нее: температура – 950 °С, давление – около 0,45 МПа. Турбина радиальная, температура газа за турбиной 650 °С. Частота вращения ротора составляет 70 тыс. об/мин. Расход смазочного масла менее 3 л за 6 тыс. ч.

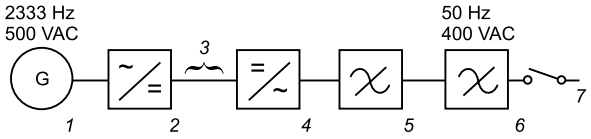


Рис. 5.22. Схема силового модуля МТУ T100:
1 – генератор; *2* – выпрямитель (стартовый преобразователь); *3* – шина постоянного тока; *4* – преобразователь постоянного тока в переменный; *5* – линейный фильтр; *6* – ЕМС фильтр; *7* – переключатель главной цепи.

Переменный ток выпрямляется, а затем преобразуется в трехфазный переменный ток (рис. 5.22). Индуктор стабилизирует значение переменного тока. Фильтр ЕМС (электромагнитная совместимость) защищает данную операцию от произведенной интерференции. Электрическая система полностью контролируется и автоматически управляется контроллером силового модуля (контроллером блока питания). Электрическая система используется также в режиме реверсирования, когда она работает в качестве электрического стартера для газовой турбины.

Котел-утилизатор (КУ) – газо-водяной, противоточного типа. Температура выхлопных газов на входе в КУ составляет 270 °С; температура газов на выходе зависит от температуры и массового расхода теплоносителя.

МТУ T100 контролируется и управляется автоматической системой управления и не требует вмешательства оперативного персонала. В случае критического повреждения система автоматически отключается и передает код поломки в РМС. РМС используется для запуска, остановки и управления МТУ. РМС управляет системой, используя сигналы от датчиков тепловой нагрузки, давления газа, температуры масла, вибрации. МТУ включает также ряд вспомогательных систем и узлов: топливную систему с интегрированным дожимным компрессором, систему смазки, систему охлаждения, систему забора воздуха и вентиляции.

Подогретое смазочное масло циркулирует между подшипниками и масляным охладителем, в котором охлаждается до 50 °С. Система РМС контролирует давление масла и его температуру в фильтрах, а также подогрев масла (перед запуском). Герметизация масляных полостей подшипников обеспечивается наддувом сжатого воздуха; после уплотнений воздух проходит через воздушный фильтр, в котором масляный туман отделяется от воздуха и собирается в баке смазочного масла. Генератор и электрическая система охлаждаются посредством отдельной водяной охлаждающей системы, которая встроена в корпус. Атмосферный воздух в МТУ подается через внешнее входное устройство и делится на два примерно равных потока: первый с расходом 0,8 кг/с поступает на вход компрессора газотурбинного привода, второй поток с расходом 0,9 кг/с используется для работы системы охлаждения МТУ.

Установка Turbec T100 имеет два воздушных фильтра: фильтр грубой очистки размещен рядом с внешним забором воздуха, а фильтр тонкой очистки воздуха, поступающего в компрессор, устанавливается вблизи газотурбинного привода. Полное потребление воздуха составляет приблизительно 1,7 кг/с.

Топливная система включает: автоматический запорный клапан, фильтр, топливный блок, датчик давления, клапан расхода топлива на форсунке камеры сгорания. Дожимной компрессор топливного газа расположен снаружи контейнера и используется при давлении топливного газа меньше 0,6 МПа.

Интервалы обслуживания: осмотр камеры сгорания и замена фильтров – 6 тыс. ч, капремонт – 30 тыс. ч.

2.5. МТУ производства других фирм

Фирма Honeywell Power Systems выпускает установки модели Parallon 75 электрической мощностью 75 кВт, предназначенные для автономного электро- и теплоснабжения различных объектов. Установка имеет водозащищенный корпус с простым доступом к панелям управления, позволяющий устанавливать ее вне помещений. Технические данные этой установки приведены в табл. 5.12.

Таблица 5.12

Технические данные МТУ Parallon 75

Показатели	Величина
Максимальная электрическая мощность, кВт	75*
КПД эл., %	28,5*
Тепловая мощность, кВт	90
Расход циклового воздуха, кг/с	0,69
Давление топлива, МПа	0,52–0,59
Расход топлива: – природного газа, $нм^3/ч$ – дизельного топлива, л/ч	 26,6 28,7
Напряжение, В	Возможны варианты: 120/208, 120/240, 230/240, 240/415, 277/480, 360/600
Род тока	Трехфазный ток или ток с нормальным сетевым напряжением (с дополнительным трансформатором). Работа в режиме однофазного тока должна быть сбалансирована в пределах 10 %.
Коэффициент мощности при установившемся режиме	0,75
Готовность, %	> 95
Время запуска, мин	2,5
Суммарный выброс вредных веществ в атмосферу при 15 % O_2, ppm	50
Уровень шума, дБА (10 м)	65
Срок службы до капитального ремонта, тыс. ч	40
Габариты, Д×Ш×В, м	2,33×1,22×2,16
Масса (без учета дополнительного топливного компрессора, трансформатора и блока батарей) кг	1295

** – данные приведены в стандарте ISO (15 °С на уровне моря).*

При электрическом КПД установки 28 % коэффициент использования топлива в режиме когенерации достигает 90 %. При этом микротурбинная установка производит 90 кВт тепловой мощности. В качестве топлива МТУ потребляет природный газ, дизельное топливо и керосин. Конструктивной особенностью микротурбины является применение воздушных подшипников. Частота вращения вала микротурбины достигает 85 тыс. об/мин. Фирма работает над перспективной моделью Parallon 350 с электрической мощностью 350 кВт. При низком давлении топливного газа у потребителя используется дополнительный встроенный топливный компрессор с минимальным давлением на входе 1,7 кПа.

Рис. 5.23. Общий вид когенерационной установки мощностью 225 кВт на базе трех МТУ Parallon 75.

Микротурбинные модули можно объединять в кластеры мощностью до 600 кВт. Кластер из трех МТУ показан на рис. 5.23. Установка является полностью автоматизированной и способна работать без обслуживающего персонала. Микротурбина имеет весьма низкий уровень выбросов загрязняющих веществ и незначительные эксплуатационные расходы. Система управления регулирует параллельное функционирование нескольких устройств в условиях увеличения или уменьшения нагрузки. Система управления оптимизирует работу нескольких устройств таким образом, чтобы достигнуть максимальной эффективности при данной нагрузке.

Особенности функциональной схемы МТУ:

- Параллельная энергетическая система (не требуется никакого дополнительного привода для переключения).
- Защита от сбоев основной энергосистемы (не требуется никаких дополнительных реле для защиты электросети общего назначения).
- Обеспечение собственной защиты (устройства автоматического отключения предотвращают повреждение основных компонентов).
- Средства взаимодействия с системами управления электроэнергией (открытая архитектура позволяет легко взаимодействовать с другими программными продуктами).
- Дистанционное управление и контроль (модем с централизованным программным обеспечением).
- Автономность (изолирован от электросети).
- Планирование нагрузки (постепенное ступенчатое увеличение нагрузки, что позволяет максимально использовать вырабатываемую энергию).
- Автоматическое подключение резервного оборудования (постоянный контроль энергосистемы и автоматическое подключение резервного оборудования в случае необходимости).

- Отслеживание нагрузки (измерительный прибор с закрытым контуром для замера потребляемой энергии, позволяющий отслеживать потребности потребителя в электроэнергии).
- Снятие пика нагрузки (измерительный прибор с закрытым контуром для измерения потребляемой энергии, позволяющий снимать пики нагрузки).
- Параллельная и автономная работа нескольких устройств (связь между несколькими устройствами, позволяющая как параллельную подачу энергии, так и автономную работу).
- Переход от работы в сети к автономной работе.

Качество электроэнергии: номинальная частота на выходе 50/60 Гц с допустимым отклонением в процессе работы ±5 %. Номинальное напряжение на выходе 120/208 В, 3 фазы (с дополнительным внутренним трансформатором) с допустимым отклонением в процессе работы ±10,5 %. Максимальный выброс напряжения в переходном режиме составляет 4 кВ/8 мс. Отклонение напряжения при набросе нагрузки 50 % составляет от –12 % до +8 % в течение 50 мс (±2 % от значения при установившемся режиме). Отклонения формы синусоиды переменного тока: максимальное общее искажение 5 %, максимальное отклонение отдельной гармоники 3 %, баланс нагрузки при трехфазном токе ±10 % от среднего значения трехфазного тока.

МТУ производства Калужского двигательного завода/ Завода им. В. Я. Климова (г. С.-Петербург)

Калужский двигательный завод (Россия) разрабатывает и предлагает на рынке МТУ для автономного электро- и теплоснабжения потребителей. Эти установки базируются на малых газотурбинных двигателях 9И56 и 9И56М, сконструированных и подготовленных к производству на заводе им. В. Я. Климова. Некоторые технические характеристики энергоустановок на базе микротурбин приведены в табл. 5.13. Конструктивной особенностью турбокомпрессора является использование центробежной ступени компрессора в сочетании с одноступенчатой осевой турбиной. Ротор турбокомпрессора установлен на газодинамических подшипниках; частота вращения ротора составляет 8000 и 6000–8000 об/мин соответственно. Начальная температура газа 915 °С и 1025 °С. В качестве топлива используются природный газ, дизельное, керосин.

На основе двигателей КДЗ компонуются и изготавливаются передвижные электростанции для выработки только электроэнергии и теплоэлектростанции в виде автономных когенерационных установок. Для последних характерна повышенная тепловая мощность, обеспечиваемая дополнительным сжиганием топлива в специальном водонагревателе.

Газотурбинные электростанции ГТЭС-75 и ГТЭС-100 обеспечивают высокое качество электроэнергии на всех режимах работы с обеспечением требуемых характеристик переходных процессов (сброс и наброс нагрузки от 0 до 100 % номинальной мощности), что важно для вычислительных комплексов и компьютерных систем. ГТЭС-75 и ГТЭС-100 – автономные и транспортабельные источники трехфазного переменного тока напряжением 400 В/220 В, частотой 50 Гц и номинальной электрической мощностью 75 и 100 кВт. Электростанции обеспечивают длительную параллельную работу с другими

источниками электроэнергии, имеющими аналогичные характеристики двигателей и системы возбуждения генераторов или с промышленной сетью на время, необходимое для перевода нагрузки в сеть и обратно. ГТЭС-75 и ГТЭС-100 выполнены в контейнерном исполнении, имеют автоматический запуск и автоматические защиты при выходе параметров за опасные пределы (по частоте, температуре газов, давлению масла, напряжению) и не требуют постоянного присутствия оператора. Обслуживаются электростанции одним оператором. Объем обслуживания сравним с обслуживанием механического транспортного средства (автомобиля): контроль уровня масла, замены фильтров и т. п. Отсутствие систем жидкостного охлаждения турбины и конструктивное исполнение позволяют эксплуатировать электростанции в диапазоне температур окружающего воздуха от –50 °С до +50 °С без предварительной подготовки с обеспечением запуска в течение 45 секунд.

Таблица 5.13

Технические характеристики МТУ КДЗ

Показатели	Электростанции	Когенерационные установки на базе	
	ГТЭС-75/ГТЭС-100	**ГТЭС-75/ГТЭС-100**	**ГТЭС-200**
Электрическая мощность, кВт	75/100	75/100	200
Тепловая мощность, кВт	–	560/650	755
КПД (эл.), %	–	–	23,3
Кит, %	–	78	81,2
Расход топлива, кг/ч: – на дизельном топливе – на природном газе – на генераторном газе	–	–	 44 41 414
Время запуска (при $t_н = –50°$), с	45	45	45
Расход сетевой воды, л/с	–	5,93	
Температура сетевой воды на входе/выходе, °С	–	75/90	70/95
Давление воды на входе в КУ, МПа	–	0,1–0,6	0,1–0,6
Ресурс, тыс. ч	10	10	10
Габариты, Д×Ш×В, м	2,5×1,1×1,4	3,9×1,25×2,7	4,32×1,398×3,69
Масса, кг	1040	1450	3350

Когенерационные установки ГТЭС-75/560 и ГТЭС-100/650 являются автономными источниками теплоэлектроснабжения и выполнены по простому газотурбинному циклу. Тепловой мощности установок достаточно для отопления 100-квартирного дома. Эти установки, также как и электростанции ГТЭС-75 и ГТЭС-100, производятся в контейнерном исполнении, имеют автоматический запуск. Общий вид модуля ГТЭС показан на рис. 5.24.

Когенерационные установки ГТЭС-200 на основе высокооборотных газовых турбин выполнены по регенеративному газотурбинному циклу, благодаря чему расход топлива снижен примерно в 2 раза по сравнению с таковым для безрегенераторной схемы. Они работают на различных видах жидкого и газообразного топлив, в том числе дизельном топливе, природном газе, биодизеле, бензино-этаноловых смесях, энергетическом газе, получаемом при газификации водно-угольных суспензий. Использование биотоплива позволяет снизить содержание токсичных веществ CO и NO_x в выхлопных газах. В варианте установки без котла-утилизатора, т. е. чистой электростанции с КПД 23,3 %, возможно применение ГТЭС-200 в качестве автономного источника электроснабжения, в том числе и для резервирования мощности. ГТЭС-200 имеет автоматический запуск и автоматические защиты по частоте, температуре газов, давлению масла, напряжению. Неотъемлемой частью ГТЭС-200 является встраиваемая автоматическая установка пожаротушения.

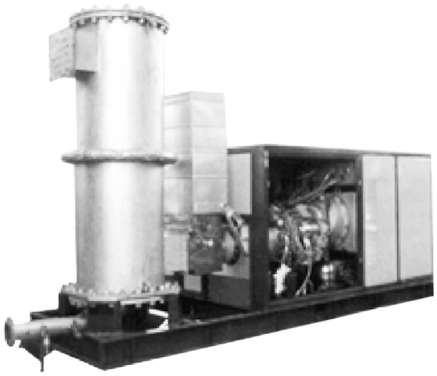


Рис. 5.24. Общий вид когенерационного модуля ГТЭС-100 мощностью 100 кВт.

Отличительной особенностью ГТЭС-200 является специально разработанный 2-ступенчатый дожимной центробежный компрессор на газостатических подшипниках, который позволил решить проблему использования когенерационной установки в бытовых условиях при пониженных давлениях природного газа в магистрали. ГТЭС-200 обладает большим моторесурсом и долговечностью.

Микротурбины фирмы UTC Power

Модельный ряд производимых МТУ включает четыре установки мощностью от 170 до 341 кВт с техническими данными, указанными в табл. 5.14, при этом конструктивные особенности и тепловые схемы установок фирмой не раскрываются.

Таблица 5.14

Технические характеристики МТУ фирмы UTC Power

Показатели	Модели											
	UTC 180M			UTC 240M			UTC 300M			UTC 360M		
	Температура окружающей среды, °C											
	35	15	0	35	15	0	35	15	0	35	15	0
Мощность эл., кВт	145	170	171	193	227	231	239	284	288	285	341	346
Мощность тепл., кВт	–	–	248,5	–	–	322,4	–	–	404,7	–	–	486,5

Окончание табл. 5.14.

Показатели	Модели											
	UTC 180M			UTC 240M			UTC 300M			UTC 360M		
	Температура окружающей среды, °С											
	35	15	0	35	15	0	35	15	0	35	15	0
Мощность охл., кВт	102	115	–	124	142	–	124	142	–	173	198	–
Кит, %	81	88	68	80	91	68	79	91	68	76	86	68
Выбросы NO_x, ppm при 15 % O_2	<9											
Уровень шума, дБА (10 м)	65											
Габариты, м	1,96×0,76×2,11											
Масса, кг	770											

3. ПРИМЕНЕНИЕ МИКРОТУРБИН В ГОРОДСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Согласно публикациям накоплен богатый опыт использования микротурбин, как автономных источников электро- и теплоснабжения объектов. Основные потребители микротурбинных установок – промышленные и коммерческие организации, офисные, торговые и развлекательные центры, бассейны, предприятия малого и среднего бизнеса, а также бани, прачечные, больницы, учебные заведения, объекты ЖКХ, которым постоянно требуется электроэнергия, тепло и холод. В условиях постоянного роста тарифов независимое производство дешевой электрической и тепловой энергии из местных видов топлива (например, биогаза) является для предприятий экономически оправданным решением. Коэффициент использования теплоты топлива (Кит) при использовании когенерационной установки существенно возрастает, что в значительной степени сокращает расходы на энергообеспечение. Когенерационная установка повышает энергетическую независимость потребителей, надежность подачи электрической и тепловой энергии.

Если сравнивать когенерационные установки на базе микротурбин и на базе газопоршневых агрегатов в одинаковом заводском варианте исполнения, то можно отметить следующие преимущества микротурбин:

- возможность длительной работы во всем диапазоне изменения нагрузки от холостого хода до номинальной величины (от 0 до 100 %);
- способность принять 100 % наброс нагрузки, в то время как у газопоршневых агрегатов, как указывалось ранее, существует жесткое ограничение по величине подключаемой нагрузки (не более 10–40 %);
- более высокая надежность в связи с отсутствием таких деталей, как поршни, распределительные и коленчатые валы, клапаны и др.;

- примерно в 2,0–2,5 раза ниже эксплуатационные расходы (затраты на техническое обслуживание и горюче-смазочные материалы);
- выше моторесурс (у микротурбинной установки ресурс до капитального ремонта составляет 70 тыс. ч и более);
- значительно более низкий уровень эмиссии вредных веществ (у микротурбинных установок уровень эмиссии по $NO_x < 25$ ppm против 250 ppm у газопоршневых агрегатов). Сопоставление уровней вредных выбросов различных тепловых двигателей в конкурируемом классе мощностей приведены на рис. 5.25;
- практически полное отсутствие вибрации;
- на порядок больше интервалы между заменами масла и значительно больше интервалы замены воздушных фильтров.

Опыт эксплуатации МТУ свидетельствует о том, что условиями целесообразности применения этой технологии являются: отсутствие доступа к электросети или он чрезмерно дорог; имеется биогазовое топливо или стоимость органического топлива ниже по сравнению со стоимостью электроэнергии; жесткие нормы по выбросам загрязняющих веществ; производство электроэнергии для собственных нужд без экспорта во внешнюю сеть; имеется потребность в горячем водоснабжении.

Микротурбинные установки обеспечивают высокое качество электроэнергии на всех режимах работы с обеспечением требуемых характеристик переходных процессов, что очень важно, например, для вычислительных комплексов и компьютерных систем. Предпосылками к их применению являются также: автономный режим работы, колебание электрических нагрузок в течение суток от 1 до 100 %, ограничение по месту размещения, шуму и эмиссии выхлопных газов, необходимость в теплоснабжении.

Поршневой двигатель не может эффективно работать при уровне потребления ниже 40–50 %. Такая эксплуатация приводит к повышенному износу деталей двигателя, избыточному потреблению топлива и расходных материалов. Следовательно, при существенных колебаниях нагрузки стандартным решением является добор энергии из сети (которой может не быть на планируемом месте эксплуатации), либо установка дополнительных двигателей малой мощности. Микротурбина может работать во всем диапазоне нагрузки без сокращения ресурса работы с малыми потерями эффективности. При этом можно запрограммировать профили работы, которые обеспечат равномерность износа отдельных модулей микротурбин в группе или обеспечат оптимальное расходование топлива.

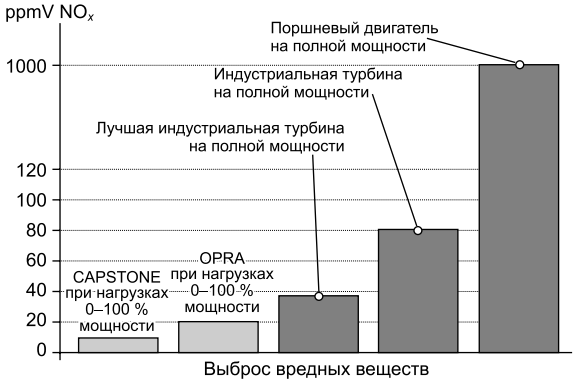


Рис. 5.25. Вредные выбросы от различных энергоустановок.

Микротурбинные установки представляют инновационную технологию, которая имеет свою нишу на энергетическом рынке – производство электроэнергии, тепла и холода с использованием таких видов газового топлива, как природный, шахтный, сжиженный, попутный нефтяной, биогаз, синтез-газ, а также жидкое топливо с теплотворной способностью от 10,5 МДж/нм^3. МТУ успешно работают на низкокалорийных топливах с минимальной концентрацией метана 30 %, в то время как для газопоршневых установок концентрация должна быть не менее 60–65 %. Специальные антикоррозийные материалы, примененные в системах подвода топлива к форсункам, позволяют микротурбине работать на высокосернистом топливе с содержанием сероводорода до 7 %. Температуры сгорания топлива менее 954 °С, при которых достигается минимальный уровень вредных выбросов в атмосферу, достаточны для сжигания высокосернистого газа без нанесения вреда двигателю. Температура выхлопных газов (260–309 °С) препятствует образованию конденсата серной кислоты и, как следствие, быстрому износу деталей турбины.

Однако существует ряд ограничений, накладываемых на состав топливного газа. В частности, для многих моделей МТУ количество тяжелых углеводородов не может превышать 6 %; например, попутный нефтяной газ содержит от 3 до 15 % тяжелых фракций и выше. Кроме того, МТУ имеет определенные ограничения ресурса по количеству пусков в сравнении с поршневым двигателем.

Тем не менее, МТУ находят все более широкое применение в коммунальной энергетике многих стран мира, как в одиночном варианте, так и в составе энергетических комплексов-кластеров. Так, например, в Лос Анжелесе крупнейший в мире кластер из 50 микротурбин работает на биогазе, получаемом из мусора на свалке городских отходов в Лопес Каньене, и производит электрической энергии, достаточной для обеспечения 1500 домов. В штате Пенсильвания в г. Джинете на заводе по переработке сточных (канализационных) вод смонтирована установка micro-CHP, которая состоит из микротурбины и теплообменника с одновременным получением электричества и тепла. Применение микротурбин в городском хозяйстве с одновременным решением экологических проблем и получением электрической и/или тепловой энергии из отходов жизнедеятельности городов достаточно широко распространено в США и некоторых странах Европы.

Несмотря на примерно одинаковую удельную стоимость микротурбинных установок, стоимость проектов на их основе может быть различной, в зависимости от условий и требований потребителей. Ориентировочные удельные стоимости проектов составляют: для комбинированного производства электроэнергии, тепла и холода – 4400 USD/кВт; при использовании в качестве топлива биогаза – 2660 USD/кВт; для комбинированного производства электроэнергии и тепла (горячей воды или пара) – 2206 USD/кВт; для производства только электроэнергии – 1659 USD/кВт. Монтаж МТУ внутри существующих помещений значительно уменьшает первоначальную стоимость проекта за счет снижения объема строительных работ на сооружение помещения для размещения установок. Температура окружающего воздуха, при которой работают микротурбины в России: –10…+40 °С: Turbec T100P, T100PH; –26…+46 °С: Ingersoll-Rand MT70, MT250; –40…+50 °С: Calnetix

Power Solutions TA-100R, TA-100RCHP; –40…+50 °C: Capstone C30, C65, C65ICHP, C200.

Габаритные размеры и масса МТУ зависят от модели и ее назначения (для выработки электроэнергии или тепла) и от условий эксплуатации (внутри или снаружи помещения, давления газа, температуры окружающего воздуха и т. п.). При формировании кластера эти параметры резко увеличиваются – например, Capstone C1000, состоящая из пяти МТУ по 200 кВт, может весить до 18 т, а габариты превышают 9,1×2,4×2,8 м. Тем не менее, для установки в 1МВт это считается компактным размером.

В России и странах СНГ официальным представителем и дистрибьютором Capstone Turbine является фирма БПЦ. Энергетические системы, которые она установила, – это более 30 модулей C30 и C60 в различных сферах применения – жилищно-коммунальном хозяйстве, индивидуальном жилье, телекоммуникаций, добычи нефти и газа, малых и средних промышленных предприятий. В 2005 г. компания БПЦ Энергетические Системы сделала заказ на микротурбины C60 общей мощностью более 2 МВт. В частности, в фитнес-центре г. Тбилиси установлены четыре микротурбины C60 суммарной электрической мощностью 240 кВт. Тепловая энергия выхлопных газов микротурбин используется для отопления здания и большого закрытого бассейна.

На предприятии ОАО «Уралсвязьинформ» введена в эксплуатацию микротурбина компании Capstone C30 для обеспечения электроэнергией удаленной на 60 км радиорелейной станции, работающей в автономном режиме. Полная автоматизация позволяет осуществить режим функционирования без оператора. В контейнере установлены две станции, которые работают в основном режиме поочередно. Переключение производит программируемый контроллер. Контейнер северного исполнения имеет вторую степень автоматизации и оснащен системами пожаротушения, аварийного освещения, охранной сигнализации, отопления и системой «климат-контроль». Электростанция работает на дизельном топливе.

МТУ можно не только эксплуатировать параллельно с основной городской электрической сетью, но и соединять в кластеры, а также гибко варьировать (в пределах 95 %, коэффициент совместной работы – 0,9) нагрузку, вплоть до длительной работы в режиме холостого хода. Однако, использовать МТУ в качестве резервных не рекомендуется, даже несмотря на то, что большинство турбин имеют ресурс порядка 300 пусков в год. За счет создания кластера из нескольких микротурбин повышается общая надежность системы, появляется возможность организовать оптимальное распределение нагрузки на объекте. Эта система также позволяет быстро увеличить мощность энергосистемы до нужных размеров путем включения в кластер дополнительных микротурбин или постепенно увеличивать мощность по мере, например, роста производства, что обеспечит экономию на первоначальных капитальных затратах на оборудование. И одиночная микротурбина, и кластер автоматически синхронизируются с внешней сетью по частоте в диапазоне 45–65 Гц и по напряжению в диапазоне 360–525 В. Для подавления реактивной мощности монтируется устройство плавного пуска. При совместной работе нескольких микротурбин нагрузка обычно делится между ними поровну. АСУ дают возможность интеллектуального управления оборудованием,

включая или выключая отдельные МТУ по мере необходимости. Установки могут объединяться в кластеры до 100 единиц. При работе в автономном режиме нескольких установок необходимо синхронизировать частоту их выходного напряжения. В этом случае контроллеры их инверторов соединяются только оптико-волоконными кабелями. Если необходимо синхронизировать работу трех и более установок, используются специальные быстродействующие платы синхронизации, с которыми контроллер инвертора каждой МТУ связывается индивидуально. При таком решении потеря связи между платой синхронизации и контроллером инвертора одной МТУ не приводит к потере синхронизации между остальными.

Электрический КПД микротурбин достигает 30–33 % (при номинальной мощности 100 % и стандартных атмосферных условиях). В диапазоне электрической мощности 150–400 кВт микротурбины конкурируют с газопоршневыми установками малой мощности. Хотя электрический КПД у ГПД выше на 3–10 %, на режимах когенерации и тригенерации (на практике они реализуются почти всегда) Кит микротурбин почти такой же (превышает 90 % и в пределе может достигать 96 %). Высокие экологические характеристики и низкие уровни вибрации и шума (до 60 дБА) делают данное оборудование единственно возможным для применения в местах плотной жилой застройки. В отличие от газопоршневых установок, в микротурбинах утилизируется только тепло выхлопных газов, а отсутствие охлаждающих жидкостей (при отсутствии теплосъема) не требует внешних систем охлаждения, что значительно упрощает конструкцию. Немаловажно, что в режиме когенерации при производстве 1 кВт электрической энергии ГПД вырабатывает 1 кВт тепла, а микротурбина, как правило, до 1,7 кВт. Так, установки Calnetix мощностью 100 кВт имеют показатель тепловой мощности в пределах 120–210 кВт (при стандартных атмосферных условиях).

Можно привести ряд примеров использования МТУ. Мини-ТЭС, состоящая из 15 МТУ Calnetix TA-100 RCHP по 100 кВт каждая и двух пиковых водогрейных котлов установлено в ЖКХ г. Зеленогорска.

Аналогичная мини-ТЭС обеспечивает электрической и тепловой энергией офисный комплекс «Городская усадьба конца XVIII – начала XIX века» (г. Москва). Станция выполнена на базе 10 микротурбинных установок TA-100RCHP электрической мощностью по 100 кВт, тепловой – по 172 кВт. Энергоустановки имеют открытое исполнение. Мини-ТЭС работает в базовом режиме. Выработка тепла осуществляется за счет утилизации тепла отработавших газов в котлах-утилизаторах. Вспомогательное оборудование и электрощитовая размещаются в отдельных технических помещениях здания. Микротурбины Calnetix установлены на крыше офисного комплекса. Микротурбина TA-100RCHP оборудована встроенным дожимным компрессором топливного газа. Теплоэлектростанция работает в автономном режиме.

Круглогодичный спортивно-развлекательный комплекс, расположенный в п. Сосново под С.-Петербургом, имеет электростанцию собственных нужд на основе 30 микротурбинных установок C60-CHP фирмы Capstone. Установки работают в составе единой электростанции мощностью 1,8 МВт. Энергопотребление объекта в течение суток значительно изменяется: днем работают подъемники и другое оборудование. Микротурбины, благодаря их большому

количеству, постоянно работают в номинальном режиме (за счет отключения лишних энергоблоков). В связи с увеличением потребления электрической энергии на станции в 2009 г. были установлены еще 8 энергоблоков С65 общей мощностью 520 кВт. В качестве топлива используется природный газ. Энергоустановки находятся в машинном зале. Утилизируемое тепло используется для отопления объектов инфраструктуры комплекса.

Последний проект холдинга «Электросистемы» – энергетический центр на основе двух 100 кВт микротурбинных установок типа Elliott TA-100 RCHP, пикового водогрейного котла типа Viessmann и резервной дизель-генераторной установки мощностью 16 кВт для Автоцентра в г. Санкт-Петербурге.

В 2004 г. на предприятии ООО «Саха-Торг» в г.Якутске (Россия) принята в промышленную эксплуатацию микротурбинная теплоэлектростанция, снабжающая электрической и тепловой энергией производственные и торговые помещения. Целью проекта является уменьшение себестоимости производимых товаров и услуг за счет более низкой стоимости энергии, вырабатываемой автономным источником. Электростанция состоит из двух микротурбинных установок С60 фирмы Capstone мощностью по 60 кВт и водяного котла-утилизатора (Unifin, Канада) тепловой мощностью 240 кВт. Основным топливом является природный газ, резервным – дизельное топливо. Установки работают параллельно друг с другом в автономном режиме. Предусмотрена техническая возможность эксплуатировать микротурбины параллельно с энергосистемой. Вырабатываемая электрическая и тепловая энергия используется для технологических нужд предприятия.

Четыре кластера на базе микротурбин Capstone C200 производства компании Capstone Turbine Corporation установлены на заводе базальтовых материалов в г. Покровске (Якутия). В состав ГТЭС входят два энергоблока С1000 электрической мощностью по 1000 кВт, один – С800 (800 кВт) и С600 (600 кВт). Станция работает в когенерационном цикле в составе локальной энергосети. Режим работы – базовый. В качестве основного топлива используется природный газ, резервное топливо – сжиженный пропан-бутан. Оборудование размещается в существующем капитальном здании.

На заводе пластмассовых изделий в г. Рочестер, штат Нью-Йорк в автономном режиме функционирует когенерационная установка из 25 микротурбин суммарной электрической мощностью 750 кВт и 5 теплообменников для утилизации тепла. Помимо удовлетворения потребностей производства в электричестве, установка обеспечивает обогрев склада продукции зимой и воздушное кондиционирование помещений летом на основе абсорбционного холодильника.

В Нидерландах на кирпичном заводе тепло выхлопных газов микротурбины используется для сушки кирпича, чем экономится потребляемый сушильными печами газ. В г. Путен, Нидерланды микротурбина обеспечивает электричеством и теплом городской бассейн, подогревая воду и снабжая электричеством обслуживающую бассейн технику.

В Великобритании когенерационная установка на микротурбине применяется в теплице площадью 10 га для обогрева, освещения и электропитания устройств автоматики и механизмов. В графстве Дарем, Великобритания, когенерационная микро-ТЭЦ полностью обеспечивает потребности офисного

центра, как отдельно стоящего здания. В местечке Фарго энергоустановка, состоящая из микротурбины и теплообменника, используется на базе отдыха. Она снабжает электричеством и горячей водой 350 номеров и ряд подсобных помещений. За год непрерывной эксплуатации (более 8 тыс. ч) никаких технических проблем не возникало.

В Токио в супермаркете установлена микротурбина, которая используется для выработки холода и хранения замороженных продуктов. В центре Токио на частной станции технического обслуживания автомобилей установлена когенерационная МТУ. Станция выполняет ежедневное техническое обслуживание 1000 автомобилей такси, выполняя диагностику, мелкий ремонт, мойку и заправку автомобилей. Микротурбина работает на сжиженном газе, параллельно с городской электрической сетью. Она восполняет нехватку электроэнергии, сглаживает пиковые нагрузки сети и дает горячую воду для мойки автомобилей и обогрева ангаров. Установка функционирует круглосуточно в непрерывном режиме.

Применение микротурбинных генераторов не ограничивается этими примерами. К концу 2010 г. общее количество установленных модулей в мире достигло более 3000. При этом первые коммерческие системы отработали более пяти лет, а суммарная наработка всех систем превысила 4 млн. ч.

Использование в МТУ альтернативных газовых топлив

К таким видам топлива относят биогазы различного происхождения[1]: свалочный газ, получаемый на полигонах захоронения ТБО; биогаз, получаемый при обработке иловых осадков на станциях очистки канализационных стоков (ОКС), при сбраживании отходов сельскохозяйственного производства; генераторный газ, получаемый при газификации древесных отходов. Горючей составляющей этих газов является метан (CH_4), кроме него в состав входит углекислый газ (CO_2), и незначительное количество азота, кислорода, водорода, воды, сероводорода. Микротурбины могут работать при содержании в биогазах метана не менее 30 %. В конструкцию микротурбин вносятся соответствующие изменения для возможности эффективного использования биогаза. Фирмы-производители МТГ, в частности Capstone, гарантируют уровень выбросов NO_x до 9 ppm, хотя при работе на свалочном газе и биогазе уровень выбросов может составлять 1–3 ppm. Для сравнения – поршневые машины, работающие на биогазе, имеют выбросы NO_x 50–200 ppm. Для примера, установка мощностью 75 кВт потребляет около 1,4 нм^3/мин биогаза (при содержании метана 35 %), таким образом МТГ могут использоваться там, где качество и количество биогаза не позволяет применять традиционные средства энергогенерирования. В области использования свалочного газа микротурбины имеют нишу для небольших или уже использованных (в смысле получения биогаза) заброшенных полигонах ТБО. Например, в Европе получением биогаза для микротурбин на заброшенных свалках, где раньше были установлены крупные ГПД, занимается фирма Verdesis.

[1] Подробные сведения о технологии получения и составе биогазовых топлив, а также о производительности соответствующих источников приведены в 1-й части настоящего справочного пособия (2008 г.) и в заключительной главе данной книги.

Станции ОКС являются наиболее подходящим объектом для установки микротурбогенераторов, выполненных по когенерационной схеме, поскольку теплота выхлопных газов микротурбин используется для подогрева метантенков и поддержания оптимальной температуры анаэробного сбраживания. Такая технология применения микротурбин является экономически выгодной, поскольку вырабатываемая электроэнергия полностью используется на собственные нужды. Около 100 микротурбогенераторов с утилизацией теплоты выхлопных газов фирмы Capstone применяются или установлены на станциях ОКС в различных городах США. Разрабатываются проекты установки микротурбин суммарной мощностью 4 МВт, распределенных на 35 анаэробных проекта.

Перед использованием в микротурбине биогаз должен быть очищен. Для этого фирма Capstone разработала специальную систему, которая является стандартным элементом микротурбогенератора. Схема процесса приведена на рис. 5.26.

Большинство установок, работающих на биогазе, требует применения топливного компрессора. Возможны применения как центробежных компрессоров (фирма Capstone), так и винтовых (в установках фирмы Ingersoll Rand). Для удаления влаги из газа применяется «сушка охлаждением». Весьма опасным с точки зрения поверхностей регенератора является наличие в биогазе Siloxanes, которые происходят из шампуней и других косметических средств. В некоторых конструкциях применяется абсорбционная очистка топлива на фильтрах из активированного угля для удаления практически всех примесей. В зависимости от концентрации Siloxanes стоимость фильтра может составить 100–200 USD на кВт. Фильтрующий элемент необходимо заменять один раз в полгода, причем эта замена стоит по разным оценкам 900–1600 USD. Фирма Ingersoll Rand испытывает супер охлаждающий осушитель биогаза, который одновременно с влагой будет удалять из него и Siloxane. При наличии в биогазе сероводорода элементы утилизатора теплоты выхлопных газов турбины выполняются из нержавеющей стали во избежание коррозии.

Микротурбины расходуют примерно 3,87 кВт (топлива) на производство 1 кВт электрической мощности при работе на газообразном топливе. Стоимость микротурбин варьируется в диапазоне 800–1000 USD/кВт. Полная установленная стоимость МТГ, работающего на биогазах, составляет примерно 2000 USD/кВт, а в случае использования природного газа – 1400 USD/кВт. Большая стоимость в первом случае связана с необходимостью установки компрессора большей производительности, вызванной низкой теплотворной способностью биогаза, и наличием предварительной обработки топлива.

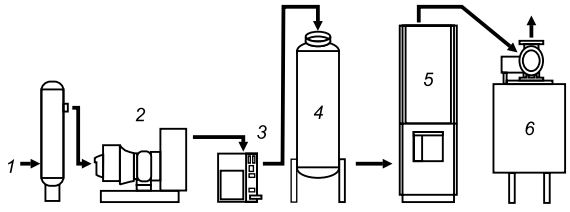


Рис. 5.26. Схема подготовки топлива (биогаза) в МТГ фирмы Capstone:
1 – влагопоглотитель; *2* – компрессор; *3* – осушитель газа вымораживанием; *4* – силоксановый фильтр; *5* – микротурбина; *6* – теплообменник.

Тригенерационные схемы на основе микротурбин

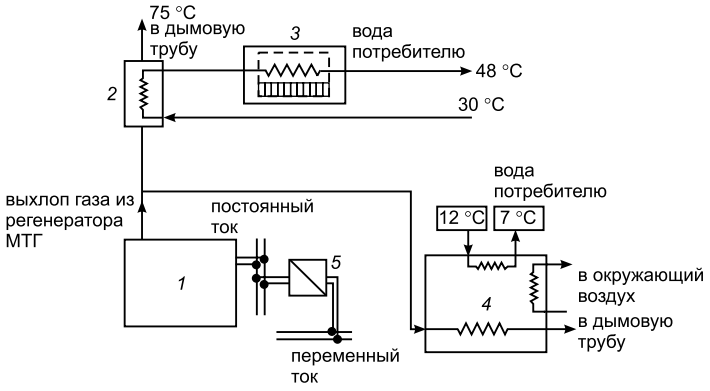
Жилые и общественные здания нуждаются, как правило, в трех видах энергии: электричестве, теплоте и холоде, потребление которых весьма различается как в течение дня (рабочего или выходного), так и по сезонам. Обычные когенерационные установки не обеспечивают выполнение этих требований. На базе современных микротурбинных генераторов мощностью 60–200 кВт возможно построение тригенерационных установок, вырабатывающих кроме электрической и тепловой энергии также холод. Такие установки могут применяться для автономного энергоснабжения школ, административных и производственных учреждений, больниц, отдельных зданий и т. п. В тригенерационных схемах МТУ часть теплоты выхлопных газов используется для регенеративного нагрева циклового воздуха, а оставшаяся тепловая энергия используется для привода абсорбционных холодильных машин. На рис. 5.27, *а* показана схема простой тригенерационной установки на основе МТГ, в которой часть утилизируемого тепла выхлопных газов МТГ после регенератора используется в АХМ для получения холода, а другая часть – для горячего водоснабжения.

На рис. 5.27, *б* показана схема МТГ с тепловым насосом, в которой используются два преобразователя частоты электрического тока: первый для получения такой частоты электрического тока, как во внешней сети, а второй – для управления скоростью вращения компрессора парокомпрессионного теплового насоса (ТН). Нижним источником тепла для ТН в зимний период 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 (после регенератора), 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 (+7…+12 °С) для системы кондиционирования. В некоторых случаях в тепловую схему тригенерации включается как абсорбционная холодильная машина, так и тепловой насос.

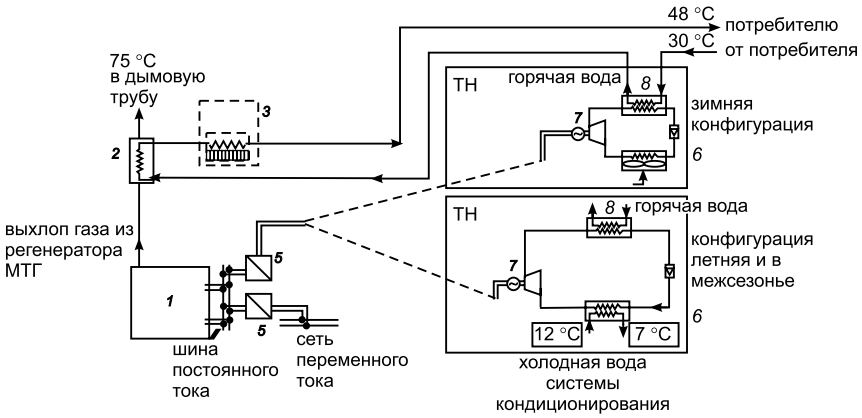
Расчетное сравнения энергетических показателей приведенных выше тригенерационных схем выполнено на примере энергоснабжения крупного офисного центра в среднеевропейских климатических условиях [6]. Условия функционирования этих схем – суточные графики электрической, тепловой и холодильной нагрузок, и соответствующие им пиковые нагрузки и анализ полученных результатов были описаны в части 1 настоящего справочного пособия на стр. 481–489. Все рассматриваемые схемы должны производить одинаковое количество всех трех видов энергии в течение года, при этом их номинальные мощности различаются. Экономия топлива определяется относительно значений, соответствующих расходу топлива при раздельном производстве электричества, теплоты и холода.

Для системы МТГ+ТН номинальная электрическая мощность составляет 370 кВт в летний период, а мощность компрессора ТН – 120 кВт. Для системы МТГ+ТН+АХМ 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 низким электрическим КПД (со среднегодовым значением близким к 25 %), хотя при использовании ТН и АХМ Кит в течение года составляет около 80 %. Согласно ориентировочным расчетам 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.



а



б

Рис. 5.27. Схемы тригенерационных установок на базе МТГ [6]:
а – с применением абсорбционного холодильника; *б* – с применением теплового насоса; *1* – МТГ; *2* – утилизатор сбросной теплоты МТГ; *3* – резервный котел; *4* – АХМ; *5* – преобразователь; *6* – испаритель; *7* – компрессор; *8* – конденсатор ТН.

Общий вывод сводится к тому, что наилучшим решением является тригенерационная схема, включающая МТГ, АХМ и ТН с компрессором, имеющим систему регулирования частоты вращения. Отношение производства

электрической энергии к тепловой (или холоду) в таких схемах может варьироваться в широких пределах, при этом достигаются высокие значения коэффициента преобразования.

Литература

1. Клименко В. Н., Мазур А. И., Сигал А. И. Когенерационные системы с тепловыми двигателями. Справочное пособие, ч. 2. Газотурбинные когенерационные технологии. – К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2011. – 792 с.
2. Кириллов И. И. Газовые турбины и газотурбинные установки, т. 2. – М.: Машгиз, 1956. – 318 с.
3. Халатов А. А., Борисов И. И. Микротурбинные установки децентрализованного энергоснабжения // Газотурбинные технологии. – № 1 (62). – 2008. – С. 6–12.
4. Novel blade-free turbomachine concept microgasturbine engine applications / Soudarev A., Souryaninov A., Tikhoplav V. etc. // Paper IGTCTokyo TS-041. – 2003. – P. 8.
5. Соболев А. Г., Фоменко С. А. Микротурбины Flex Energy для электростанций и мини-ТЭС // Турбины и дизели. – Май–июнь 2011. – С. 12–15.
6. Macci E., Campanari S. Potential developments for gas microturbines: Hybrid cycles and trigeneration // Cogeneration and On-Site Power Production. – 2001. – № 2. – P. 41–51.

Глава 6

ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКИЕ ГЕНЕРАТОРЫ В КОГЕНЕРАЦИОННЫХ МИНИ-СИСТЕМАХ

1. РАБОТА И УСТРОЙСТВО ТОПЛИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

1.1. Принцип действия топливных элементов

Топливный элемент – это электрохимическое устройство, которое превращает химическую энергию горючего в электричество непосредственно, без промежуточных стадий окисления и производства механической работы; в некоторых работах называется электрохимическим генератором постоянного тока. Первый водородно-кислородный топливный элемент (ТЭ) был создан в 1839 г. В. Гроу на серно-кислотном электролите. В течение последних 30–40 лет на основе выполненных исследований разработаны технологии серийного производства ТЭ, хотя себестоимость их до настоящего времени остается высокой. Водородными топливными элементами были снабжены, например, американские космические станции Apollo и Scylab. Во время полета они обеспечивали электропитанием бортовую аппаратуру, а вода, образующаяся как побочный продукт при сжигании водорода, служила космонавтам для гигиенических целей. Водородные электрохимические генераторы (ЭХГ) устанавливались также на подводных лодках. Известно, что при сжигании водорода не остается никаких вредных продуктов сгорания. Более того, образующийся при горении водяной пар можно считать полезным продуктом – он увлажняет воздух (например, в современных квартирах). Там, где непосредственно требуется электрическая энергия в ограниченных количествах, например для домашнего освещения, кондиционирования воздуха, отопления, для привода бытовых электрических аппаратов и т. п., достаточно было бы водородных топливных элементов, в которых выделяющаяся химическая энергия прямо преобразуется в электрическую.

По принципу действия ТЭ противоположен электролизеру: потребляя в качестве топлива водород и кислород, в нем генерируется электрический ток и вода. Схема такого элемента показана на рис. 6.1. В закрытый сосуд с разбавленным раствором серной кислоты погружены два платиновых электрода. Один из них обтекается водородом, другой – кислородом. Газы поступают из помещенных под электродами трубок, которые отделены друг от друга полунепроницаемой диафрагмой. Она препятствует прямому контакту топлива, т. е. водорода, с кислородом. Общая токообразующая реакция складывается из процессов окисления на отрицательном и восстановления на положительном электродах. На аноде (отрицательном полюсе) при кислотном электролите молекулы водорода (H_2) благодаря каталитическому

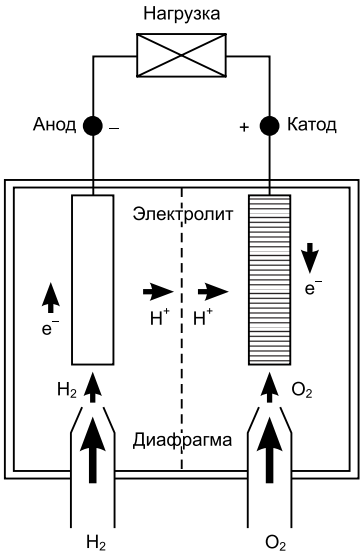


Рис. 6.1. Схема лабораторного водородно-кислородного топливного элемента.

действию поверхности платины диссоциируют на два атома (2H), которые переходят в раствор в виде ионов H^+, оставляя свои электроны на платиновом аноде. Водородные ионы легко проходят через полунепроницаемую диафрагму в другую половину сосуда. На катоде (положительном полюсе) кислород соединяется с атомами водорода, точнее с водородными ионами и электронами, поступающими из катода, образуя воду. Если соединить оба полюса топливного элемента проводником, то свободные электроны двинутся по нему от анода к катоду – в цепи потечет постоянный электрический ток. В эту цепь можно включить нагрузку, которая будет потреблять электроэнергию, вырабатываемую топливным элементом. Напряжение на электродах элемента составляет менее 1 В. КПД электрохимического процесса составляет более 80 %. Выделяющаяся при экзотермической реакции теплота может использоваться в тепловых процессах. Для получения большего напряжения ТЭ соединяются последовательно, а для получения большего тока (мощности) – параллельно. Батарея ТЭ вырабатывает постоянный электрический ток и для превращения его в переменный, необходимого напряжения и частоты, применяется преобразователь.

Необходимый водород получают из углеводородов, обычно из природного газа, в процессе риформинга, который может осуществляться вне или внутри модуля ТЭ, в зависимости от типа ТЭ. В некоторых типах ТЭ в качестве топлива может использоваться окись углерода (CO).

Термодинамика топливного элемента

Работа ТЭ базируется на использовании «холодных» реакций окисления. Основными характеристиками топливных элементов являются электродвижущая сила E и максимально возможная работа L. Оба этих параметра рассчитываются термодинамическими методами. Процесс, происходящий в топливном элементе, является изобарно-изотермическим, и из-за малого электрического тока может с большой степенью точности считаться обратимым. При тепловых расчетах топливного элемента используется изобарно-изотермический потенциал Гиббса $G_{\text{р,т}}$, называемый свободной энтальпией. Для топливного элемента изменение изобарно-изотермического потенциала $\Delta G_{\text{р,т}}$ равно работе по переносу электрического заряда $n\Phi_{\text{A}}$, где n – валентность и Φ_{A} – постоянная Фарадея. Следовательно,

$$L = \Delta G_{\text{р,т}} = n\Phi_{\text{A}}E, \tag{6.1}$$

где $\Delta G_{р,т} = \Delta I_{р,т} - T(d(\Delta G)/(dT))_p$ – изменение изобарно-изотермического потенциала для двух точек этого изобарно-изотермного процесса (рис. 6.2); $\Delta I_{р,т}$ – изменение энтальпии, которое в изобарном процессе соответствует теплоте реакции $\Delta I_{р,т} = Q_p$.

С учетом соотношения $d(\Delta G)/dT = \Phi_A \cdot n(dE/dT)$, полученного из уравнения (6.1), изменение потенциала Гиббса может быть записано в следующем виде

$$\Delta G = \Delta I - \Phi_A \cdot nT(dE/dT)_p, \qquad (6.2)$$

откуда можно получить электродвижущую силу топливного элемента

$$E = \Delta I/\Phi_A \cdot n - T(dE/dT)_p. \qquad (6.3)$$

Соотношение между приращениями ΔG и ΔI определяется алгебраическим знаком производной $(dE/dT)_p$: при $(dE/dT)_p = 0$ $\Delta G = \Delta I$, т. е. работа производится за счет убыли энтальпии и топливный элемент работает без теплообмена; при $(dE/dT)_p > 0$ выполняется условие $\Delta I > \Delta G$, свидетельствующее о том, что работа меньше теплового эффекта реакции и избыток теплоты элемент отдает в окружающую среду. Если же теплоотдача затруднена, то элемент будет нагреваться; при $(dE/dT)_p < 0$ выполняется условие $\Delta I < \Delta G$, т. е. в этом случае работа электрического тока больше теплового эффекта реакции и теплота заимствуется из окружающей среды. Если к тому же $(dE/dT)_p = \text{const}$, то работа в элементе производится лишь за счет теплоты окружающей среды.

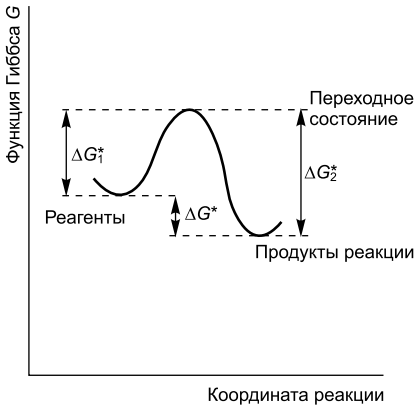


Рис. 6.2. Изменение функции Гиббса в зависимости от координаты в простой электрохимической реакции [1].

В топливном элементе носителем заряда может быть и кислород. В этом случае молекулы O_2 захватывают электроны с поверхности пор в материале катода, превращаются в отрицательные ионы и перемещаются к аноду (куда подается также H_2), где отдают электроны и, превращаясь в нейтральные атомы, вступают в реакцию с H_2, образуя воду:

$$H_2 + 1/2O_2 \leftrightarrow H_2O. \qquad (6.4)$$

Сложность создания высокопроизводительных ТЭ заключалась в малой скорости «холодной» реакции окисления, идущей к тому же лишь на поверхности электродов, а также в невысокой подвижности ионов в электролите.

1.2. Электролиты и электроды ТЭ

Не являясь тепловой машиной с рядом подвижных деталей одиночный топливный элемент имеет сравнительно простую конструкцию. Как видно из схемы на рис. 6.3 он состоит из двух электродов, ионного проводника между ними, системы уплотнений и теплоизоляции. В них обычно применяют природные виды топлива, включая газообразные углеводороды или вещества, легко получаемые из них. В топливных элементах могут быть использованы чистый водород и окись углерода, получаемая обычно из водяного или генераторного газа. В качестве окислителя в основном используются кислород и воздух.

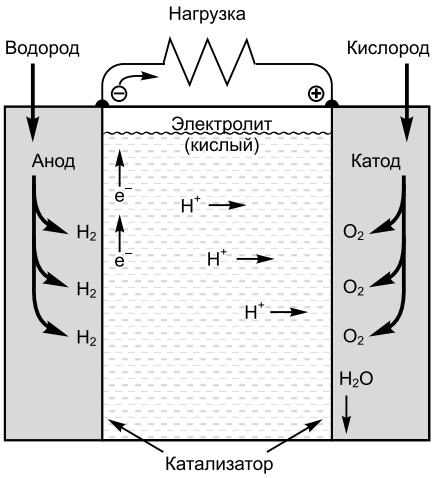


Рис. 6.3. Принципиальная схема простого топливного элемента.

В каждом электроде обеспечивается развитая граница раздела трех фаз: газообразной (реагентов), твердой (проводника первого рода) и жидкой или твердой (проводника второго рода). Обычно такая граница создается в пористых электродах с высокоразвитой поверхностью (до 100 $м^2/г$). Для ускорения реакции в пористые электроды вводят катализаторы (платину и ее сплавы, никель, оксиды никеля, кобальта, лантана и др.). Электроды имеют газовые камеры, куда подводят и равномерно распределяют по всему электроду реагенты и из которых отводят продукты реакции (H_2O, CO_2 и др.) и тепло. Толщина электродов 1–2 мм.

Существует порядка 70 различных типов водородных топливных элементов, некоторые из них носят имена своих создателей (например, топливный элемент Бекона). Удобно разделить конструкции топливных элементов на две группы в зависимости от агрегатного состояния электролита – с жидким/расплавленным и твердотельным. Наибольшее внимание уделяется исследованию и разработке пяти видов топливных элементов, разбитых на две группы: к первой группе относятся ТЭ со щелочным, кислотным электролитом или электролитом в виде расплава (в рабочем состоянии) карбонатных солей; ко второй – ТЭ с твердооксидным и с твердым полимерным материалом (с протонообменной мембраной). Для краткого обозначения указанных типов топливных элементов в дальнейшем используется английская аббревиатура: AFC – ТЭ со щелочным электролитом, PAFC – ТЭ с фосфорнокислотным электролитом, MCFC – ТЭ с электролитом в виде расплава карбонатных солей, PEMFC – ТЭ с протонообменной мембраной, SOFC – ТЭ с твердооксидным электролитом.

При использовании различных типов электролитов на электродах имеют место совершенно разные реакции; эти реакции приведены в табл. 6.1. Кроме того, значительно отличается уровень рабочих температур электролитов – от 60 °С до 1000 °С и эффективность преобразования энергии топлива.

Таблица 6.1

Реакции на электродах топливных элементов в зависимости от применяемых в них электролитов и эффективность преобразования энергии топлива

Тип топливного элемента	**Тип электролита**	**Носитель заряда**	**Реакция на аноде**	**Реакция на катоде**	**Рабочая температура, °С**	**$\eta_{эл.}$, %**	**Кит, %**
AFC	KOH	OH^-	$H_2 + 2OH^- = 2H_2O + 2e^-$	$0{,}5O_2 + H_2O + 2e^- = 2OH^-$	80–120		
PAFC	Фосфорная кислота	H^+	$H_2 = 2H^+ + 2e^-$	$0{,}5O_2 + 2H^+ + e^- = H_2O$	150–200	35	70–80
MCFC	Карбонат лития или калия	CO_3^{2-}	$H_2 + 2CO_3^{2-} = H_2O + CO_2 + 2e^-$	$0{,}5O_2 + CO_2 + 2e^- = CO_3^{2-}$	600–700	45–50	70–80
PEMFC	Твердый полимер (Nafion)	H^+	$H_2 = 2H^+ + 2e^-$	$0{,}5O_2 + 2H^+ + 2e^- = H_2O$	60–160	30–35	50–70
SOFC	Твердый окисел (цирконий, стабилизированный литием)	O^{2-}	$H_2 + O^{2-} = H_2O + 2e^-$	$0{,}5O_2 + 2e^- = O^{2-}$	700–1000	50–60	70–80

1.2.1. Топливные элементы с жидким/расплавленным электролитом

Щелочные топливные элементы (AFC)

Хронологически эти элементы были разработаны первыми. Наибольшие успехи в разработке таких ТЭ достигнуты в США (UTC, Pratt&Witny) и России (НПО «Энергия», НПО «Квант», Уральский электрохимический комбинат и др.) для космических аппаратов. Созданные ТЭ имеют мощность до 100 кВт.

Относительно выбора электролита отметим, что для низкотемпературных топливных элементов наиболее подходят водные электролиты. Обычно выбирают водные растворы щелочей или кислот, которые содержат некоторое количество ионов H^+ и OH^-. Чем выше электропроводность электролита, тем будут меньше потери энергии с поляризацией. Щелочные электролиты менее коррозионноактивны, чем электролиты на основе кислот и имеют высокую проводимость, хотя они малопригодны для топливного элемента, где в качестве окислителя используется воздух, а не кислород, поскольку воздух содержит некоторое

количество углекислоты, реагирующей с ионами гидроокиси, в результате чего образуется ион бикарбоната с меньшей проводимостью:

$$OH^- + CO_2 \rightarrow HCO_3^-.$$

Недостатком гидрокарбоната натрия в качестве электролита является то, что он плохо растворяется в концентрированном растворе каустической соды (которая может быть использована для приготовления свободного от углекислоты раствора) и выпадение твердого осадка гидрокарбоната натрия может, поэтому, вызвать закупорку пор в теле электрода и тем самым либо повредить его, либо снизить эффективность его работы.

Гидроокись калия не вызывает таких затруднений и имеет наибольшую проводимость среди всех щелочей. Она хорошо растворяется в воде и часто используется в виде раствора с концентрацией 35 % КОН для рабочей температуры <120 °С. Ионным проводником в ТЭ служат либо свободный раствор КОН, либо пористая матрица, пропитанная раствором электролита. Концентрированный 85 %-й раствор гидроокиси калия в воде имеет низкое давление парообразования и может использоваться при достаточно высоких температурах (200–250 °С), поскольку он остается в жидком состоянии при малом давлении. Топливный элемент с таким электролитом был изготовлен для энергоустановки корабля Apollo, как вариант топливного элемента Бекона. Впервые высокое давление (2,0–4,0 МПа) и температуру (200 °С) в водородкислородном топливном элементе применил Ф. Т. Бекон. Электролитом в его топливном элементе служил 45 % водный раствор гидроокиси калия.

Зависимости разности потенциалов от плотности тока на электродах (вольтамперные характеристики) при различных температурах показаны на рис. 6.4 для ТЭ высокого давления. Согласно исследованиям высокие плотности тока обуславливают низкий КПД элемента, поскольку усиливаются повреждения электродов из-за местного перегрева и коррозии. Так, при плотности тока 215 и 1614 мА/см^2 КПД химических преобразований составляет соответственно 79,2 и 53 %; при этом удельная мощность элементов изменяется от 2 до 10 кВт на м^2 поверхности электрода.

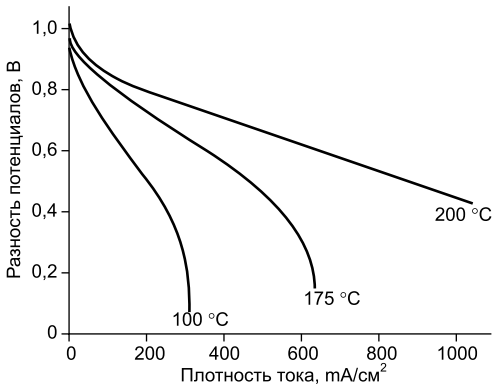


Рис. 6.4. Изменение вольтамперных характеристик ТЭ высокого давления в зависимости от рабочей температуры электролита.

При конструировании электродов важным является выбор подходящего состава катализатора с целью обеспечения наиболее оптимального (т. е. при самом низком значении сверхпотенциала[1]) наличия гидратных катионов для водо-

[1] Сверхпотенциал – разность между значениями измеренного потенциала ТЭ при рабочих условиях и потенциалом обратимой системы.

родного электрода и гидрооксидных анионов – для кислородного электрода. Возможны варианты выполнения электрода на основе углерода или металла. В обоих случаях важным является устройство пор и выбор их размера. В порах электрода имеет место тройной раздел фаз: материал электрода–газ–электролит, и, следовательно, недопустимо переполнение пор электролитом или газом.

Имеются определенные металлы с высокой электрокаталитической активностью, проявляемой при контакте с газами. Сюда можно отнести платину, палладий, никель, серебро и некоторые интерметаллические композиты и сплавы. Электроды, изготовленные из этих материалов, могут использоваться в низкотемпературных водород-кислородных топливных элементах.

Водородный никелевый электрод изготавливается путем смешения активного металла с неактивным; обычно для этого используется смесь никеля и алюминия. Данная смесь прессуется (но не сплавляется), а затем обрабатывается крепкой щелочью, которая растворяет алюминий, образуя готовую пористую структуру будущего электрода. Такие электроды особенно активны после контакта с газообразным водородом. В некоторых ТЭ водородные электроды выполняются из палладия, который может работать на загрязненном водороде, поскольку способен фильтровать нежелательные примеси. Известно также выполнение водородных электродов из борида никеля.

Аналогичные по характеристикам электроды могут быть изготовлены для окислительной части топливного элемента путем смешивания порошков никеля и серебра. В обоих типах электродов наружные частицы имеют диаметр примерно равный 6 мкм, а внутренние – 6–15 мкм. Окислительные электроды достаточно успешно выполнялись из платины с примесью бронзового сплава, состоящего из бронзы, натрия и вольфрама.

Электроды на основе углерода. Углерод сам по себе является достаточно эффективным в качестве катализатора для кислородных электродов, используемых в щелочных электролитах, причем его активность может быть существенно увеличена путем включения в структуру катализатора небольших количеств определенных активных металлов.

Электроды, предназначенные для воздушных деполяризованных элементов, обычно выполняются в виде пластин, но с пористой структурой, так что воздух проникает через них по одну сторону, а электролит – по другую. При изготовлении таких электродов существует проблема большого разброса их пористости, поскольку пористый углерод получают путем нагрева подходящего для этой цели угля без доступа воздуха. Пористые углеродные электроды выполняются трубчатыми либо пластинчатыми. В трубчатых (рис. 6.5, *а*) газ проходит внутри трубы, а электролит находится с внешней стороны. Схема расположения пластинчатых электродов показана на рис. 6.5, *б*.

Имеются и другие варианты выполнения углеродных топливных элементов. Высокопористый углерод (который является слабым с механической точки зрения) может быть сформирован на металлической сетке по той форме, которая конструктивно подходит для данного электрода, т. е. металлическая сетка служит еще и в качестве токоприемника. Технологически возможно нанесение тонкого слоя активного углерода (толщиной 0,1–0,4 мм) на пористый гидрофобный материал подложки. Для окислительного электрода разработан

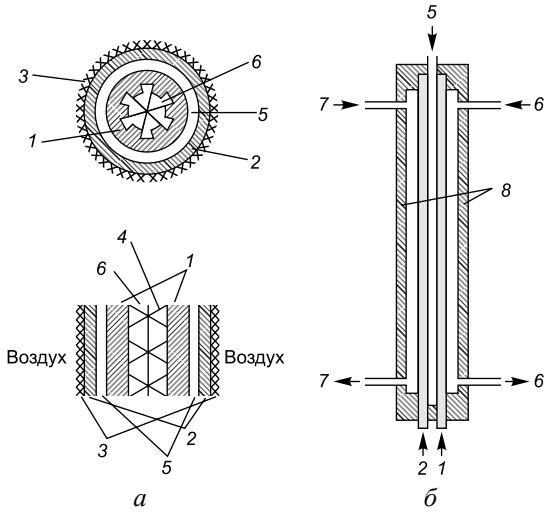


Рис. 6.5. Разрезы топливных элементов с концентрическими (*а*) и пластинчатыми (*б*) углеродными электродами:
1 – водородный электрод; *2* – кислородный электрод; *3* – сетчатый металлический токовый коллектор; *4* – токовый коллектор; *5* – электролит; *6* – водород; *7* – воздух (кислород); *8* – пористые токовые коллекторы.

способ нанесения тонкого слоя серебра на пористый непроводящий слой материала типа пластмассы, например поливинилхлорид, толщиной 0,8 мм с диаметром пор 5 мкм; в этом случае углерод вообще не используется.

Углерод, используемый для производства электродов, может быть технологически подготовлен и несколько другим способом. Если углерод подогревать в среде углекислого газа, то его масса станет убывать за счет образования оксида углерода, при этом на поверхности электрода будут возникать поры различного диаметра в количестве, зависящем от продолжительности воздействия тепла. Для создания катализаторов некоторые металлы и их окислы могут быть внедрены в структуру углеродного электрода путем вымачивания углеродной массы в растворах солей металлов (например Co–A1) или же в смеси солей, которые легко разлагаются при нагреве до 700 °С в процессе сушки, после чего остаются сами требуемые металлы или же их окислы. Углерод не является электрокаталитическим веществом для водорода и поэтому углеродные электроды должны быть обогащены благородными металлами (платина, иридий, палладий) для того, чтобы они стали более эффективными. Метод покрытия поверхности очень тонкой пленкой платины состоит в погружении уже обработанного гидрофобными материалами электрода в водный раствор платинохлористоводородной кислоты. Нагрев электрода до температуры 200 °С вызывает разложение этого вещества с выделением металла:

$$H_2PtCl_6 \rightarrow Pt + 2HC1 + 2Cl_2.$$

Для такой обработки углеродных электродов требуется сравнительно небольшое количество платины и цена таких электродов сопоставима с ценой никелевых электродов.

Срок службы углеродного электрода, в особенности окислительного, зависит от некоторых параметров работы топливного элемента. В число таких параметров входят: температура электролита (она зависит прежде всего от плотности тока на электроде), способ удаления воды, образующейся в топливном элементе в результате химической реакции, и воздействие перекиси водорода на углерод.

Углеродные окислительные электроды значительно снижают свою эффективность при использовании в качестве окислителя воздуха (а не кислорода). Это связано с высоким содержанием азота в воздухе (до 80 %), который блокирует поры электродов вследствие своей низкой диффузионной способности.

Топливные элементы с фосфорно-кислотным электролитом (PAFC)

Первый такого типа топливный элемент Вильяма Грова был выполнен на основе водного раствора фосфорной кислоты в качестве электролита. Испытания этих топливных элементов были проведены уже в начале 1970-х гг. Реально, в топливных элементах используются водные растворы серной и фосфорной кислот; другие кислоты либо дороги (йодистая), либо слабо подвержены диссоциации (уксусная), либо опасны для материалов топливного элемента или его функционирования (хлористая, азотная). Диапазон рабочих температур 150–200 °С. Такой температурный режим работы топливных элементов весьма благоприятен, так как ведет к ускорению происходящих в них процессов. Топливный элемент типа PAFC может работать на водороде с содержанием окисла углерода до 1 %. Особо важным является то, что улучшается кинетика процесса окисления окиси углерода на аноде топливного элемента. В качестве электролита в этих топливных элементах используется раствор фосфорной кислоты. Электроды выполняются из бумаги, покрытой углеродом, в котором рассеян платиновый катализатор. Основная область применения – автономные источники тепло- и электроснабжения средней мощности (около 200 кВт). Электрический КПД топливных элементов PAFC составляет 37–42 %. Однако, поскольку эти топливные элементы работают при достаточно высокой температуре, то имеется возможность использовать пар, образующийся в результате работы. В этом случае Кит может достигать 80 %.

Фосфорно-кислотные ТЭ содержат матрицу из карбида кремния (SiC), в порах которой находится 95–98 % H_3PO_4, и плотно прижатые к матрице углеродные электроды с катализаторами Pt (0,3–0,5 мг/см^2). Данный электролит требует к себе повышенного внимания, поскольку переполнение пор диафрагмы раствором фосфорной кислоты вызывает существенное снижение эффективности работы топливного элемента (из-за снижения скорости реакции между водородом и кислородом). Конструкция электродов, катализатора и прочих узлов и деталей топливного элемента этого типа, включая и биполярные пластины, очень сходна с конструкцией топливного элемента с протонообменной мембраной (PEMFC). Известно, что многие узлы и детали топливного элемента с протонно-обменной мембраной, например, платиновый катализатор, удерживаемый на углеродном электроде, впервые были отработаны именно на топливных элементах с электролитом в виде фосфорной кислоты. В таких элементах используются дорогие биполярные углеродные пластины, а углеродистое основание для нанесения слоя платины, которая применяется здесь в виде катализатора, требует специальной термообработки для повышения коррозионной стойкости. Опыт эксплуатации таких ТЭ в течение 1000 ч показывает, что разрушение электродов приводит к снижению выходного

напряжения элемента на 5 мВ. Рекомендуется замена стека ТЭ по истечению 5000 ч (что составляет 1/2 заявленного срока эксплуатации).

При использовании водных растворов электролитов с повышенным рабочим давлением, при котором они еще остаются жидкостями, возможно увеличение температуры, а следовательно, и скорости химических и физических процессов, причем успешная работа мощных топливных элементов зависит от эффективности процессов поверхностных реакций, от эффективности диффузии газов и ионов и от проводимости ионов. Имеются трудности при подборе герметизирующих материалов для изготовления перегородок и прокладок, способных противостоять горячим кислотным растворам в присутствии кислорода при высоком давлении. Интенсивность диффузии газов с ростом давления в топливном элементе увеличивается, однако диффузия ионов и ионная проводимость не будут заметно меняться, так как более высокое давление приведет к лучшему охвату доступных каталитических участков и, следовательно, к ускорению реакции. Фирма UTC Fuel Cells является единственным производителем систем PAFC и лидирующим разработчиком систем для стационарного (включая и когенерацию) энергоснабжения и транспорта.

Топливные элементы на основе расплава карбонатных солей (MCFC)

Лабораторные образцы топливных элементов этого типа создали в конце 1950-х гг.; позднее их устанавливали на космических аппаратах Apollo, Apollo-Soyuz и Scylab в качестве источника энергоснабжения. Особенность элементов MCFC состоит в том, что ионы формируются не за счет реагентов, а из углекислоты, подаваемой вместе с катодным газом и обычно отбираемой от отработанных газов анода (см. табл. 6.1 и рис. 6.6).

В таких топливных элементах электролитом служит смесь карбоната лития (Li_2CO_3) и карбоната калия (K_2CO_3), иногда с добавками карбонатов щелочноземельных металлов. Электролит находится в пористой керамической матрице, в пастообразном или свободном состоянии. Для изготовления матрицы используется пористая (40–50 %) керамика из спеченной окиси магния (или алюмината кремния). Эвтектика смеси содержит 68 % Li_2CO_3 и 32 % K_2CO_3. При рабочих температурах (между 600 и 700 °С) карбонаты формируют расплав с высокой ионной проводимостью. Поэтому ионом – носителем электрического заряда не может быть протон. Им является карбонатный ион

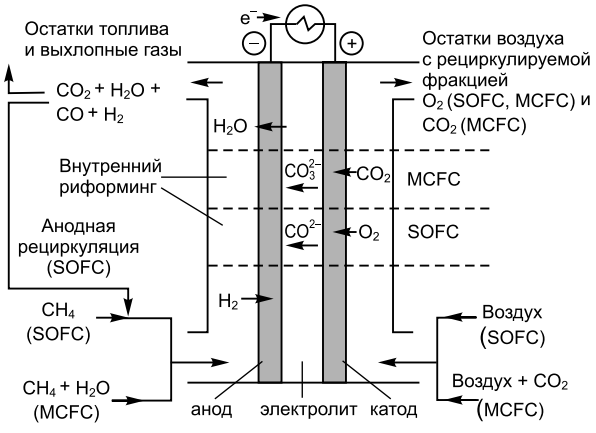


Рис. 6.6. Схема питания реагентами топливных элементов типа MCFC и SOFC.

CO_3^{2-}, который движется от катода к аноду, как показано на рис. 6.6. На аноде водород взаимодействует с ионами CO_3^{2-}, образуя воду, диоксид углерода и высвобождая электроны, которые направляются во внешнюю цепь, а на катоде кислород взаимодействует с диоксидом углерода и электронами из внешней цепи, вновь образуя ионы CO_3^{2-}. В работе топливных элементов с расплавленным электролитом исход карбонатных ионов из катода делает необходимым рециркуляцию CO_2 от анода к катоду или же, что встречается реже, обеспечивать подачу CO_2 с помощью другого альтернативного источника. Типичный катодный газ состоит из 12,6 % кислорода, 18,4 % углекислого газа и 69 % азота.

Параметры работы топливных элементов с расплавом карбоната в качестве электролита обычно сходны с теми, которые наблюдаются у фосфорнокислотных топливных элементов, т. е. их удельная мощность (в пересчете на поверхность электродов) превышает 1 Вт/см^2, причем ограничивающим фактором в данном случае является омическое сопротивление. Электроды, матрица с электролитом и биполярные пластины создают секционную конструкцию, в которой наличие высокой рабочей температуры и коррозионная активность расплавленных карбонатных солей требуют использования радикально иных материалов и проектных решений, чем те, которые применяются в низкотемпературных аналогах. Поскольку реакции в условиях высоких температур имеют достаточно хорошую кинетику отпадает необходимость применения дорогих катализаторов, например, платины.

Топливный электрод (анод) изготовляется из металлического никеля, который имеет пористость до 75–80 %. Восстановительный электрод (катод) изготовляется из окиси никеля и литированой окиси никеля. Никель и окисел никеля наносится на электролитную матрицу методом плазменного напыления. Активная зона – блок анод/матрица/катод и каналы для прохода реагентов и продуктов электрохимического окисления изготавливаются из термостойкой керамики, а корпус, в котором размещается активная зона и который воспринимает механические нагрузки, обеспечивает возможность тепловой изоляции и предыдущий нагрев ячейки топливного элемента, изготавливается из нержавеющей стали. Биполярная пластина выполняется из высоколегированной нержавеющей стали и защищается от коррозионного воздействия с помощью дополнительного покрытия в виде никеля (со стороны анода) и в виде хрома (со стороны катода).

По другим технологиям анод изготавливается из никелевых сплавов, например, из сплава никеля с хромом или же из сплава никеля с алюминием. Следует отметить, что разложение катода, выполненного из окисла никеля, сокращает срок службы высокотемпературного топливного элемента. Выщелачивание никеля ведет к огрублению пористой структуры катода, а выпадение никеля на аноде и появление наростов с поражением слоя электролита неизбежно приводит к короткому замыканию и к отказу всей системы. Указанные процессы заметно усиливаются в элементах, работающих под высоким давлением.

Высокая рабочая температура электролита позволяет подавать природный газ непосредственно в ячейку, без использования отдельного риформера. Этот процесс, получивший название «внутренний риформинг», значительно упрощает конструкцию ТЭ. Топливо, состоящее из смеси H_2, CO и CO_2, можно также получить путем газификации угля. Фирма Destec Energy Inc. (г. Хьюстон, США)

осуществляет испытание 30 кВт энергетического модуля ТЭ с расплавленным карбонатным электролитом, в котором топливом служат продукты газификации угля. Ионы карбоната переносятся через электролит. Для того, чтобы создать поток ионов, необходима непрерывная подача из воздуха в катод O_2 и CO_2 в молярном соотношении O_2/CO_2 равном 1/2. Для риформинга природного газа катализатор (никель) размещается в подающей трубе.

Стенды для испытания топливных элементов с размерами активной поверхности 8×12 и 2×2 $см^2$, разработанных в центре угольных технологий (г. Киев) для проекта энергетического модуля мощностью 2,5 кВт, описаны в работах [2, 3]. Параметры генерированной электрической энергии управляются посредством переменной нагрузки, а снятие мощности осуществляется через гибкую никелевую сетку. Испытание блока с единичной ячейкой осуществляли путем предварительной подачи в каналы топлива и восстановителя инертных газов (азота и/или углекислого газа). Темп нагрева ячейки составлял 1,5–2,0 °С/мин. При достижении температуры 500–550 °С постепенно осуществляли замену инертных газов на синтез-газ и воздух. Остаточное содержание CO_2 в реагентах составляло не более 20 % по объему. При полной замене инертного газа наблюдали повышение температуры внутри ячейки топливного элемента и рост э.д.с., а также силы тока. При установлении номинальных расчетных значений расходов топлива и воздуха э.д.с. на клеммах ячейки достигала 0,7–0,8 В.

Топливные элементы MCFC имеют большую перспективу для промышленного и коммунального применения в установках средней и большой мощности, электрический КПД которых составляет 46–50 %. Выделяемая в ТЭ теплота может использоваться для тепловых процессов когенерации или дополнительного производства электроэнергии в паросиловом цикле.

1.2.2. Топливные элементы с твердотельным электролитом

Топливные элементы с протонообменной мембраной (PEMFC)

Топливные элементы с протонообменной мембраной первоначально были разработаны корпорацией General Electric по заказу НАСА. В начале 1960-х гг. появились полимерные мембраны, содержащие соответствующие ионы и используемые в качестве электролита. Такой элемент состоит из полимерной мембраны, помещенной между топливным и кислородным электродами вместе с их катализаторами. Это обеспечивает близкий контакт электролита и электрода без каких-либо сопутствующих проблем, связанных с прорывом газа через массу раствора. Через протонообменную мембрану (PEM) могут перемещаться протоны, но через нее не проходят электроны, в результате чего между катодом и анодом возникает разность потенциалов. Схема PEM-элемента приведена на рис. 6.7.

В качестве мембранного (протонопроводящего) полимерного электролита используют тонкую (~30 мкм) мембрану из материала типа перфторсульфурированного кислотного полимера. Катализатор, как правило, – платина с расходом ~0,3 $мг/см^2$. Если поступающий водород содержит небольшие количества CO, применяются сплавы платина-рубидий (Pt-Ru).

В мембранных технологиях для топливных элементов имеются различные подходы. Одни мембраны могут работать с некоторыми электролитами даже

ниже точки замерзания последних, не страдая из-за отсутствия движения потока электролита. Другие мембраны могут служить в качестве структурного элемента целой батареи, в которой каждая топливная ячейка является как бы продолжением предыдущей, что существенно уменьшает ширину батареи. На практике используются два вида структуры мембран, причем в обоих имеется перекрестно связанный полиэлектролит, содержащий, например, сульфонатные группы или алкиламмонийные группы, которые обмениваются анионами. Полиэлектролит выполняется либо как непрерывный лист без пор, либо в виде шариков, интегрированных в подходящий для этого полимер (например, полиэтилен). В обоих типах мембран электропроводность обеспечивается свободными ионами (т. е. катионами или анионами), удерживаемыми в мембране электростатическим полем на заряженных участках полиэлектролита.

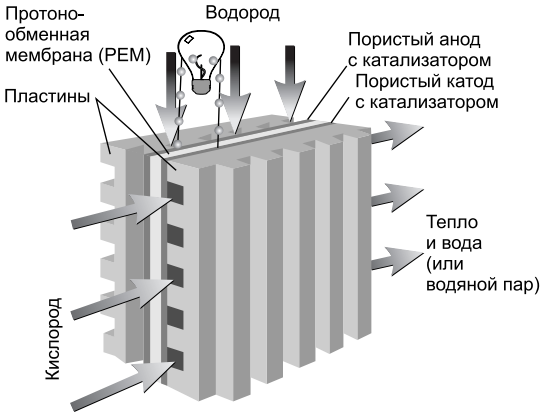


Рис. 6.7. Схема топливного элемента с протонообменной мембраной.

На рис. 6.8, *а* изображен разрез топливного элемента PEMFC, а на рис. 6.8, *б* показана принципиальная схема ТЭ системы Ballard для транспортного средства. Технологически мембраны могут выполняться, например, путем литья полистирола под давлением при температуре, близкой к отвердению (около 160 °С).

Следует отметить, что в таких мембранах ионизированные группы при определенных условиях, находясь на полимере, могут подвергнуться гидролизу. Кроме того, движение воды через мембрану или же по поверхности мембраны зависит от комбинации физических и химических процессов в топливном элементе. Вид химических реакций на аноде и катоде этого типа ТЭ приведен в табл. 6.1. Химическая реакция в топливном элементе с протонообменной мембраной, идентична химической реакции в топливном элементе с кислотным электролитом, в качестве которого используется раствор ортофосфорной кислоты; часть энергии химической реакции выделяется в виде тепла. Рабочая температура ТЭ около 80 °С и рабочее давление 0,1–0,8 МПа. Напомним этот механизм химических преобразований. Мембрана функционирует как электролит: разделяет вещество на положительно и отрицательно заряженные ионы в присутствии воды. На аноде происходит окислительный процесс, а на катоде – восстановительный. Анод и катод в PEM-элементе сделаны из пористого материала, представляющего собой смесь частичек углерода и платины. Платина выступает в роли катализатора, способствующего протеканию реакции диссоциации. Для снижения стоимости топливных элементов были разработаны новые тонкопленочные катализаторы с платиновым покрытием 0,13 мг/см^2 (вместо прежних значений 4,0 мг/см^2). Топливные элементы с такими катализаторами

отличаются эффективными показателями вольтамперной характеристики (0,6 В, 2 А/см^2).

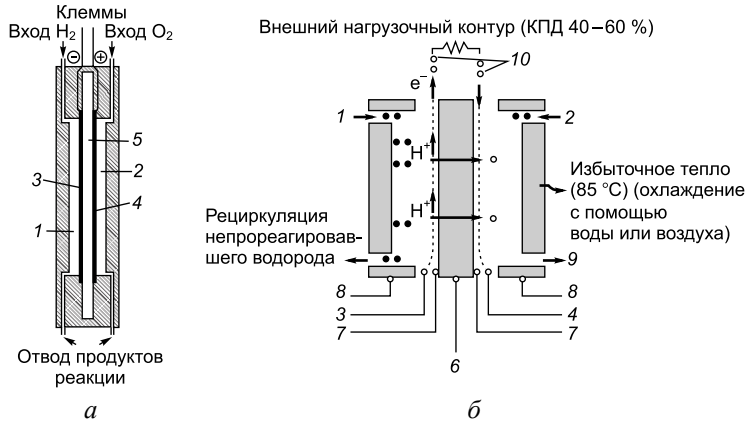


Рис. 6.8. Устройство топливного элемента с ионообменной мембраной (*а*) и топливного элемента системы Ballard (*б*):
1 – водород; *2* – кислород (воздух); *3* – анод; *4* – катод; *5* – ионообменная мембрана; *6* – протонообменная мембрана; *7* – катализатор; *8* – нижняя стенка; *9* – воздух + водяные пары; *10* – электроды.

Анод и катод выполнены пористыми для свободного прохождения сквозь них водорода и кислорода соответственно. Электроды помещены между двумя металлическими пластинами, которые подводят к аноду и катоду водород и кислород, а отводят тепло и воду, а также электрическую энергию. Молекулы водорода сквозь каналы в пластине поступают на анод, где происходит разложение молекул на отдельные атомы. Затем в результате хемосорбции в присутствии катализатора атомы водорода, отдавая каждый по одному электрону e^-, превращаются в положительно заряженные ионы водорода H^+, т. е. протоны. Положительно заряженные ионы водорода через мембрану диффундируют к катоду, а поток электронов направляется к катоду через внешнюю электрическую цепь с нагрузкой. Кислород, подаваемый на катод, в присутствии катализатора вступает в химическую реакцию с ионами водорода (протонами) из протонообменной мембраны и электронами из внешней электрической цепи. В результате химической реакции образуется вода. Размыкание внешней цепи или прекращение движения ионов водорода останавливает химическую реакцию.

К преимуществам элементов PEMFC относятся: высокое механическое сопротивление при воздействии на них давления; малая проницаемость для газов; высокая способность к минимизации градиентов ионной концентрации. Положительными качествами являются также невысокие термические требования к материалу. Из-за простоты и надежности такие топливные элементы использовались в качестве источника энергии на космическом корабле «Gemini». Поскольку топливные элементы функционируют при относительно низких рабочих температурах (80–160 °С), возможности использования уходящего тепла ограничены.

Недостатками PEMFC являются: высокие требования к качеству топлива, поскольку загрязненное топливо может вывести из строя мембрану; необходимость снижения выбросов CO до нормативных уровней; высокая мощностная плотность обусловливает работу батареи элементов с высоким давлением. Это создает необходимость в дополнительных механических компонентах, затратах на регулирование и подавление шумовой эмиссии. Электрический КПД таких ТЭ составляет ориентировочно 30–35 %. Номинальная мощность топливных элементов этого типа составляет 1–100 кВт.

Топливные элементы с твердо-оксидным электролитом (SOFC)

Теоретические основы создания твердотельных оксидных топливных элементов были заложены в конце 1930-х гг., когда швейцарские ученые Бауэр и Прейс экспериментировали с цирконием, иттрием, цезием, лантаном и вольфрамом, используя их в качестве электролитов. Первые опытные образцы таких топливных элементов были созданы в конце 1950-х гг. Данный тип топливных элементов работает при температурах 950–1000 °C, при которых оксидные электролиты обеспечивают проводимость за счет иона кислорода (рис. 6.6). В настоящее время начали разрабатываться элементы SOFC с рабочей температурой ~600–700 °C.

Твердотельные оксидные топливные элементы конструктивно отличаются от топливных элементов на основе технологий PAFC и MCFC. Анод, катод и электролит изготовлены из специальных сортов керамики, т. е. ТЭ является полностью твердотельным. Наиболее часто в качестве электролита используются смесь оксида циркония и оксида кальция, но могут использоваться и другие оксиды. Ионным проводником в таких элементах служит диоксид циркония, стабилизированный 8 %-м оксидом иттрия ($Zr_{0,85}Y_{0,15}O_{1,925}$). Электролит образует кристаллическую решетку, покрытую с обеих сторон пористым электродным материалом. Конструктивно такие элементы выполняются в виде трубок или плоских плат (рис. 6.9), что позволяет при их изготовлении использовать технологии, широко применяемые в электронной промышленности.

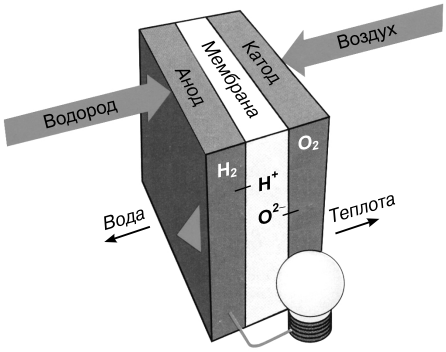


Рис. 6.9. Схема твердо-оксидного ТЭ планарной конструкции [4].

При высоких рабочих температурах на катоде образуются ионы кислорода, которые мигрируют через кристаллическую решетку на анод, где взаимодействуют с ионами водорода, образуя воду и высвобождая свободные электроны (рис. 6.6, табл. 6.1). При этом водород выделяется из природного газа непосредственно в ячейке, т. е. нет необходимости в отдельном риформере. В качестве твердого электролита применена циркониевая керамика (Y_2O_3–ZrO_2). В качестве топлива используется чистый водород или смесь H_2 и CO; в последнем случае происходят следующие реакции:

Анод: $CO + O^{2-} \rightarrow CO_2 + 2\bar{e}$

Катод: $½O_2 + 2\bar{e} \rightarrow O^{2-}$

Полная реакция: $CO + ½O_2 \rightarrow CO_2$.

У твердо-оксидных топливных элементов наблюдается хорошая кинетика, однако их потенциал при высокой рабочей температуре имеет меньшее значение, чем у низкотемпературных топливных элементов. Положительным их качеством является отсутствие проблем с удалением воды и одноагрегатное состояние электролита. К недостаткам этих элементов можно отнести проблемы выбора материалов, обеспечивающих плотность и прочность отдельных деталей и узлов топливных элементов с учетом цикличности температурных деформаций. Материалами для анода служат никель, кобальт, некоторые оксидные полупроводники, а для катода – полупроводниковые оксиды. Благодаря высокой температуре (1000 °С) можно применять недорогие катализаторы. В табл. 6.2 приведены материалы, которые используются при изготовлении ТЭ.

Трубчатая конструкция, показанная на рис. 6.10, разработана в середине 1960-х гг. корпорацией Siemens-Westinghouse. Данный дизайн появился в связи с попытками разработчика уйти от проблем обеспечения плотности топливных элементов с твердо-оксидным электролитом, которые имели место в плоской конфигурации.

В трубчатой конструкции удачно разрешены проблемы герметизации стыков, существовавшие в пластинчатых ТЭ. Топливо и воздух подаются снаружи и внутрь твердооксидных труб, закрытых с одного конца. В этой технологии сама труба образует катод элемента или воздушный электрод. Весь пучок труб хорошо закреплен и уплотнен только с одной, открытой стороны, где можно предусмотреть некие конструктивные решения по снятию температурных напряжений. Газы для реакции окисления поступают в топливный элемент через коллекторы, а воздух вводится в трубы топливного элемента с помощью глубоко погруженных трубок, выполненных из окиси алюминия.

Одиночные ТЭ трубчатой конструкции объединяются в батареи (которые размещаются в модуле), между которыми расположены блоки 5 каталитического риформинга природного газа в синтез-газ с высоким содержанием водорода (на рисунке не показаны).

При рабочей температуре 1000 °С, большое значение имеет выбор материалов и технологии обработки во избежание чрезмерных тепловых напряжений, шлакования оксидов и коррозии. Катод обычно изготавливается из пастообразного манганата лантана. Пористые трубы катодов имеют диаметр 22 мм и длину 1,5 м с активной поверхностью 834 $см^2$; полная длина труб 18 м. На эти трубы наносятся плазменным распылом полосы лантана стронция хромита, как промежуточное соединение. Нанесение слоя 40 мкм оксида иттрия (Y_2O_3), стабилизированного диоксидом циркония (ZrO_2), осуществляется с помощью технологии электронного испарения материалов. Срок службы одиночного ТЭ достигает приблизительно 69 тыс. ч. При атмосферном давлении каждый ТЭ имеет электрическую мощность 210 Вт, а при увеличении давления до 1,0 МПа электрическая мощность ТЭ увеличивается на 10 %. ЭДС каждого ТЭ (при разомкнутой цепи) составляет 1,0 В. КПД таких энергоустановок может достигать 70 %.

Таблица 6.2

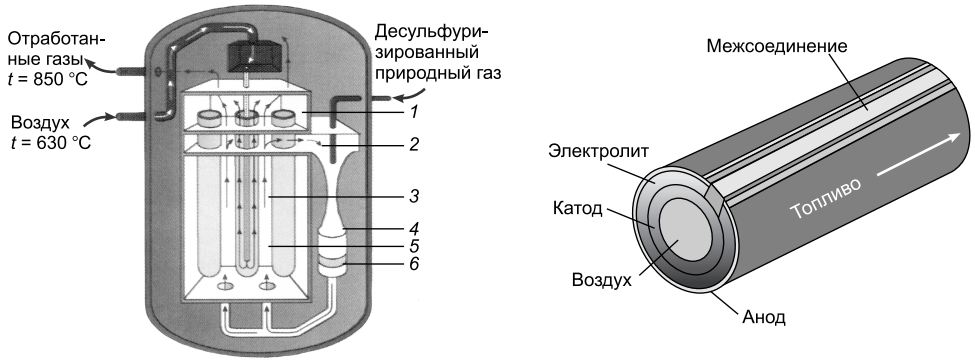
Материалы для изготовления ТЭ с твердо-оксидными электролитами

Фирма-производитель	**Анод (топливный электрод)**	**Электролит**	**Трубчатая подкладка (основа)**	**Сепараторная пластина**	**Катод (воздушный электрод)**
WH (трубчатая конструкция)	Ni–Zr	YSZ*	CSZ**	$La(Mg)CrO_3$	$La(Sr)MnO_3$
BBC (трубчатая конструкция)	Ni–ZrO_2Co–ZrO	ZrO_2–Y_2O_3–Yb_2O_2	$A1_2O_3$CSZ	$La(Sr)MnO_3$ LaCrO, (Sr, Ni)	$La(Sr)MnO_3$ $La(Bi)NiO_3$
Elektrotecnical Laboratory (трубчатая конструкция)	NiO/NiO–YSZ	8 % YSZ	$A1_2O_3$	NiAl–CSZ/ $LaCrO_3$/$LaCoO_3$	$LaCoO_3$
TEPCO/EPDC/MHI трубчатая конструкция)	NiO–YSZ	YSZ	$A1_2O_3$ CSZ	NiAl–Al_2O_3	$LaCoO_3$
Ztec (планарная конструкция)	NiO–YSZ (Ni 40 масс. %)	YSZ	–	Металлическая	$Li_{0,85}Sr_{0,15}MnO_3$
Ceramatec (планарная конструкция)	Ni–YSZ	$92ZrO_2$ – $4Y_2O_3$ – $4Yb_2O_3$	–	$La_{0,9}Sr_{0,1},CrO_3$	$La(Sr)MnO_3$
Siemens (планарная конструкция)	NiO– 8 % YSZ	8 % YSZ	–	Металлическая	$La(Sr)MnO_3$, $La(Sr)CoO_3$
Allide-Signal/ANL (монолитная конструкция)	Ni–YSZ	8 % YSZ 3 % YSZ 8 % YZ– 3 % YSZ	–	La(Sr, Mg)CrO_3	$La(Sr)MnO_3$
MSCI (планарная конструкция)	Ni–YSZ	8 % YSZ 3 % YSZ	–	(La, Ca)CrO_3	(La, Ca)MnO_3
CRIEPI (планарная конструкция)	Ni–YSZ (Ni 40 масс. %)	8 % YSZ	–	$La_{0,7}Sr_{0.32}$, $Cr_{0,98}O_3$	$(La_{0,8}Sr_{0,2})_{0,96}MnO_3$

** YSZ – yttria-stabilized zirconia (цирконий, стабилизированный окислом иттрия);*
*** CSZ – CaO-stabilized zirconia (цирконий, стабилизированный окислом кальция).*

Недостаток трубчатой конструкции ТЭ заключается в том, что технология их изготовления не позволяет избавиться полностью от ручных и порой уникальных операций. Кроме того, получить высокую плотность тока, а,

следовательно, и большую мощность, снимаемую с единицы поверхности электродов, на трубчатых ТЭ гораздо сложнее, чем на ТЭ плоской конструкции.



а *б*

Рис. 6.10. Конструктивная схема твердо-оксидного трубчатого ТЭ компании Siemens-Westinghouse (*а*) и схема его цилиндрической ячейки (*б*) [5]:
1 – продукты реакции; *2* – неразложившееся топливо; *3* – отсек блока с температурой 1000 °С; *4* – топливный эжектор; *5* – блок риформера; *6* – предриформер.

Вольтамперные характеристики для ТЭ с электролитом из 85 % окиси циркония и 15 % окиси кальция, выполненного в виде пленки толщиной 0,4 мм, при трех значениях температур электролита, показаны на рис. 6.11.

Линейный вид зависимостей характерен для условия преобладания омического сверхпотенциала в процессе химического преобразования, т. е. когда выполняется закон Ома. Важно отметить, что планируемое снижение рабочей температуры до 750–850 °С, требует уменьшения толщины электролитического слоя до 10 мкм, поскольку электропроводность применяемых твердых электролитов падает весьма значительно с уменьшением рабочей температуры топливного элемента. При снижении температуры топливного элемента до указанного уровня можно использовать нержавеющие стали менее дорогого класса.

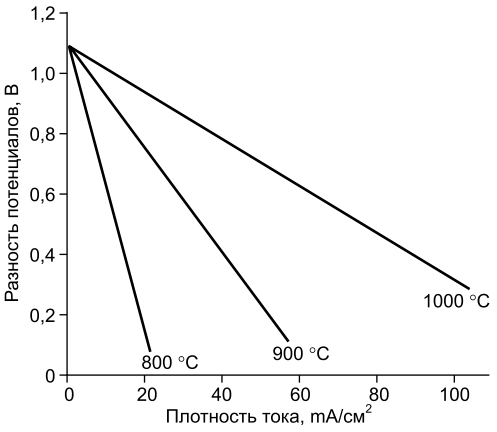


Рис. 6.11. Зависимость разности потенциалов от плотности тока при различных температурах для водород-кислородного ТЭ с твердым электролитом.

В США в рамках исследовательской программы, проводимой компанией Delphi Automotive System и Тихоокеанской Северо-Западной Национальной Лабораторией (Pacific Northwest National Laboratory), запланированы работы по разработке топливных элементов с электролитом в виде твердых

окислов для установки их на автомобили в качестве вспомогательного энергетического модуля. Первый образец такого модуля показал удельную мощность (в пересчете на единицу поверхности электродов) около 1 Вт/см^2 (топливом служил водород при рабочей температуре 800 °С). Мощность одной ячейки этого топливного элемента при испытании на конвертированном топливе (после риформинга) соответствовала 0,37 Вт/см^2 при рабочей температуре 750 °С. Топливные элементы компании Honeywell показали на испытаниях удельную мощность 0,285 Вт/см^2 при работе на синтетическом газе и при температуре 800 °С. Площадь электродов ячейки была равна 100 см^2.

2. ТОПЛИВНО-ЭЛЕМЕНТНЫЕ МОДУЛИ (БАТАРЕИ) И ПОДГОТОВКА ТОПЛИВА

Из рассмотрения различных типов топливных элементов ясно, что достижение на них напряжения свыше 1 В является маловероятным, хотя на практике от большинства реальных энергоустановок требуется значительно большие величины напряжения. С этой целью топливные элементы собираются в модули (батареи), где реагенты по одним коллекторам распределяются по топливным элементам, а продукты реакции по другим коллекторам отводятся из них. Блок-схема энергетической установки с топливными элементами включает систему подготовки топлива, систему генерирования энергии, систему преобразования постоянного тока в переменный с заданными значениями напряжения и частоты, системы регулирования и вспомогательные устройства (насосы, компрессоры, вентиляторы, трубопроводы и т. д.).

Разработаны методы группирования топливных элементов с целью формирования из них батареи – обычно это совокупность последовательных и параллельных соединений одиночных ТЭ. При этом необходимо решение таких вопросов: электрическая связь между электродами; циркуляция электролита и его регенерация в случае необходимости; подача топлива и окислителя на соответствующие электроды; теплоотвод в случае необходимости или же обеспечение разогрева топливного элемента; материалы, необходимые для изготовления всей энергосистемы. Важными являются также удельные энергетические показатели установки, например, отношения мощности топливного элемента к его массе или же к объему. Кроме выбора последовательной или параллельной электрической схемы подключения топливных элементов необходимо минимизировать внутреннее сопротивление батареи и снизить вероятность ее работы в режиме короткого замыкания. Определенный вклад во внутреннее сопротивление батареи привносит непосредственно вид электролита а также формы и сечения электродов, не всегда выполненные из материалов с высокой электропроводимостью.

Возможны две схемы соединения одиночных топливных элементов в батареи: однополярная – в которой топливо или окислитель подаются одновременно к двум смежным электродам и биполярная – в которой топливные и окислительные электроды следуют друг за другом, при этом они разделены мембранами, непроницаемыми для газов. Обе эти схемы представлены на рис. 6.12, из которого видно, что биполярная схема является несколько проще,

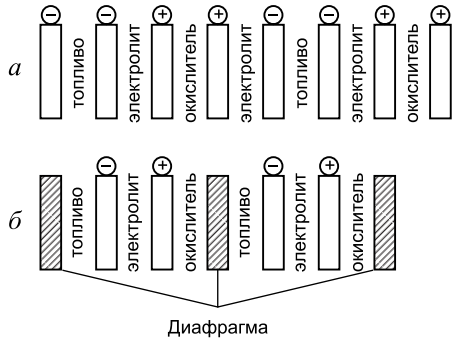


Рис. 6.12. Способы размещения электродов в однополярной (*а*) и биполярной (*б*) схемах соединения топливных элементов.

однако усложняются условия подачи реагентов в топливные элементы. Секции топливных элементов выполняются с наибольшей возможной мощностью, имея в виду их включение в батарею с биполярным построением электродов. Такое решение минимизирует стоимость уплотнений, рамы и электрических соединений.

Циркуляция электролита, которая часто используется в батареях топливных элементов для удаления воды и для сброса высокой температуры, может привести к усложнению электрической схемы из-за появления паразитных или шунтирующих токов между двумя секциями батареи топливных элементов, что снижает КПД батареи.

В твердооксидных ТЭ системы Siemens трубы топливного элемента также могут быть набраны по параллельной, или последовательной схемам. При этом используются внутренние соединения с помощью полос, выполненных из хромита лантана, легированного стронцием, а также из никелевых уплотнительных колец, которые могут обеспечить хороший контакт по окружности каждой трубы. Однако и в этой конструкции ТЭ омические потери ограничивают мощность, которую можно получить от каждой трубы. Самое высокое значение удельной мощности (на единицу площади электродов или на единицу объема топливного элемента), что примерно соответствует 1 Вт/см^2 или же 1 кВт/л, обеспечивают твердотельные ТЭ типа PEMFC. По этой причине они используются в качестве силовой установки автомобиля. Для стационарных установок такое качество не является обязательным. Они позволяют быстро регулировать выходную мощность, могут быть быстро включены, что не всегда является присущим другим типам топливных элементов. Данные топливные элементы способны работать не только на природном газе, но и на синтетическом газе, а также и на жидких топливах.

Топливо и кислород (или воздух) в электроды топливных элементов, собранных в группу, могут подаваться последовательно, т. е. по очереди в отдельные секции топливных элементов. Не исключено и параллельное подключение отдельных секций топливных элементов, когда питание газом всех электродов осуществляется одновременно. Возможна и комбинированная схема – параллельная подача газа в несколько блоков топливных элементов, а раздача этого газа в самой секции может быть последовательной. Параллельная схема проста в реализации и падение давления газа при этом невелико, однако она сложна в обеспечении равномерной подачи газа ко всем электродам. При использовании в качестве окислителя воздуха применяют параллельную подачу топливного газа, при которой обеспечивается его высокая скорость. Аналогичный подход используется и в случае применения газа с высоким содержанием инертных примесей. Последовательная схема подачи газа проще в

реализации, однако каждая последующая секция топливного элемента получает газ с более низким давлением, т. е. существует некоторый предел числа секций топливных элементов, которые можно соединить последовательно по газу. Такой предел также установлен возможным ограничением по скорости подачи газа в электрод с целью достижения нормальной работы топливного элемента.

Удаление продуктов реакции

К продуктам реакции, которые должны быть удалены из топливного элемента, относят воду, углекислый газ и азот (полученный из воздуха или из таких топлив как гидразин). Необходимо обеспечивать также отвод избыточного тепла от топливного элемента. Использование высокотемпературных элементов облегчает решение проблемы удаления продуктов реакции, поскольку вода находится в парообразном состоянии и может быть легко удалена. Электролит может быть восстановлен до более высокой концентрация путем его упаривания вне батареи топливных элементов и рециркуляции, при этом увеличивается доля затрат энергии на собственные нужды энергоустановки, снижая ее КПД. Напомним, что в щелочных элементах AFC вода производится на топливном электроде, тогда как в кислотных элементах PAFC – на окислительном электроде. Таким образом, выбор электролита определяет, какой из двух газовых потоков может использоваться для удаления воды. При использовании в качестве окислителя воздуха удаление воды упрощается благодаря наличию избыточных газов, с которыми и уносится влага. Если окислителем служит кислород, может понадобиться рециркуляция топливного газа путем его пропуска через устройство для конденсации водяных паров.

Практически не существует проблем по удалению углекислоты в кислотных электролитах, поскольку этот вырабатываемый газ просто барботирует через слой электролита и удаляется наружу. Для щелочного электролита удаление углекислоты представляет трудноразрешимую проблему. Что касается тепловыделений в топливных элементах, то имеется несколько хорошо отработанных технологий по удалению избыточного тепла, произведенного как побочный продукт электрохимического преобразования. Таковыми решениями могут быть: охлаждение корпуса топливного элемента с внешней стороны, циркуляция охлаждающей жидкости по системе трубок или полостей в корпусе самой батареи, циркуляция электродных газов или электролита через внешний холодильник. В высокотемпературных топливных элементах теплота не удаляется, поскольку необходима системе для поддержания технологически нормальной рабочей температуры.

С целью достижения высокой эффективности преобразования теплоты топлива в полезные виды энергии весьма желательно использовать сбросную теплоту топливных элементов для производства горячей воды или пара для коммунальных или технологических нужд. Таким образом энергоустановка превращается в когенерационную мини-систему.

На рис. 6.13 показана схема когенерационной установки с топливными элементами типа PEMFC, производства фирмы Vilant для параллельной работы с электросетью. Система дополняется горелкой дожига (форсажной камерой), теплоносителем для отбора полезного тепла и инвертором (преобразователем

постоянного тока в переменный). Горелка дожига использует избыточный горючий газ батареи элементов для производства тепла, а инвертор преобразует постоянный ток топливно-элементного модуля (батареи) в переменный ток требуемых параметров (напряжения и частоты). Такие установки при условии предварительного риформинга имеют электрический КПД порядка 40 %.

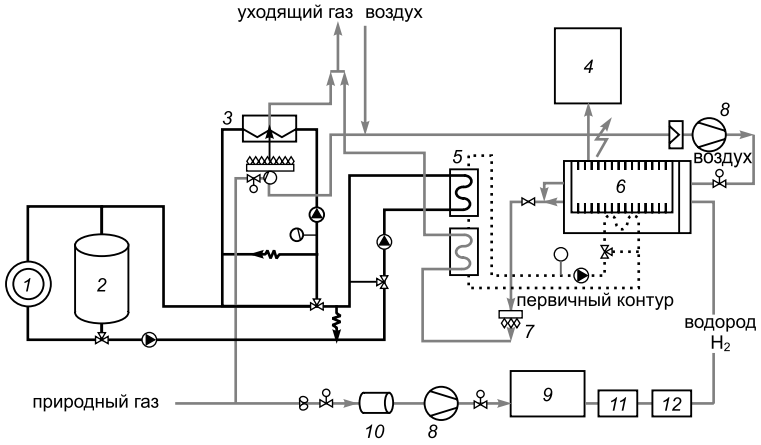
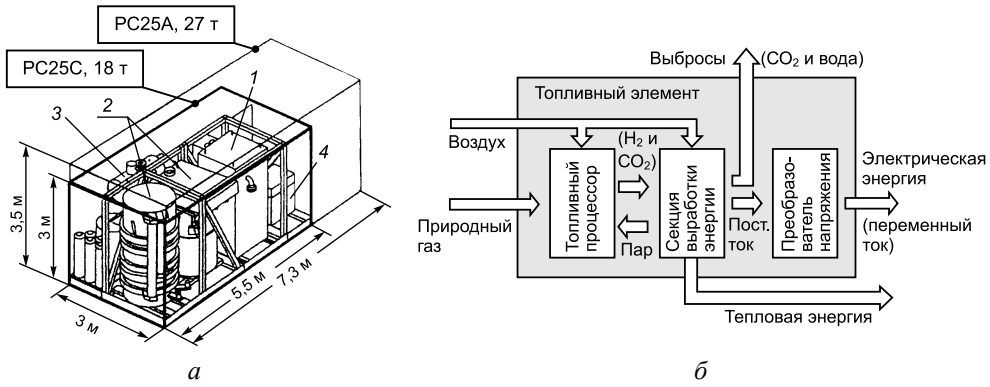


Рис. 6.13. Схема когенерационной установки с топливным элементом типа PEMFC:
1 – потребители тепла; *2* – бак-аккумулятор; *3* – дополнительный котел; *4* – инвертор; *5* – теплообменник; *6* – топливный элемент; *7* – дополнительная горелка; *8* – компрессор; *9* – риформер; *10* – очистка от сернистых соединений; *11* – конвертор; *12* – очистка от CO.

На рис. 6.14, *а* показана компоновка энергетической установки PC25 контейнерного типа с фосфорнокислотным электролитом электрической мощностью 200 кВт (создаваемое напряжение 400 В при частоте тока 50 Гц) фирмы ONSI (США) с электрическим КПД 37 % при общем термическом КПД 87 %. Кроме генерации 200 кВт электричества, PC25 обеспечивает 264 кВт тепла при 60 °C. Имеется вариант с выдачей тепла в двух температурных уровнях (60 °C и 120 °C), причем оба уровня имеют одинаковую тепловую мощность, а суммарная тепловая мощность остается прежней. Такой вариант энергоустановки с выдачей тепловой энергии весьма востребован там, где есть необходимость организовать отопление и горячее водоснабжение коммунальных потребителей; такая установка годится и для систем кондиционирования воздуха, где имеются абсорбционные холодильные машины, способные преобразовывать сбросное тепло в холод. Схема потоков энергии указанной установки приведена на рис. 6.14, *б*. Энергетический блок PC25C состоит из трех основных частей: топливного процессора, собственно секции выработки энергии и преобразователя напряжения. Основная часть блока – секция выработки энергии – представляет собой батарею, составленную из 256 отдельных топливных ячеек. В состав электродов топливных ячеек входит платиновый катализатор. Посредством этих ячеек вырабатывается постоянный электрический ток 1400 А при напряжении 155 В. Размеры батареи – примерно 2,9 м

в длину и 0,9 м в ширину и высоту. Поскольку электрохимический процесс идет при температуре 177 °С, необходимо нагреть батарею в момент пуска и отводить от нее тепло в процессе эксплуатации. Для этого в состав топливного элемента входит отдельный водяной контур, а батарея оборудована специальными охлаждающими пластинами.



а *б*

Рис. 6.14. Компоновка (*а*) и схема тепловых потоков (*б*) энергетической установки PC25 [6]:

1 – батарея ТЭ; *2* – реакторы; *3* – паровой барабан; *4* – инвертор.

Блок подготовки топлива позволяет преобразовать природный газ в водород, необходимый для электрохимической реакции, в процессе риформинга. Основной элемент топливного блока – риформер. В риформере природный газ (или другое водородсодержащее топливо) взаимодействует с водяным паром при высокой температуре (900 °С) и высоком давлении в присутствии катализатора – никеля. При этом происходят следующие химические реакции:

CH_4 (метан) + $H_2O \rightarrow 3H_2 + CO$ – реакция эндотермическая (с поглощением тепла);

$CO + H_2O \rightarrow H_2 + CO_2$ – реакция экзотермическая (с выделением тепла).

Общая реакция выражается уравнением:

CH_4 (метан) + $2H_2O \rightarrow 4H_2 + CO_2$.

Для обеспечения высокой температуры, требуемой для преобразования природного газа, часть отработанного топлива из батареи топливных элементов направляется на горелку, которая поддерживает требуемую температуру риформера. Пар, необходимый для риформинга, образуется из конденсата, образовавшегося при работе топливного элемента. При этом используется тепло, отводимое от батареи топливных элементов (рис. 6.15). В батарее топливных элементов вырабатывается постоянный ток, который отличается низким напряжением и большой силой тока. Для преобразования его в переменный ток, отвечающий промышленным стандартам, используется преобразователь напряжения. Кроме этого, в состав блока преобразователя напряжения входят различные управляющие устройства и схемы защитной блокировки, позволяющие отключать топливный элемент в случае различных сбоев.

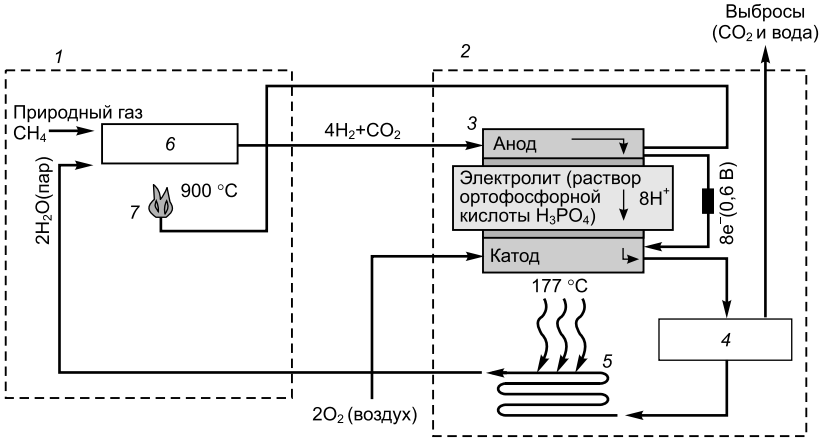


Рис. 6.15. Схема физических и электрохимических процессов в топливном элементе:
1 – топливный процессор; *2* – секция выработки энергии; *3* – батарея топливных ячеек; *4* – конденсатор; *5* – теплообменник; *6* – риформер; *7* – горелка.

В установке PC25 примерно 40 % энергии топлива может быть преобразовано в электрическую энергию. Примерно столько же может быть преобразовано в тепловую энергию, используемую для отопления, горячего водоснабжения и подобных целей. Таким образом, суммарный КПД такой установки может достигать 80 %.

Большинство из заказанных установок типа PC 25 работают на природном газе, хотя в данной конструкции предусмотрена возможность перехода и на другие альтернативные топлива. Несколько установок такого типа работают на биогазе, получаемом в процессе производства пива. Несколько установок работают на биогазе, получаемом путем анаэробного сбраживания отходов животного происхождения. Имеется установка, работающая на метаноле, являющимся отходом предприятия электронной промышленности. Одна установка типа PC 25 работает в Германии на заводе по переработке канализационных стоков, используя при этом биогаз, насыщенный различными примесями. Для адаптации этой установки к специфическим условиям работы на биогазе пришлось разработать специальное устройство для очистки газа от вредных примесей, включая и очистку от силоксана. Важным достоинством такого источника тепло- и электроснабжения является возможность его автоматической работы. Для обслуживания владельцам объекта, на котором установлен топливный элемент, не требуется содержать специально обученный персонал – периодическое обслуживание может осуществляться работниками эксплуатирующей организации. Ее установленная стоимость – 630 тыс. USD при расходе природного газа 59,4 нм^3/ч. Следует отметить, что в PC 25 после исчерпания ресурса (после наработки положенных часов) может быть утилизировано до 1,2 кг платины, что соответствует возврату примерно 15 тыс. USD. То есть, по мнению некоторых авторов, даже в ранних установках с топливными элементами драгоценные металлы не являются

доминирующей составляющей в цене изделия. Топливом может быть чистый водород, пропан, метанол, биогаз. Вредные выбросы NO_x – менее 5 ppm. Эти установки оснащены сероочисткой, поэтому вредные выбросы SO_x практически отсутствуют (менее 1 ppm).

UTC и партнер ее Toshiba за прошедшее десятилетие поставила на рынок 235 установок PC25. Компания UTC Fuel Cells является ведущим мировым производителем топливных элементов с электролитом в виде фосфорной кислоты. Компания является производителем топливных элементов для космических кораблей, разрабатываемых в США. Компания имеет партнера – компанию MTU, известную своей разработкой под названием «горячий модуль» (Hot Module), в котором все обогреваемые части системы выделены в отдельный модуль. Такое решение упрощает конструктивное выполнение тепловой изоляции и способствует ликвидации утечек газов. Все отдельные ячейки топливного элемента производства Fuel Cell Energy располагаются внутри «горячего модуля» в горизонтальном положении. Номинальная мощность одного структурного модуля энергетической установки составляет 245 кВт, а также 140 кВт тепловой энергии в виде пара или 180 кВт тепловой энергии в виде горячей воды. Электрический КПД установки достигает 47 % (при КПД одиночного топливного элемента порядка 56 %).

Производство, очистка и обогащение топлива

Известно, что все разработчики топливных элементов так или иначе решали вопросы, связанные с использованием различных видов топлива, и не концентрировали свое внимание сугубо на водороде. Топливные элементы могут использовать как топливо: продукты риформинга природного газа, метанола и бензина; газификации мазута, биомассы, бытовых отходов и угля; газа полукоксования и доменного производства металлургических предприятий; продукты частичного окисления нефти, паровой конверсии нефтезаводских газов нефтеперерабатывающих комбинатов а также электролитического разложения воды. Так, в 1960-е годы военное ведомство США испытывало несколько образцов топливных элементов MCFC производства «Texas Instruments», в которых в качестве топлива использовались армейские сорта бензина. С целью получения смеси водорода с угарным газом используется процесс риформинга, как наиболее экономически оправданная технология. Поэтому, для большинства топливных элементов требуется применение риформера, т. е. устройства, которое позволяет преобразовывать таким образом указанные виды топлива, чтобы обеспечить максимальный выход водорода. В энергетических установках на топливных элементах осуществляется увлажнение реагентов (топлива и окислителя) для улучшения тепло- и массообмена при удалении продуктов электрохимических превращений, а также для предотвращения возможного неконтролированного образования углерода (сажи).

Определяющим фактором выбора термохимической подготовки исходного топлива и способа очистки синтез-газа для непосредственного использования в ТЭ является ограничение содержания объема тех или иных газов в общем объеме газа, который подается в ТЭ. Высокие требования к чистоте топлива определяют удельную стоимость системы подготовки топлива для

энергетических установок с использованием ТЭ – она составляет 50–80 % стоимости всей энергетической установки.

Высокотемпературные топливные элементы менее требовательны к составу углеводородного топлива и они либо превращают природный газ в водород (как в топливных элементах типа MCFC), либо работают непосредственно на природном газе (как, например, твердо-оксидные топливные элементы). Низкотемпературные топливные элементы требуют для своей нормальной работы питания исключительно чистым водородом и поэтому наличие таких примесей в водороде, как окись углерода, которая вырабатывается как побочный продукт при риформинге углеводородных газов, полностью исключается. При подготовке топлива необходимо обеспечить удаление из газа сернистых соединений, а также галоидов, аммиака и кремния. Качество термохимической подготовки топлива и очистки газа влияет не только на КПД энергетических установок с ТЭ, но и на ресурс, качество эксплуатации и обслуживания, безопасность работы, снижение парникового эффекта, здоровье человека и т. п.

В качестве примера приведем объемный состав синтез газа, получаемого по разработанной в НТЦУЭ НАН Украины технологии и предназначенного для питания топливного элемента типа MCFC мощностью 5 кВт. Синтез-газ получается путем каталитической конверсии природного газа, предварительно очищенного от соединений серы. Максимальная степень конверсии метана составляла 90 % при оптимальном массовом соотношении пар/газ, равном 3,0. Объемный состав конвертированного газа был таким: H_2 = 72,74 %, CO = 22,33 %, CH_4 = 3,4 %, CO_2 = 1,53 %. Состав газа при использовании катализаторов конверсии CO был таким: H_2 = 78,5 %, CO = 3,1 %, CO_2 = 17,3 %, CH_4 = 1,1 %. Для использования газа в энергетических установках на ТЭ с элементами MCFC нужно снизить содержание CO до уровня <10 %, а с использованием ТЭ с элементами PAFC для предотвращения коррозии электродов и отравления электролита содержание CO должно быть менее 1,0 %. Для PEMFC требуется устройство предварительной газоподготовки, включающее в себя удаление серы и Shift-конвертор для окисления вредного для топливного элемента окисла углерода CO, так что загрязнение топливного газа должно быть сокращено до минимума.

Имеется несколько способов получения водорода из углеводородных топлив: из метанола путем риформинга или термического разложения, из аммиака путем крекинга, из природного газа путем парового риформинга. Иногда водород получают как продукт при синтезировании водяного газа (газификация угля) или же путем каталитического риформинга углеводородов. В состав нежелательных примесей, которые обычно присутствуют в водороде, произведенном каким либо из перечисленных способов, входят: азот (в водороде, полученном путем крекинга аммиака), окись углерода (отравляющая некоторые катализаторы), углекислота (хорошо реагирующая со щелочными электролитами) и соединения серы (отравляющие все известные катализаторы). Все примеси могут быть удалены путем пропуска загрязненного ими водорода через мембраны, выполненные из палладия или его сплава с серебром. Окись углерода можно удалить с помощью известной реакции $CO + H_2O = CO_2 + H_2$ в присутствии подходящего для этого катализатора. Углекислота из водорода

удаляется обычно пропуском через скруббер, где происходит отмывка загрязненного газа щелочным раствором или же раствором этано-ламина, либо водным раствором гидроксида калия, а иногда и просто обычной водой. Некоторые сернистые соединения могут быть удалены таким же способом или же превращены в сульфид водорода, или двуокись серы.

В 2001 г. компания UTC Fuel Cells основала совместное предприятие Hydrogen Source с корпорацией Shell с целью разработки и производства специальных генераторов водорода, использующих различные виды углеводородного топлива, с целью их внедрения в жилой сектор и на транспорте. Одним из продуктов этого совместного предприятия стал водородный риформер, способный питать топливный элемент электрической мощностью 5 кВт.

Производственная программа компании IdaTech (США) также основана на выпуске топливных риформеров, применяющих палладиевую мембрану для топливного элемента, где в качестве первичного топлива используется природный газ.

3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ НА БАЗЕ ТОПЛИВНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ ГЕНЕРАТОРОВ

3.1. Возможности применения топливных элементов в электроэнергетике

За последнее десятилетие отмечается расширение масштабов коммерческого использования топливных элементов, связанное с такими их качествами в эксплуатационном режиме:

– низкие (на 2–3 порядка) уровни вредных выбросов в окружающую среду по сравнению с традиционными ТЭС, которые работают на природном газе;

– более высокий (на 10–15 %) электрический КПД по сравнению с традиционными энергоустановками;

– возможность снижения содержания CO_2 в отработанных продуктах за счет прямого использования CO_2 для внутренних потребностей энергоустановки с топливными элементами;

– возможность генерации дистиллированной воды;

– меньшее число вращающихся и подвижных частей и механизмов, что повышает срок эксплуатации;

– меньшая (в 4–7 раз) на единицу установленной мощности занимаемая площадь по сравнению с традиционными ТЭС (модульное выполнение установок позволяет увеличивать их мощность главным образом за счет надстройки их в высоту);

– высокая приемистость в работе (темп роста или снижения мощности до 1 МВт/с);

– возможность интеграции энергоустановок с топливными элементами с другими типами энергоустановок в гибридных (комбинированных) циклах;

– автономно расположенные энергоустановки с использованием топливных элементов сокращают дополнительные расходы по передаче и распределению электрической энергии и тепла.

По сведениям, приведенным в [7], уже к 2004 г. в мире находилось в эксплуатации около 7 тыс. энергоустановок на топливных элементах. Недостаток энергетических установок с топливными элементами – их высокая стоимость (2500–4000 USD/кВт). Однако, цена когенерационных энергоустановок на ТЭ уменьшается со строительством новых автоматизированных конвеерных заводов серийного производства ТЭ. Считается, что при низких эксплуатационных расходах и планируемом снижении стоимости до 1200–1500 USD/кВт топливные элементы будут конкурентоспособными с традиционными источниками энергии. В связи с тем, что на этих установках получено наивысшее значение Кит (более 95 %) начато интенсивное развитие энергетических установок на ТЭ электрической мощностью 100–300 кВт. Низкие уровни эмиссии и шума делают установки с ТЭ особенно подходящими для применения в коммунальном секторе и сооружениях социальной сферы (дома, офисы, больницы, гостиницы и т. п.).

В ТЭ реализуется принцип прямого превращения химической энергии газообразного топлива в электрическую. При отсутствии ограничения цикла Карно у них достигается высокий электрический КПД, который на современных установках на ТЭ достигает 60 % при теоретически возможном значении 85 %. На практике, отдельные потери в различных компонентах системы ТЭ, которая содержит риформинг-процесс, батарею ТЭ, инверторы и вспомогательное оборудование, снижают КПД преобразования. Например, КПД ТЭ с фосфорно-кислотным электролитом в созданных образцах составляет 37–45 %, и зависит от качества топлива и рабочей температуры; КПД ТЭ с расплавленным карбонатом и с твердым электролитом достигает 50 % и выше. Отличительным свойством топливно-элементных энергетических установок является практическое постоянство (в некоторых случаях плавное повышение) эффективности работы при снижении электрической мощности. Характерный вид зависимостей КПД топливного модуля от величины частичной нагрузки показан на рис. 6.16 в сравнении с типичной нагрузочной характеристикой дизельного двигателя. Видно, что при 50 %-й нагрузке, КПД выше, чем КПД при полной нагрузке. При работе установки в когенерационном режиме коэффициент использования топлива составляет 85–90 %, при отношении электрической мощности к тепловой 0,8–1,0.

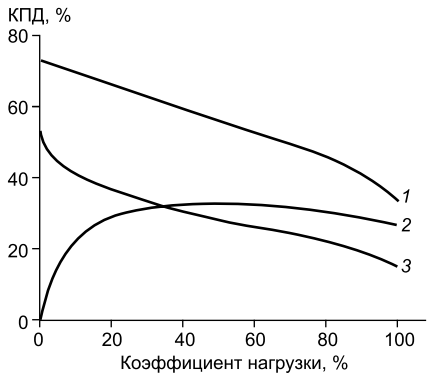


Рис. 6.16. Сравнение нагрузочных характеристик топливных элементов и дизельного двигателя:
1 – водородный ТЭ; *2* – дизель; *3* – метаноловый ТЭ с растворимым в электролите топливом.

Некоторые технические характеристики стационарных установок на основе различных топливных элементов представлены в табл. 6.3.

Топливные элементы AFC со щелочным электролитом не нашли коммерческого применения в энергетике из-за необходимости их питания только чистым водородом, хотя они используются во многих космических проектах. Низкотемпературные топливные

элементы, имея сравнительно низкий электрический КПД, требуют высокой степени очистки топлива, но при этом возможно использование конструкционных материалов без особых требований к коррозионной стойкости. Противоположная ситуация у топливных элементов с высокими рабочими температурами. В когенерационных мини-системах в связи с частыми пусками и остановами предпочтительными являются твердотельные топливные элементы типа PEMFC и SOFC.

Таблица 6.3

Технические данные энергетических установок с ТЭ

Показатель	PEMFC	PAFC	MCFC	SOFC
Рабочая температура, °С	80	200	650	700–1000
КПД ТЭ, %	35–40	35–40	44–50	44–50
КПД ТЭ (на чистом H_2), %	50	50	–	40
КПД комбинированного цикла с ТЭ (на природном газе), %	–	–	55	≥60
Снижение показателей после 1000 ч работы на природном газе, %	Зависит от концентрации CO	≥0,5	≥0,5	≤0,1
Используемый вид топлива	Водород (H_2)	Природный газ, H_2	Природный газ, H_2 и местное топливо	Природный газ, H_2, синтез-газ и местное топливо
Интервал замены стеков (год)	1	5	3–5	5–10
Диапазон мощности, кВт	≤100	200–10 000	200–10 000	1–10 000
Удельная стоимость, тыс. EUR/кВт	4		4–8	

Топливные элементы на основе расплавленного карбоната требуют значительного времени запуска и не позволяют оперативно регулировать выходную мощность, поэтому основная область их применения – крупные стационарные источники тепловой и электрической энергии. Твердотельные оксидные топливные элементы отличаются простотой конструкции и функционируют при очень высоких температурах – 700–1000 °С. Такие высокие температуры позволяют использовать их для производства и электрической, и тепловой энергии, применяя относительно «грязное», неочищенное топливо.

Первые мощные электростанции с ТЭ были построены на топливных модулях с фосфорно-кислотным электролитом. Так, компания Energy Research Corporation (США) ввела в эксплуатацию самую крупную в Северной Америке демонстрационную электростанцию на топливных элементах PAFC

мощностью 2,5 МВт в г. Санта Клара. Она использует технологию работы ТЭ с внутренним процессом риформинга топлива (природный газ, желатин, этанол и биогаз).

В Японии в течение 1983–1985 гг. испытывалась электростанция мощностью 4,8 МВт также собранная из фосфорнокислотных топливных элементов. С 1991 г. на электростанции Гои (компания Тепсо) совместного производства фирм IFC и Toshiba действует энергоустановка мощностью 14 МВт (на сегодняшний день самая мощная в мире в рамках данного типа, которая состоит из 20 энергомодулей по 700 кВт) при электрическом КПД 41,1 %. Схема данной установки изображена на рис. 6.17. В состав установки входят следующие вспомогательные системы: подачи воздуха, воздушного охлаждения, подачи инертного газа, увлажнения реагентов, подпитки электролита, КИП и А. Капитальные затраты оценены в 2000–3000 USD/кВт.

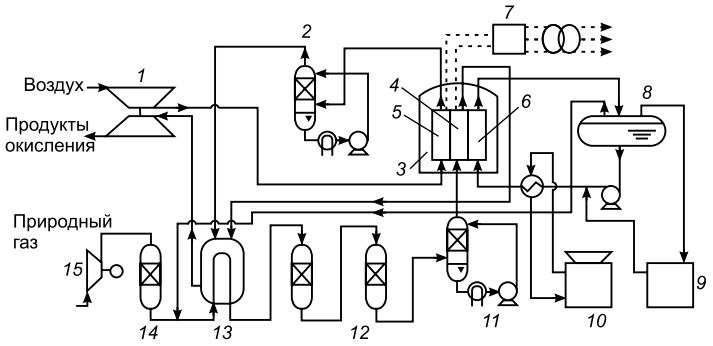


Рис. 6.17. Схема энергоустановки на топливных элементах с фосфорно-кислотным электролитом электростанции Гои (Япония) мощностью 14 МВт:
1 – турбокомпрессор; *2* – охладитель катодного газа; *3* – топливные элементы; *4* – анод; *5* – катод; *6* – охладитель; *7* – инвертор; *8* – сепаратор пара; *9* – подготовка воды; *10* – градирня и система возврата тепла; *11* – охладитель синтез-газа; *12* – конверторы водяного смешения; *13* – риформер; *14* – гидродисульфуризер; *15* – компрессор.

В последнее время все шире реализуются проекты электростанций на высокотемпературных ТЭ с расплавленным электролитом. В США изготовлены исследовательские энергетические установки мощностью 2 МВт (в Санта-Кларе) и 250 кВт (в Сан-Диего). Рабочая температура топливного элемента – 650 °С. Топливом служит природный газ. Энергетическая установка мощностью 2 МВт смонтирована из блоков 120 кВт, каждый из которых содержит несколько сот единичных топливных элементов с площадью электродов 5570 см^2. В другой работающей энергетической установке мощностью 2,5 МВт с топливными элементами MCFC проектируется поэтапное увеличение мощности до 10 МВт. Топливом будет служит газ, получаемый в газогенераторах Лурги[1].

[1] Газификатор Лурги описан в 1-й части настоящего справочного пособия, стр. 285.

В рамках проекта «Лунное сияние» в Японии проводится опытная эксплуатация 180 энергоустановок мощностью от 50 кВт до 11 МВт. Значения КПД составляют 38–44 % (по электроэнергии, получаемой с топливных элементов) и 80–82 % (суммарный по электроэнергии и использованному теплу). На установках мощностью 1 МВт суммарная наработка составила от 1000 до 2000 ч. В 1992 г. вблизи г. Милана (Италия) введена в строй энергетическая установка общей мощностью 1,35 МВт (ENEA/Ansaldo), в состав которой входят два энергоблока мощностью по 675 кВт каждый при электрическом КПД 41,2 %.

К сожалению, в настоящее время еще рано говорить о широкомасштабном использовании топливных элементов в электроэнергетике по причинам скорее экономического, а не техническою порядка. До сих пор предпринимались лишь попытки постройки пилотных установок такого типа.

3.2. Комбинированные (гибридные) циклы на основе топливно-элементных установок

На основе высокотемпературных топливных элементов типа MCFC и SOFC, имеющих рабочую температуру 650–1050 °С и работающих при повышенном давлении топливного газа и, соответственно, окислителя, можно создавать комбинированные (гибридные) циклы с включением в них газотурбинных или паротурбинных электрогенераторов. Горячие газы, покидающие батарею ТЭ, срабатываются на газовой турбине, после чего отработавший газ направляется в паровой котел-утилизатор, откуда пар поступает на технологию или на паротурбинную установку с электрогенератором. В таких гибридных циклах на базе ТЭ с расплавленным карбонатом, работающих совместно с газовыми или паровыми турбинами, полный электрический КПД может достигать 55–60 %, а в системах с ТЭ на твердых оксидах – 60–65 %. Предполагается, что на установках с ТЭ электрической мощностью 2–3 МВт возможно получить электрический КПД порядка 70 %. Схема простого комбинированного цикла с микротурбогенератором (МТГ) показана на рис. 6.18.

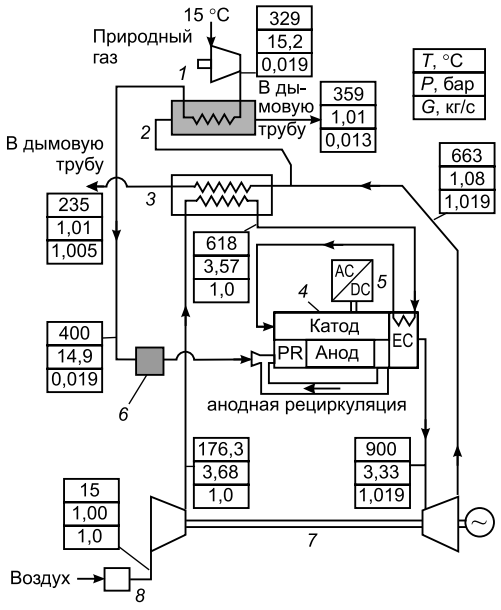


Рис. 6.18. Схема комбинированного цикла с использованием топливных элементов SOFC и газовой турбины:

1 – компрессор; *2* – подогреватель топлива; *3* – регенератор; *4* – ТЭ; *5* – инвентор; *6* – десульфуризер; *7* – МТГ; *8* – воздушный фильтр.

Эта система представляет собой регенеративный газотурбинный цикл, в котором камера сгорания заменена топливным элементом

SOFC с использованием предварительно сжатых и нагретых воздуха и очищенного от серы природного газа. Отработавшие газы ТЭ расширяются непосредственно в газовой турбине и затем охлаждаются в регенераторе. Для примера в приведенной схеме указаны расчетные параметры рабочего тела в последовательности температура/давление/массовый расход для каждого элемента цикла. Такой цикл обеспечивает чрезвычайно высокий электрический КПД, превышающий 65 % даже в небольших установках мощностью несколько сотен кВт. Соотношение вырабатываемых мощностей: ТЭ – 79,8 %; МТГ – 20,2 %. Удельная мощность описанной комбинированной системы составляет 558 кДж/кг топливного газа.

Первой гибридной системой, получившей промышленное применение, была установка компании Siemens-Westinghouse мощностью 223 кВт, включающая SOFC собственного производства и МТГ производства компании Ingersoll Rand, которая установлена на Southern California Edison в 2000 г. (рис. 6.19). Мощность ТЭ составляла 176 кВт, а микротурбины 47 кВт. В табл. 6.4 приведены основные параметры этой установки.

Другая установка аналогичного типа на трубчатых твердооксидних ТЭ производства фирмы Siemens-Westinghouse имела электрическую мощность 300 кВт. Электрический КПД модуля SOFC составляет 46 %, а с учетом надстройки высокооборотным МТГ – 58 % при Кит более 95 %. При работе установки уровень шума на расстоянии 9 м от нее составляет 70 дБ, вредные выбросы NO_x – менее 0,01 г/(кВт·ч). Как видим, интеграция в схему энергоустановки на ТЭ высокооборотного МТГ, работающего под давлением до 0,4 МПа, позволила повысить электрический КПД энергоустановки на 12 % (по сравнению с КПД ТЭ).

Указанные системы Siemens-Westinghouse предназначены для выработки электроэнергии и горячей воды.

В НТЦУЭ (г. Киев) на основе данных Калифорнийского университета был проведен термодинамический анализ гибридной энергетической установки (рис. 6.20). Для расчета принимались: тепловые потери на модуле ТЭ – 4,0 %; электрические потери при инвертировании – 2,85 %; температура воздуха на входе в компрессор – 20 °С; температура природного газа на входе в модуль ТЭ – 20 °С; степень сжатия воздуха в компрессоре – 2,9; температура продуктов сгорания перед газовой турбиной – 840 °С; КПД газовой турбины – 87 %; КПД компрессора – 78 %; потери тепла на регенераторе – 6 %. В итоге проведенного расчета было установлено, что при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 4{,}4$ температура продуктов сгорания после газовой турбины состав-

ляла 662 °С, температура воздуха после компрессора – 152 °С, температура воздуха перед модулем ТЭ – 600 °С, температура продуктов сгорания после регенератора – 204 °С, электрический КПД гибридной установки – 57 %.

Таблица 6.4

Технические данные комбинированной установки компании Siemens-Westinghouse

Показатель	Величина
Ток на ТЭ, А	267
Напряжение на единичном ТЭ, В	0,61
Степень сжатия воздуха в компрессоре	2,9
Производительность воздушного компрессора, кг/с	0,59
Температура продуктов сгорания перед газовой турбиной, °С	840
Электрическая мощность модуля ТЭ, кВт	176
Электрическая мощность газовой турбины, кВт	47
Общая электрическая мощность, кВт	223
Электрический КПД, %	57

Воздух и топливо, подогретые в регенераторе, подаются в ТЭ SOFC. Оба потока контактируют с пористыми поверхностями катода и анода, разделенными твердым электролитом, рабочая температура которого 1000 °С. В реакции окисления на аноде (см. рис. 6.6) расходуется, в основном, водород, который образуется путем внутреннего парового риформинга и реакций замещения вода–газ с момента подачи природного газа и использования при высокой температуре теплоты, производимой ТЭ. Пар получается путем рециркуляции части выхлопных газов с анода, как показано на рис. 6.18. Трубчатая конструкция ТЭ снабжена анодной рециркуляцией, поддерживаемой эжектором с использованием свежего топлива в качестве основного потока, и непродолжительным этапом предварительного риформинга, обеспечивающим разделение высших углеводородов и снижение выбросов CO_2. Выхлопной воздух и поток топлива, частично потребляемые ТЭ, вступают в реакцию до полного окисления топлива с дополнительным сгоранием; высокотемпературные газы

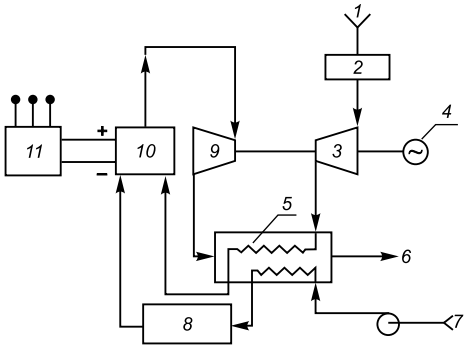


Рис. 6.20. Принципиальная схема гибридной когенерационной энергоустановки на твердооксидных топливных элементах:
1 – воздух; *2* – фильтр; *3* – воздушный компрессор; *4* – электрогенератор; *5* – регенератор; *6* – сброс отработавших газов; *7* – природный газ; *8* – система сероочистки; *9* – газовая турбина; *10* – ТЭ; *11* – инвертор.

предварительно нагревают входной поток воздуха до того, как он подается на внешние элементы гибридной системы. Типичные условия для работы высокотемпературных ТЭ представлены в табл. 6.5.

Таблица 6.5

Технологические регламенты работы ТЭ

Показатель	MCFC	SOFC
Потери давления в потоках воздуха/топлива, %	1/3	5/2
Потери теплоты, %	1	1
КПД каталитического сгорания, %	99,5	99,5
Потери давления при каталитическом сгорании, %	2	2
КПД преобразования постоянного тока в переменный, %	94	94
Коэффициент использования топлива, %	78,5	85
Коэффициент использования воздуха (по O_2), %	55,6	25
Коэффициент использования воздуха (по CO_2), %	76	–
Рабочая температура, °С	650	1000
Плотность электрического тока, (мА/см^2)	260	250
Напряжение, В	0,76	0,65
Отношение пар воды/углерод	1,5	1,8
Отношение кислород/углерод	1,5	1,8
Состав топлива (природный газ): CH_4 – 91 %, C_2H_6 – 3,7 %, C_3H_8 – 0,9 %, C_4H_{10} – 0,4 %, N_2 – 2,9 %, CO_2 – 1,1 %, соединения серы – 50 ppm		
Давление топлива, МПа	0,1013	0,1013
Низшая теплотворная способность, МДж/кг	46	46

На ближайшую перспективу рассматривается возможность выхода на рынок с трубчатой твердо-оксидной топливной системой типа SOFC-200 электрической мощностью 125 кВт и с КПД выработки электроэнергии 44–47 % на номинальном режиме. Установка будет атмосферного типа, топливом является природный газ. При этом в конструкции установки заложена возможность совместной выработки тепла (в виде пара или горячей воды) и электроэнергии.

Гибридные циклы, аналогичные приведенным выше, могут быть созданы и на основе ТЭ типа MCFC. При этом электрический КПД может составить 65 %. Отличия от гибридных циклов с ТЭ типа SOFC следующие: во-первых, требуется разработка специальных турбомашин, поскольку появляется необходимость работы с повышенными степенями расширения, большими, чем у обычных микротурбин; во-вторых, схема установки, в целом, оказывается более сложной в связи с необходимостью иметь рециркуляцию потоков, предназначенных для обогащения CO_2 входящего на катод газа, а также подачу пара для риформинга углеводородов.

Ведущие мировые производители топливных элементов с твердооксидным электролитом разрабатывают проекты создания крупных топливоэле-

ментных электростанций комбинированного цикла. Предполагается, что стоимость установленного кВт электрической мощности может достигнуть 400–800 USD, т. е. комбинированные установки могут стать конкурентоспособными с существующими технологиями электрогенерации. Так, например, электростанция гибридного цикла с электрическим КПД 65 %, разрабатывается в рамках программы FutureGen (США).

Технология получения водорода основана на переработке угля с получением сингез-газа (смеси водорода с CO), из которого одним из существующих способов (электрохимической конверсией, каталитической конверсией либо очисткой на палладиевых и платиновых мембранах) получают чистый водород, который затем направляется в топливный элемент.

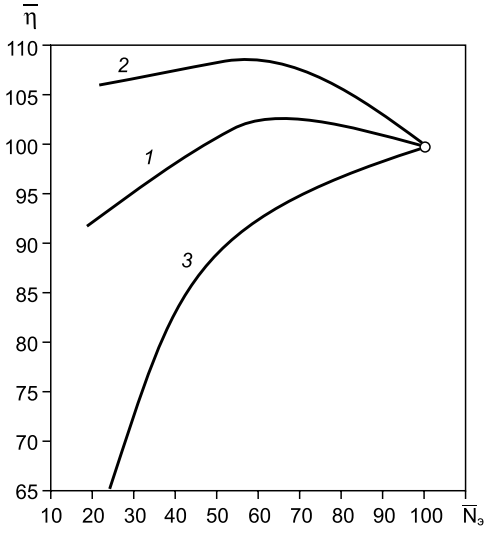


Рис. 6.21. Нагрузочные характеристики комбинированного цикла с топливными элементами SOFC (*1*) и независимо работающих ТЭ (*2*) и микротурбогенератора (*3*).

Важным преимуществом гибридных схем по сравнению с газотурбинными циклами является высокий КПД при частичных нагрузках. На рис. 6.21 показаны зависимости электрического КПД гибридной системы, а также отдельно работающих ТЭ и МТГ от величины нагрузки установки. Значения КПД являются расчетными и получены по соответствующим характеристикам элементов комбинированного цикла, приведенного на рис. 6.18.

Отметим, что повышение температуры наружного воздуха оказывает очень незначительное влияние на снижение электрического КПД гибридных циклов, благодаря преобладающему вкладу ТЭ в выходную мощность системы.

В результате объединения гибридного цикла (ТЭ типа SOFC и газовая микротурбина) с абсорбционным холодильником (АХ) и/или тепловым насосом (ТН) получается тригенерационная система, производящая тепло, холод и электричество.

3.3. Когенерационные модули и мини-системы на основе ТЭ. Пример практической реализации

В настоящее время имеется большое количество производителей топливных элементов, которые сконцентрировали свои усилия исключительно на разработке маломощных когенерационных систем (1–10 кВт) для индивидуального энергоснабжения небольших объектов. Большинство таких систем приспособлено для использования природного или сжиженного газа. Наиболее известным разработчиком таких систем является компания Plug Power,

которая в 2003 г. объединилась с компанией H-Power и работает в контакте с GE Power Systems в США, а также с компанией Valliant в Европе. Эта компания ежегодно продает в США порядка 100 когенерационных установок на базе топливных элементов электрической мощностью от 2,5 до 5,0 кВт и тепловой мощностью от 3 до 9 кВт.

Для оценки эффективности использования топливных элементов в качестве автономных источников энергоснабжения частных жилых домов и небольших офисов посредством мини-установок мощностью 3–5 кВт был реализован демонстрационный проект электроснабжения здания экологического центра в США. Рядом с техническим помещением экологического центра был установлен топливный элемент «SU-1» мощностью 5 кВт производства компании Plug Power Corporation, технические данные которого приведены в табл. 6.6. Этот топливный элемент относится к типу элементов с протонообменной мембраной (PEMFC). Для функционирования топливного элемента этого типа необходимо некоторое количество воды, которая подается от блока мембранной очистки (по технологии обратного осмоса). Топливный элемент установлен параллельно основной системе электроснабжения здания и работает при номинальной мощности 2,5 кВт; тепловая энергия не используется. Топливный элемент был снабжен счетчиком электроэнергии и газовым счетчиком, что позволяло оценить его эффективность.

При расчете энергоэффективности были использованы следующие данные: стоимость топливного элемента «SU-1» мощностью 5 кВт – 42 500 USD, природного газа – 204,8 USD за 1000 м^3; среднегодовые эксплуатационные затраты: на природный газ – 1502 USD, воды – 8,31 USD, итого – 1510,31 USD; среднегодовая производительность топливного элемента составляет 19 710 кВт·ч. Из расчетов следовало, что стоимость 1 кВт·ч произведенной электроэнергии составляла 7,66 цента/кВт·ч.

В январе 2002 г. компания Ebara-Ballard заявила о создании топливного элемента второго поколения мощностью 1 кВт. Электрический КПД этого топливного элемента был заявлен на уровне 34 %, а коэффициент использования тепла топлива (в режиме когенерации) на уровне 81 %.

Таблица 6.6

Характеристики топливного элемента «SU-1»

Показатели	**Величина**
Мощность эл., кВт	2,5; 4; 5
Вырабатываемое напряжение переменного тока (60 Гц), В	120/240
Топливо	Природный газ
Выбросы, ppm NO_x SO_x	 <5 <1
Уровень шума, дБА	<70
Габаритные размеры (Д×Ш×В), м	2,15×0,81×1,73
Диапазон рабочих температур, °С	–18…+40

Структурная схема подобной когенерационной мини-системы на ТЭ PEMFC приведена на рис. 6.22. Установка электрической мощностью 1 кВт и тепловой мощностью 2,5 кВт имеет размеры бытовой стиральной машины и подключается к стандартным сетям электрической энергии и горячего водоснабжения жилого коттеджа. Четыре такие установки проходят испытания в энергетической компании Fujisava (Япония). Энергетическая установка имеет электрический КПД 42 %, в когенерационном режиме Кит = 85 %.

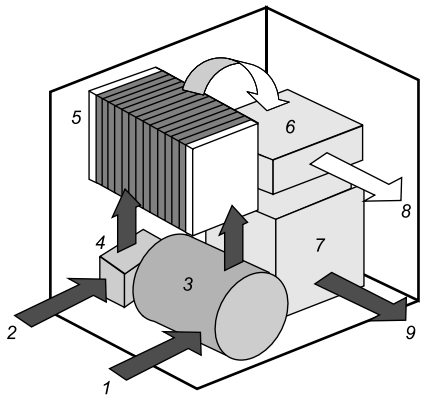


Рис. 6.22. Принципиальная схема когенерационной энергоустановки на ТЭ PEMFC [7]:
1 – природный газ; *2* – воздух; *3* – топливный процессор; *4* – продувка; *5* – батарея ТЭ; *6* – инвертор; *7* – рекуператор; *8* – электрическая энергия; *9* – горячая вода.

Фирма Plug Power & Vaillant разработала когенерационную мини-систему FCHA (Fuel Cell Heating Appliance) электрической мощностью 4,5 кВт и тепловой мощностью 35 кВт, способную работать параллельно с электрической сетью и полностью обеспечивающую потребности жилого дома в электрической и тепловой энергии. Она отличается от существующих тем, что система отопления работает под давлением; осуществляется электронный контроль за тепловыми показателями и расходами; имеется аккумулятор теплоты и концентрическая дымовая труба; установка размещается в подвальном помещении. Установка такого типа имеет электрический КПД 40 %, а Кит = 70 %.

Для комбинированного производства тепловой и электрической энергии фирма Sulzer-Hexis (Швейцария) разработала энергетические установки мощностью от 1 до 3 кВт для параллельной сетевой работы, выполненных по принципиальной схеме, приведенной на рис. 6.23. При испытаниях в условиях жилого сектора топливный элемент при мощности порядка 1 кВт (при работе на природном газе) показал электрический КПД 30 %, что является хорошим результатом для установок такой мощности. Для подготовки топлива применяется технология частичного каталитического окисления природного газа вместо парового риформинга, при которой

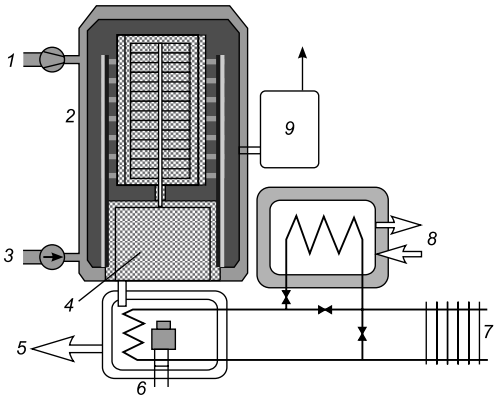


Рис. 6.23. Схема когенерационной установки на элементах SOFC мощностью 1–3 кВт фирмы Sulzer-Hexis:
1 – воздух; *2* – топливные элементы; *3* – топливо; *4* – подготовка топлива; *5* – уходящий газ; *6* – теплообменник; *7* – отопление; *8* – горячая вода; *9* – инвертор.

не возникает потребность в очень чистой воде. Компания Sulzer-Hexis использует в своих разработках частично стабилизированный электролит, состоящий из окиси иттрия (Y_2O) и двуокиси циркония (ZrO_2), и экранного типа аноды и катоды. Планируется выпуск до 10 тыс. шт. в год таких топливных элементов бытового назначения под названием «Галилео».

С середины 90-х гг. работают заводы малосерийного производства когенерационных энергетических установок на базе ТЭ с твердополимерным, фосфорнокислотным, расплавленным карбонатным и твердооксидным электролитами электрической мощностью 200–300 кВт, которые по своим геометрическим размерам совместимы с автомобильными платформами трейлеров.

Компания Ballard Power Systems (BPS, Канада) разработала в 2000 г. когенерационную энергоустановку мощностью 250 кВт, в основе которой была заложена технология протонно-обменного топливного элемента. Структура установки и схема внутренних коммуникаций приведена на рис. 6.24. Электрический КПД установки 40 %, Кит = 75 %.

С использованием топливных элементов этой компании в г. Мусашино (Япония) была создана теплофикационная энергоустановка электрической мощностью 250 кВт, предназначенная для работы в сочетании с абсорбционным холодильным агрегатом.

Консорциум, в который вошли энергокомпании Нидерландов и Дании и корпорация Siemens-Westinghouse Power, объявил об успешном завершении двухлетних испытаний теплофикационной энергоустановки с высокотемпературными твердооксидными топливными элементами. В этой установке мощностью 100 кВт, изготовленной фирмой Siemens-Westinghouse, после наработки 16 612 ч не наблюдалось ухудшения показателей работы оборудования. В настоящее время ТЭ трубчатой конструкции корпорации Siemens-Westinghouse нашли наибольшее распространение и используются в энергетических установках электрической мощностью от 40 до 250 кВт. Корпорация Simens-Westinghause выпускает на рынок когенерационную установку марки CHP 250 на базе ТЭ мощностью 250 кВт. Стоимость проекта 7,3 млн USD.

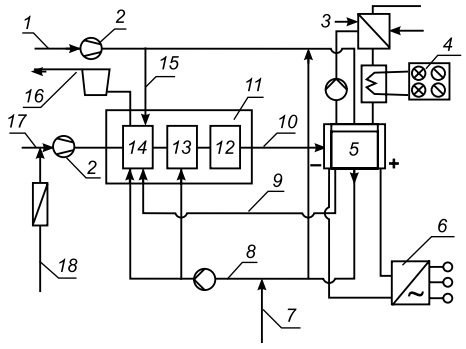


Рис. 6.24. Принципиальная схема когенерационной энергетической установки с твердополимерным электролитом фирмы Ballard Power Systems [8]:
1 – подача воздуха; *2* – турбокомпрессор; *3* – теплопункт теплосети (230 $кВт_т$); *4* – воздухоохладитель; *5* – батарея ТЭ; *6* – инвертор; *7* – подача добавочной воды; *8* – возврат воды с продуктами реакции; *9* – возврат анодного или катодного газа; *10* – подача топливного газа (H_2+CO_2); *11* – система подготовки топлива; *12* – конвертор CO; *13* – реактор водяного сдвига; *14* – риформер; *15* – подача воздуха для запуска; *16* – сброс отработавших газов; *17* – подача природного газа; *18* – подача водорода из электролизера.

New York Power Authority (муниципальная энергокомпания в штате Нью-Йорк) установила топливный элемент мощностью 200 кВт, работающий на газе, выделяемом системой переработки канализационных сто-

ков. Эта установка уменьшает ежегодные выбросы парниковых газов в атмосферу на 26 т благодаря отказу от сжигания соответствующего количества ископаемого топлива и сжиганию газа, образующегося в канализационной системе, вместо его выброса в атмосферу. Первый национальный банк штата Омаха установил четыре такие установки в своем центре обработки кредитных карт для энергоснабжения компьютерного сервера.

Рис. 6.25. Общий вид когенерационной установки компании Fuel Cell Energy мощностью 250 кВт.

Компания Fuel Cell Energy совместно с компанией MTU поставила энергоустановку на топливных элементах мощностью 250 кВт японскому пивоваренному заводу компании Kirin, которая работает в режиме когенерации. Общий вид энергетической установки показан на рис. 6.25. Установка поставляет электричество и технологический пар заводу, используя для топливного элемента биогаз, который вырабатывается из отходов данного предприятия. Несколько аналогичных энергоустановок было поставлено в Германию в 2003 г.

В России разработкой энергоустановок для совместного производства электрической энергии и тепла на топливных элементах с фосфорно-кислотным электролитом занимается НПО «Энергия» им. С. Королева. Разрабатываются установки мощностью от нескольких киловатт до нескольких МВт.

Топливные элементы типа PAFC были первыми коммерческими топливными элементами, использование которых стало оправданным с экономической точки зрения. Компания Fuji Electric начала исследования топливных элементов типа PAFC в 1973 году. В 1987 году в сотрудничестве с тремя крупнейшими японскими газоснабжающими компаниями началась разработка топливного элемента, предназначенного для установки непосредственно на обслуживаемом объекте в качестве автономного источника тепло-, энергоснабжения. После тщательных испытаний прототипов в 1997 году на рынке появилась

Рис. 6.26. Установка FP-100 мощностью 100 кВт компании Fuji Electric.

модель топливного элемента FP-100 мощностью 100 кВт (рис. 6.26). Это была одна из первых моделей топливных элементов такой мощности, предназначенных для коммерческого использования.

Технические данные установки приведены в табл. 6.7. В данной модели топливного элемента вырабатывается два вида тепловой энергии: высокотемпературная в виде горячей воды с температурой 90 °С и низкотемпературная в виде горячей воды с температурой 50 °С. Низкотемпературная вода, вырабатываемая топливным элементом, используется для предварительного подогрева воды, подаваемой в водонагреватель, а высокотемпературная вода используется в качестве источника тепловой энергии для отопления, кондиционирования воздуха и горячего водоснабжения. Габариты установки по высоте позволяют размещать ее внутри здания.

Таблица 6.7

Технические данные ТЭ фирм Fuji Electric и ONSI

Показатели	**FP-100**	**PC25C**
Мощность электрическая, кВт	100	200
Напряжение переменного тока, В/Гц	210/60, три фазы	480 и 227/60, три фазы или 400 и 230/50, три фазы
КПД эл., %	40	–
Мощность тепловая, кВт	48 кВт при температуре 85–90 °С 76 кВт при температуре 40–50 °С	264 кВт при температуре 60 °С, 132 кВт при температуре 90 °С, 132 кВт при температуре 120 °С
Коэффициент использования топлива (макс.), %	89	–
Потребляемое топливо	Природный газ – 22 $м^3$/ч	Природный газ – 57,4 $м^3$/ч, газ из метатенка – 90 $м^3$/ч при CH_4 – 60 %
Выбросы, ppm	$NO_x < 5$	$NO_x < 1$, $CO < 2$
Уровень шума, дБА	65	60
Габаритные размеры, м	3,80×2,23×2,76	3×3×5,5
Масса, т	12	18,1

Топливный элемент FP-100 отличается относительно низкой стоимостью и высокой надежностью. Надежность топливного элемента была увеличена путем оптимизации структуры отдельных топливных ячеек, повышения коррозионной стойкости охлаждающих труб, улучшения технологии сохранения электролита (до 40 тысяч часов работы без какого-либо добавления ортофосфорной кислоты). Для снижения стоимости был оптимизирован размер отдельных ячеек и упрощены детали каркаса. Для упрощения и снижения массы системы теплообменник предварительного подогрева природного газа был интегрирован в состав риформера. Была оптимизирована система нейтра-

лизации серосодержащих соединений и угарного газа. В результате конструктивных доработок в коммерческом образце топливного элемента по сравнению с прототипом число теплообменников было уменьшено в два раза. Для уменьшения эксплуатационных затрат была оптимизирована система водоочистки на основе ионообменных смол.

Использование ТЭ FP-100 для энергоснабжения гостиницы позволило снизить затраты на тепло- и электроснабжение примерно на 40 %. Однако капитальные затраты и расходы на техническое обслуживание в два–три раза выше, чем при использовании традиционных схем энергоснабжения. В настоящее время компания Fuji Electric разработала второе поколение топливных элементов типа PAFC. Их стоимость ниже примерно на треть по сравнению с элементами первого поколения.

Наиболее распространенной моделью стал топливный элемент PC25 производства «ONSI Corporation» (сейчас «United Technologies, Inc.»). Технические характеристики этих ТЭ были рассмотрены выше (рис. 6.14). Фирма ONSI (США) поставляет на рынок коммерческие блоки PC25A, PC25C электрической и тепловой мощностью, соответственно, 200 кВт (КПД – 40 %) и 220 кВт (КПД – 45 %), при полной стоимости блока от проектирования до установки у потребителя 700–800 тыс. USD (PC25C – 630 тыс. USD). Уже установлено около 150 таких энергоустановок. В 2000 г. на узле связи в г. Анкоридже (шт. Аляска, США) была введена мини-ТЭЦ с пятью модулями PC25 фосфорнокислотных топливных элементов электрической мощностью по 200 кВт. Каждый модуль может отпускать по 950 МДж/ч тепла. Габариты модуля составляют 3×3×5,5 м, масса – 771 кг, уровень шума на расстоянии 9 м – 60 дБА, удельные капитальные затраты на создание ТЭЦ – примерно 4500 USD/кВт. Общий вид энергетического модуля типа PC25 показан на рис. 6.27.

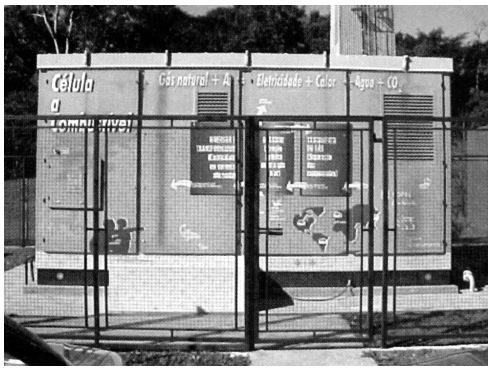


Рис. 6.27. Общий вид энергетического модуля PC25, установленного в административном центре Copel (Бразилия).

Практическая реализация когенерационной мини-системы на базе ТЭ для энергоснабжения зданий (на примере использования модуля PC25C)

Рассматривается энергоснабжение госпиталя военной базы в США, где в 1997 г. был установлен топливный элемент PC25C с фосфорнокислотным электролитом (PAFC) производства фирмы ONSI. Технические характеристики этого элемента приведены в табл. 6.7. Площадь больницы составляет 31 680 м^2. Больница функционирует круглосуточно, однако пиковая нагрузка на систему энергоснабжения приходится на будние дни, с 7:30 до 16:30. Электроснабжение госпитального комплекса осуществляется от городской высоковольтной электросети (напряжение 4,16 кВ, подключается через трансформаторную

подстанцию). Внутри комплекса используются две электросети – 480 и 120 В. Резервный источник энергоснабжения – два дизель генератора мощностью по 500 кВт. Источник теплоснабжения – теплоцентраль. Наиболее крупные здания госпитального комплекса – больницы и амбулатории – различаются составом инженерного оборудования. Сопряжение с этим оборудованием топливных элементов представляло собой достаточно сложную инженерную задачу.

В здании больницы есть три основные системы – потребители тепловой энергии: система горячего водоснабжения, система отопления и автоклавы для стерилизации медицинских инструментов (технологические нужды) (рис. 6.28). Наиболее эффективным является использование тепла топливных элементов в системе горячего водоснабжения (ГВС) здания. В системе для приготовления горячей воды используются три водонагревателя: два из них подогревают воду до температуры 60 °С, а один – до температуры 82 °С. Расчетная температура отопительного периода – 0 °С, температура периода охлаждения – 34 °С. Температура подаваемой воды – от 49 до 82 °С, температура обратной воды – от 43 до 77 °С в зависимости от температуры наружного воздуха. Топливный элемент смонтирован на открытом воздухе.

Электрическая энергия, вырабатываемая в топливном элементе, подается в больничную электросеть при напряжении 480 В через панель управления, расположенную в техническом помещении. Выходная мощность топливного элемента составляет 200 кВт. По расчетам этого достаточно для нормального функционирования здания больницы, однако в случае превышения максимальной нагрузки (пиковая нагрузка составляет 1,2 МВт), или в случае аварийной ситуации, здание больницы может быть подключено к основной системе электроснабжения базы посредством трансформатора.

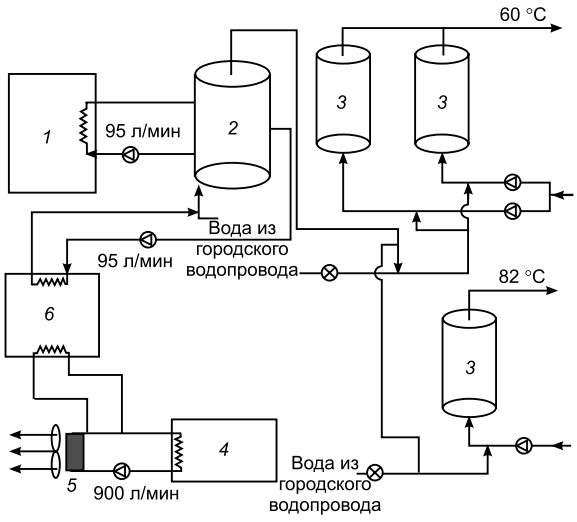


Рис. 6.28. Технологическая схема системы теплоснабжения здания больницы на основе топливного элемента PC25C:
1 – топливный элемент; *2* – бак-аккумулятор; *3* – водонагреватель; *4* – пароводяной теплообменник; *5* – блок кондиционера; *6* – теплообменник.

Горячая вода с температурой 60 °С подается в палаты и туалеты, а с температурой 82 °С – на кухню. Суточная потребность в горячей воде палат оценивается в 70 л/сут. на одно койкоместо. В среднем, ежедневно в больнице находятся 45 пациентов, и расчетная нагрузка на систему горячего водоснабжения палат и туалетов составляет около 5,9 кВт. Суточная потребность в горячей воде кухни оценивается в 9 л на приго-

товление одной порции пищи, а в сутки готовится около 600 порций. Расчетная нагрузка на систему горячего водоснабжения кухни составляет 13,2 кВт. Таким образом, общая тепловая нагрузка относительно невелика, однако экономический эффект от использования топливного элемента достаточно высок в связи с высокой стоимостью выработки пара в теплоцентрали. Топливный элемент вырабатывает воду с температурой 60 °С, поэтому перед подачей воды на кухню ее дополнительно подогревают до температуры 82 °С. Топливный элемент полностью покрывает нагрузку на систему горячего водоснабжения палат и туалетов, и на 80 % – нагрузку на систему горячего водоснабжения кухни. Среднесуточная доля тепла, выработанного топливным элементом, в общем потреблении составляет 56 %.

Поскольку выработка электрической и тепловой энергии в топливном элементе происходит непрерывно, а потребление горячей воды на бытовые нужды носит переменный характер, в системе горячего водоснабжения предусмотрен бак-аккумулятор емкостью 5670 л. Для циркуляции воды между баком-аккумулятором и топливным элементом используется циркуляционный насос производительностью 95 л/мин, который должен работать все время, пока топливный элемент используется. Из бака-аккумулятора подогретая вода подается в водонагреватели, а оттуда раздается в палаты, туалеты и кухню. Возможна подача воды из городского водопровода непосредственно в водонагреватели в случае, когда топливный элемент не функционирует.

Госпитальный комплекс приобретает электрическую энергию по фиксированной цене 6,874 цента за 1 кВт·ч, а тепловую по 4,487 цента за 1 кВт·ч. Стоимость природного газа, используемого в топливном элементе, за год составляет 62 038 USD. Стоимость энергии, выработанной топливным элементом, составляет около 152 тыс. USD в год (107 тыс. USD – стоимость электрической энергии и 45 тыс. USD – стоимость тепловой энергии). Таким образом, без учета стоимости амортизации оборудования годовая экономия энергии в стоимостном выражении составляет 90 тыс. USD. При 100 % использовании тепловой энергии, вырабатываемой в топливном элементе, эта цифра может составить 126 тыс. USD в год.

В период с 18 марта 1997 года по 30 апреля 2002 года топливный элемент проработал 35 115 часов, и при этом произвел 6441 МВт·ч электрической энергии. За это время израсходовано 924 тыс. $м^3$ природного газа. Средняя производительность топливного элемента (по мощности) составила 183,4 кВт.

Литература

1. Городнянский В. В. Топливные элементы. – Харьков: Издательство ООО «Веста», 2007. – 304 с.
2. Нова схема стенду для випробування твердооксидних паливних елементів / О. Дудник, Ю. Корчевий, О. Майстренко, С. Оніщенко // Вісник Державного університету «Львівська політехніка». Теплоенергетика, інженерія, довкілля, автоматизація. – 2002. – № 452. – С. 253–257.
3. Незалежні когенераційні енергетичні установки з паливними елементами / Дудник О. М., Корчевой Ю. П., Мухопад Г. В. та ін. // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2002, № 3. – С. 23–28.

4. Macdermot D. Stationary Fuel Cells – the cost challenge // Cogeneration & on-site power production. – 2002, march–april (N 2). – P. 49–53.
5. Hoogers G. Fuel cells for cogeneration // Cogeneration & on-site power production. – 2003, july–august (N 4). – P. 80–85.
6. Green Sian. Fuel Cells an assurecs solution // Power Engineering International. – 2001. Vol. 9, N 1. – P. 25, 26.
7. Дудник А. Н. Установки на топливных элементах для производства электро-энергии и тепла // Энергетическая политика Украины. – 2004. – № 2. – С. 84–89.
8. Ebara Ballard is at home in Japan // Modern Power Systems. – 2000. – Oct. – P. 43.

Глава 7

КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Когенерационные схемы на базе паровых турбин с целью полезного использования сбросной теплоты паротурбинного цикла разрабатываются на протяжении длительного времени. Наиболее простой схемой является прямое использование теплоты пара, отводимого из турбины, для производственных целей (технологический пар), а также для отопления зданий и горячего водоснабжения. Генерируемая электрическая мощность рассматриваемой когенерационной установки полностью определяется ее тепловой нагрузкой, т. к. по условиям обеспечения стабильности температуры теплоносителя регулирование тепловой мощности можно производить только за счет изменения расхода пара через турбину. Поэтому электрическая мощность установки полностью определяется ее тепловой нагрузкой, а ее изменение во времени определяется графиком потребления теплоты. Когенерационная установка с противодавленческой турбиной не может самостоятельно обеспечить потребителей электроэнергией в соответствии с графиком ее потребления, не совпадающим, как правило, с графиком потребления теплоты. В этом случае рекомендуется ее работа в электросети параллельно с дополнительной конденсационной турбиной.

Одной из разновидностей такой схемы является когенерационная установка на базе применения теплофикационной турбины, представляющей собой конденсационную турбину, в которой из одной или нескольких (как правило, – из двух) ступеней отбирается пар требуемых параметров для отопления (регулируемые отборы). В турбинах с теплофикационным отбором пара электрическая мощность может изменяться в широких пределах независимо от тепловой нагрузки установки, поэтому такие когенерационные схемы нашли повсеместное применение на теплоэлектроцентралях (ТЭЦ). К концу прошлого века в силу экономических причин [1] наметились четкие тенденции на строительство небольших когенерационных станций (децентрализация теплоснабжения).

1. ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА ПРИ РЕКОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ КОТЕЛЬНЫХ ПО КОГЕНЕРАЦИОННОЙ ТЕХНОЛОГИИ

1.1. Общие сведения о возможности реконструкции котельных в малые ТЭЦ

Комбинированную выработку электрической и тепловой энергии с применением ПТ, получившую особо широкое распространение в Советском Союзе в начале 30-х гг. прошлого века для централизованного отопления зданий, принято называть теплофикацией, а энергетические комплексы, поставляющие два

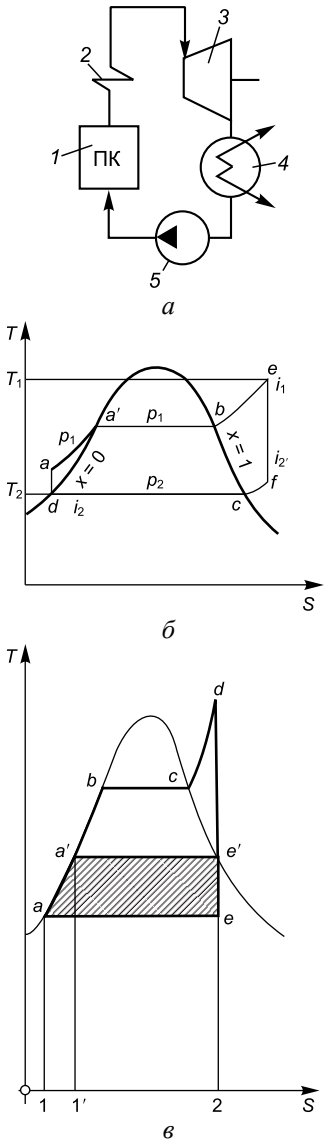


Рис. 7.1. Схема паротурбинной установки (*а*) и *T,S*-диаграммы цикла Ренкина для противодавленческой (*б*) и теплофикационной (*в*) паровых турбин.

этих вида энергии – теплоэлектроцентралями (ТЭЦ). Согласно принятой в данной книге терминологии, теплофикация является одной из разновидностей когенерационных систем с тепловыми двигателями, реализующих паротурбинный термодинамический цикл Ренкина, который с принципиальной схемой установки показан на рис. 7.1. В паровом котле *1* за счет теплоты сгорающего в топке топлива происходит процесс парообразования; пар необходимых параметров получается в пароперегревателе *2*, после чего он поступает в паровую турбину *3*, где происходит преобразование теплоты в работу. Отработанный пар направляется в конденсатор *4* (холодильник), в котором отдавая часть теплоты охлаждающей воде он конденсируется. Полученный конденсат насосом *5* подается обратно в котел.

Процессы подогрева и испарения воды (процесс *a-b* рис. 7.1, *б*), а также процесс перегрева пара до температуры T_1 (процесс *b-e*), происходят в паровом котле при постоянном давлении p_1. В турбину пар поступает с параметрами p_1, T_1, i_1, где происходит его адиабатное расширение до давления p_2 (процесс *e-f*). После расширения температура пара равна $T_{2'}$, а энтальпия отработавшего пара $i_{2'}$. С этими параметрами пар поступает в теплообменник (или конденсатор), где он вначале охлаждается до температуры насыщения T_2 при постоянном давлении p_2 (процесс *f-c*), а затем конденсируется при постоянной температуре T_2 (процесс *c-d*). Конденсат с энтальпией i_2 после адиабатного сжатия от давления p_2 до давления p_1 в питательном насосе (процесс *d-a*) поступает в котел.

Если пренебречь работой, которая затрачена на питательный насос, $l_{\text{нас}}$ = площади *daa′*, т. е. считать, что изобары жидкостей совпадают с левой ветвью линии насыщения, то работа, получаемая от паровой турбины $l_m = i_1 - i_{2'}$. Теплота, эквивалентная этой работе, изображается площадью *da′befcd*. Термический КПД цикле Ренкина

$$\eta_t = \frac{l_m}{q_1} = \frac{i_1 - i_{2'}}{i_1 - i_2}, \qquad (14.2)$$

где $i_1 - i_2$ – подведенная в котле к рабочему телу теплота q_1.

Из *T,S*-диаграммы следует, что увеличение начального давления пара при неизменных значениях T_1 и T_2 приводит к повышению температуры насыщения. Следовательно, средняя температура подвода теплоты, а значит и КПД цикла возрастает. Аналогичный результат достигается и путем увеличения температуры перегрева пара при других неизменных параметрах. Такой же эффект оказывает снижение конечного давления пара p_2. Для уменьшения p_2 на выходе пара из турбины создают разрежение (4–10 кПа) с помощью конденсатора. В этом случае ПТУ вырабатывает только электроэнергию и такие турбины называются конденсационными (тип К). Если же пар за турбиной охлаждается в теплообменнике тепловых сетей или в технологических процессах предприятия, система является когенерационной. В последнем случае применяются теплофикационные турбины (тип Т) с промежуточными отборами пара или турбины с противодавлением (тип Р) чаще всего в установках небольшой мощности (до 10–15 МВт), которые и рассматриваются ниже.

В когенерационных установках с паровыми турбинами величина противодавления целиком определяется уровнем температуры, требуемым потребителем тепла. Если сопоставить в *T,S*-диаграмме (рис. 7.1, *в*) тепловые процессы конденсационной турбины и турбины с противодавлением, то работа 1 кг пара в турбине с противодавлением окажется меньшей, чем в конденсационной турбине, как видно из сравнения площадей *a'bcde'a'* и *abcdea.* Однако в конденсационной установке тепло отработавшего пара, изображаемое площадкой 1*ae*21*,* теряется непроизводительно, а в установке, обслуживающей тепловых потребителей, тепло отработавшего пара, изображаемое площадкой 1′*a′e′*21′*,* целиком используется. Вместо того, чтобы расходовать топливо на конденсационной электрической станции, теряющей до 70 % тепла топлива в охлаждающей воде, и параллельно сжигать топливо для обслуживания тепловых потребителей, можно при выработке электрической энергии на базе теплового потребления полезно использовать все тепло, затраченное на 1 кг свежего пара, т. е. всю площадку 1′*a′bcde′*21′. При этом тепло, эквивалентное площадке *a'bcde'a',* расходуется на выработку электрической энергии, а тепло, изображенное площадкой 1′*a'e'*21′ используется тепловыми потребителями.

В большинстве случаев электрической энергии, выработанной на базе теплового потребления, не хватает для удовлетворения всей потребности, поэтому наряду с установками, отработавший пар которых используется потребителями тепла, приходится использовать установки конденсационного типа. Чем большее количество электрической энергии вырабатывается на базе теплового потребления, тем меньше необходимая мощность конденсационных установок и тем меньше в конечном итоге количество тепла, непроизводительно отдаваемого охлаждающей воде.

Оценка совершенства работы противодавленческой паротурбинной установки (ППТ) по абсолютному КПД теряет смысл, поскольку все тепло подводимого пара используется полностью. Если имеется не один, а несколько тепловых потребителей, требующих тепло при различных тепловых уровнях, то требовалось бы несколько турбин, отдающих пар при различных противодавлениях. Для этой цели разработаны многоступенчатые ППТ с одним или несколькими отборами пара на производство из разных промежуточных

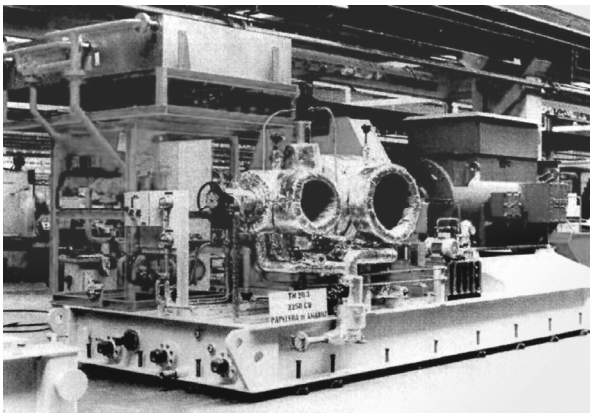


Рис. 7.2. Общий вид модульного паротурбогенератора с противодавлением мощностью 2,2 МВт.

ступеней турбины. Помимо внешних потребителей тепла отработавшего пара, некоторое количество этого тепла может быть использовано на самой когенерационной станции для подогрева питательной воды паровых котлов.

Инновационная сторона таких когенерационных систем заключается в возможности применения современных разработок в области малых модульных турбин с противодавлением, которые интенсивно разрабатываются известными фирмами Siemens, Alstom, Турбокон и др. Эти компактные агрегаты имеют мощность от 150 кВт до 1,5 МВт и не требуют для своего размещения специального машзала. Общий вид одной из моделей ППТ модульного типа показан на рис. 7.2.

Имеется много примеров установки малых конденсационных турбин с одним или двумя отборами пара, при этом в качестве дополнительного и довольно громоздкого оборудования требуется водоохлаждаемый конденсатор выхлопного пара. В последние десятилетия широкое распространение получили т.н. сухие градирни Геллера, в частности в парогазовых установках средней мощности. В этих градирнях циркулирующая в конденсаторе вода проходит через систему последовательно включенных воздухоохлаждаемых теплообменников; более подробное описание содержится в разделе 4 данной главы. В этой связи значительно упрощается реконструкция действующих паровых котелен в мини-ТЭЦ (МТЭЦ), позволяющие вырабатывать электроэнергию либо для собственных нужд, либо для передачи во внешнюю электросеть. Следует подчеркнуть, что в отличие от структуры изложения материала в других главах настоящего Пособия, ориентированных в основном на реализацию тех или иных когенерационных систем при новом строительстве МТЭЦ, приводимые и анализируемые ниже сведения о системах когенерации с модульными ППТ относятся к тематике реконструкции уже действующих отопительных или промышленных паровых котельных, имеющих определенный избыточный потенциал генерируемого пара для производства электроэнергии.

Оценки имеющихся данных о параметрах таких котельных показывают, что вследствие технической политики прежних лет в области энергетики, такой потенциал имеют практически все средние и крупные котельные предприятий и систем централизованного теплоснабжения, поэтому в целом по стране мощность паротурбинных надстроек может достигнуть 1 ГВт. Конструктивные особенности и технические данные турбин с противодавлением приводятся после рассмотрения возможных тепловых схем интегрирования ППТ в структуру действующих котельных.

Каждое промышленное предприятие, имеющее собственную котельную, начальные параметры пара которой выше параметров потребления пара в производственных процессах, и редуцирующее пар для нужд технологии и отопления, является потенциальным производителям электроэнергии. Например, котельная Крымского содового завода паропроизводительностью 600 т/ч, редуцирует пар с 4 МПа до 0,8 МПа; котельная Ровенского ЗАУ – 200 т/ч, редуцирует с 4 МПа до 0,4 МПа; котельная Обуховского промузла – 450 т/ч, редуцирует с 4 МПа до 0,8 МПа и целый ряд других более мелких котельных.

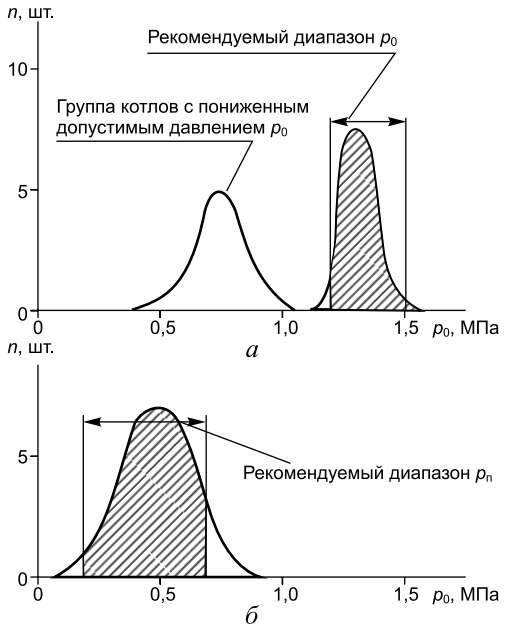


Рис. 7.3. Гистограмма распределения параметров пара промышленных котельных:
а – начальное давление; *б* – противодавление.

В качестве примера комплексного подхода (технологического и конструкторского) к созданию МТЭЦ на базе существующих котельных можно привести обследование 72 котельных НК «ЮКОС», которые обеспечивают технологические нужды, отопление и горячее водоснабжение предприятий. Результаты обследования показывают большой разброс параметров вырабатываемого пара (давление 1,0–1,6 МПа, температура 250 °С – t_s) и параметров потребляемого пара (давление 0,2–0,8 МПа, температура 70–150 °С). Гистограмма распределения параметров пара (вырабатываемого и потребляемого) представлена на рис. 7.3. Из этой гистограммы следует, что для охвата 80–95 % котельных необходимо, чтобы конструктивное исполнение турбогенераторов обеспечивало возможность получения номинальной мощности при начальных давлениях 1,2–1,5 МПа и противодавлениях 0,2–0,7 МПа.

То обстоятельство, что мощность, развиваемая турбиной с противодавлением, целиком определяется нагрузкой теплового потребителя, часто не позволяет достаточно эффективно использовать установленную мощность турбогенератора, а это в свою очередь ограничивает область применения турбин с противодавлением. В самом деле, допустим, что турбина с противодавлением должна обслуживать отопительное тепловое потребление. В этом случае значительная нагрузка турбины достигается лишь в холодные зимние месяцы, при большом расходе тепла на отопление. В летнее время, когда отопления не требуется, турбина может оказаться совсем без нагрузки, и тогда не только сама турбина, но и связанное с ней электрическое оборудование не используются. Поэтому турбину с противодавлением целесообразно ставить при наличии таких тепловых потребителей, нагрузка которых не прерывается в течение суток и держится на достаточно высоком уровне круглый год.

При выборе конструкции турбины с противодавлением решающее значение имеют объемный пропуск пара, на который должна быть рассчитана турбина, а также проектный график нагрузки, по которому турбина будет работать.

1.2. Сопоставление топливной экономичности паровой котельной в базовом варианте и с паротурбинной надстройкой

Характерной особенностью ППТ является значительно худшие, чем у теплофикационных турбин, регулировочные характеристики по электрической нагрузке, хотя они и использовались для энергоснабжения отдельных промышленных предприятий. Схема превращения парового котла отопительной котельной, либо котла, генерирующего технологический пар, в когенерационную установку при помощи ППТ, показана на рис. 7.4.

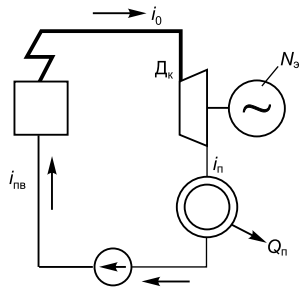


Рис. 7.4. Схема когенерационной установки с паровой противодавленческой турбиной (базовый продукт – теплота).

Свежий пар с параметрами p_0, t_0 из котла направляется в турбину, где расширяется до давления $p_п$ при температуре $t_п$. В отопительных системах отработавший в турбине пар поступает в сетевые подогреватели (бойлеры), откуда подогретая до требуемой температуры вода подается в отопительную систему, либо на горячее водоснабжение. В случае промышленных когенерационных установок бойлеры могут отсутствовать. В любом случае давление пара за турбиной задается таким, чтобы обеспечить требуемую температуру теплоносителя. В когенерационных установках, создаваемых на базе отопительных или промышленных паровых котлов, основным (базовым) продуктом является тепловая энергия, поэтому в результате модернизации тепловая мощность, температура теплоносителя, его расход должны быть сохранены неизменными. Произведенная электроэнергия в данном случае является вспомогательным продуктом, призванным обеспечить повышение эффективности использования топлива в процессе генерирования теплоты. График производства электроэнергии является производным (зависимым) от теплового графика – чем он равномернее во времени, тем выше эффективность когенерационной установки в целом. Коэффициент полезного использования теплоты топлива когенерационной установки с ППТ определяется как

$$\text{Кит} = \frac{N_э + N_с}{N^п_{топ}}, \tag{7.2}$$

где $N_э$ – электроэнергия, генерируемая противодавленческой турбиной; $N_с$ – теплота, отдаваемая когенерационной установкой в теплосеть; $N^п_{топ}$ – энергия сжигаемого в установке топлива.

Теплота, расходуемая на выработку рабочего тела – пара для ППТ в котле с КПД $\eta_к$,

$$N^{пт} = \eta_к N^п_{топ}. \tag{7.3}$$

Электрическая мощность когенерационной установки

$$N_э = \eta_e N^{пт} = \eta_e \eta_к N^{п}_{топ}, \tag{7.4}$$

где η_e – эффективный КПД турбины (с учетом КПД электрогенератора).

Тепловая мощность установки

$$N_с = N^{пт}(1-\eta_e) = (1-\eta_e)\eta_к N^{п}_{топ}. \tag{7.5}$$

Мощность установки и расход топлива для нее определяется из условия равенства теплоты, генерируемой установкой и генерируемой отдельным (базовым) паровым котлом при одинаковом КПД котлов. Теплота, генерируемая базовым котлом,

$$N_т = \eta_к N^{к}_{топ}, \tag{7.6}$$

где $N^{к}_{топ}$ – тепловая мощность топлива, сжигаемого в базовом котле.

Равенство $N_с = N_т$ выполняется при условии

$$N^{п}_{топ} = \frac{N^{к}_{топ}}{1-\eta_e}. \tag{7.7}$$

Следовательно,

$$N_э = \frac{\eta_e}{1-\eta_e}\eta_к N^{к}_{топ}, \tag{7.8}$$

а

$$N_с = \eta_к N^{к}_{топ}. \tag{7.9}$$

С учетом (7.7), (7.8), (7.9) из (7.2) следует

$$Кит = \eta_к. \tag{7.10}$$

Таким образом, в рассматриваемой когенерационной установке вся энергия (и тепловая, и электрическая) вырабатывается с эффективностью, равной КПД используемого парового котла, хотя топлива при этом согласно равенству (7.7) используется больше, чем в базовом котле. Экономия топлива получается в сравнении с раздельной выработкой тех же количеств тепловой и электрической энергии. Для оценки выигрыша в топливе сравним затраты теплоты на производство тепловой и электрической энергии при раздельном (рис. 7.5) и комбинированном способе их генерирования (рис. 7.4).

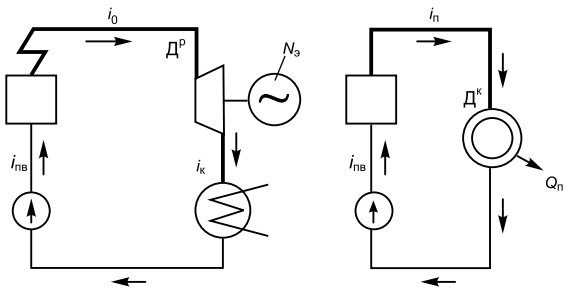


Рис. 7.5. Принципиальные схемы раздельной выработки тепловой и электрической энергии (базовый продукт – теплота).

Считаем, что теплосодержание свежего пара, подава-

емого в турбины в когенерационной и раздельной схемах – одинаково. Одинаковы также температуры питательной воды (а, следовательно, и ее теплосодержание), поступающей в котлы из конденсатора турбины и от потребителей теплоты. Равенство теплоты, передаваемой потребителям в когенерационной и раздельной схемах, обеспечивается равенством теплосодержания теплоносителя на выходе из ППТ и отдельного котла, а также его расходов.

Расход теплоты при раздельной выработке тепловой и электрической энергии равен

$$Q^{\text{р}} = Q_{\text{п}} + Q_{\text{пту}} = Д^{\text{к}}(i_{\text{п}} - i_{\text{пв}}) + Д^{\text{р}}(i_{\text{о}} - i_{\text{пв}}).$$

Из условия равенства мощностей турбины в когенерационной и раздельной схемах следует, что $Д^{\text{р}} = Д^{\text{к}} \dfrac{i_{\text{о}} - i_{\text{п}}}{i_{\text{о}} - i_{\text{к}}}$.

Поэтому,

$$Q^{\text{р}} = Д^{\text{к}}\left[(i_{\text{п}} - i_{\text{пв}}) + \frac{i_{\text{о}} - i_{\text{п}}}{i_{\text{о}} - i_{\text{к}}}(i_{\text{о}} - i_{\text{пв}})\right]. \qquad (7.11)$$

Расход теплоты в когенерационной установке равен

$$Q^{\text{к}} = Д^{\text{к}}(i_{\text{п}} - i_{\text{пв}}). \qquad (7.12)$$

Снижение расхода теплоты при переходе от раздельной схемы генерирования энергии к когенерационной равно

$$\Delta Q = Q^{\text{р}} - Q^{\text{к}}. \qquad (7.13)$$

С учетом соотношений

$$Q_{\text{п}} = Д^{\text{к}}(i_{\text{п}} - i_{\text{пв}}) \text{ и } \eta_i^{\text{р}} = \frac{i_{\text{о}} - i_{\text{к}}}{i_{\text{о}} - i_{\text{пв}}}$$

из уравнений (7.13), (7.11) и (7.12) после преобразований следует

$$\Delta Q = Q_{\text{п}}\left[1 - \frac{i_{\text{п}} - i_{\text{к}}}{i_{\text{п}} - i_{\text{пв}}} \cdot \frac{1}{\eta_i^{\text{р}}}\right]. \qquad (7.14)$$

Относительно теплоты, подаваемой потребителям, экономия составляет

$$\frac{\Delta Q}{Q_{\text{п}}} = 1 - \frac{i_{\text{п}} - i_{\text{к}}}{i_{\text{п}} - i_{\text{пв}}} \cdot \frac{1}{\eta_i^{\text{р}}}. \qquad (7.15)$$

Как видим, экономия теплоты, а, следовательно, и топлива, практически полностью определяется превышением параметров пара на выходе из ППТ над параметрами пара после конденсационной турбины – чем они выше, тем меньше экономия топлива. Максимум экономии (100 %, т. е. $\Delta Q = Q_{\text{п}}$) имеет место при $i_{\text{п}} = i_{\text{к}}$. Это означает полезное использование всей теплоты, сбрасываемой в конденсатор конденсационной турбины, что не всегда может представить практический интерес вследствие низкого температурного потен-

циала (низкого качества) этой теплоты. С увеличением $i_{\text{п}}$ экономия топлива когенерационной установки снижается практически линейно (см. рис. 7.6). Для сведения, на оси абсцисс нанесена шкала давлений, соответствующая шкале теплосодержания пара на выходе из турбины.

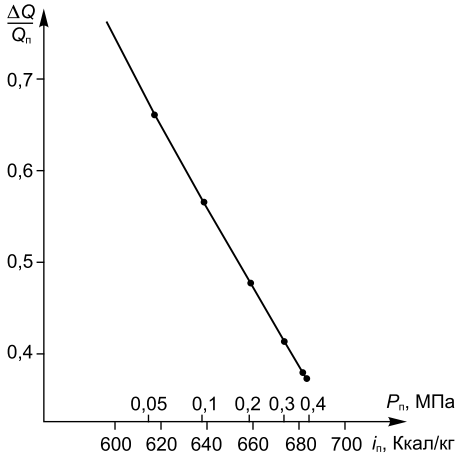


Рис. 7.6. Зависимость экономии топлива в когенерационной установке от теплосодержания пара за турбиной; i_0 = 850 ккал/кг; $i_{\text{к}}$ = 550 ккал/кг; η_{oi} = 0,85; η_i^p = 0,33.

Рассмотрим когенерационную установку, для которой базовым продуктом является электроэнергия. Такая установка должна вырабатывать теплоту в объемах, которые полностью покрывали бы потребности объекта, т. е. $Q_{\text{п}}$ в базовом и когенерационном вариантах должны быть одинаковы. Однако, в большинстве случаев, выработка когенерационной установкой электроэнергии может не покрывать потребностей объекта снабжения, поскольку при отпуске теплоты мощность ППТ снижается. Поэтому параллельно с когенерационной установкой на сеть должна работать и конденсационная, как это показано на рис. 7.7. Оценку эффективности указанной когенерационной схемы энергоснабжения производим путем сравнения затрат теплоты топлива на выработку теплоты и электроэнергии в базовом (раздельном, рис. 7.5) и когенерационном вариантах. Параметры теплоносителей сравниваемых схем приведены на указанных рисунках.

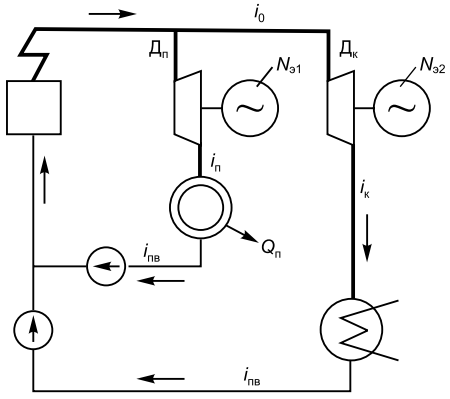


Рис. 7.7. Принципиальная схема комбинированной выработки тепловой и электрической энергии (базовый продукт – электроэнергия).

Для простоты расчетов вместо электрической мощности турбин рассматриваются соответствующие их внутренние мощности. Согласно с [2] расход теплоты в базовом варианте генерирования энергии:

$$Q^{\text{б}} = Q_{\text{п}} + \frac{N_i}{\eta_i}. \qquad (7.16)$$

Из условия равенства электроэнергии, генерируемой в базовой и когенерационной системах можно получить распределение расходов пара через противодавленческую и конденсационную турбины комбинированной системы:

$$\text{Д}^{\text{к}} = \frac{N_i}{H_i^k} - \text{Д}^{\text{п}} \frac{H_i^{\text{п}}}{H_i^k}. \qquad (7.17)$$

Расход теплоты при комбинированной выработке энергии:

$$Q^{\text{комб}} = \left[\frac{N_i}{H_i^k} + Д^{\text{п}}\left(1 - \frac{H_i^{\text{п}}}{H_i^k}\right)\right](i_{\text{о}} - i_{\text{пв}}). \tag{7.18}$$

С учетом соотношений $Д^{\text{п}} = \dfrac{Q_{\text{п}}}{i_{\text{п}} - i_{\text{пв}}}$ и $\eta_i = \dfrac{H_i^{\text{к}}}{i_{\text{о}} - i_{\text{пв}}}$

$$Q^{\text{комб}} = \frac{N_i}{\eta_i} + Q_{\text{п}}\frac{i_{\text{о}} - i_{\text{пв}}}{i_{\text{п}} - i_{\text{пв}}}\left(1 - \frac{H_i^{\text{п}}}{H_i^k}\right). \tag{7.19}$$

Следовательно

$$\Delta Q = Q^{\text{б}} - Q^{\text{комб}} = Q_{\text{п}}\frac{H_i^{\text{п}}}{i_{\text{п}} - i_{\text{пв}}}\left(\frac{1}{\eta_i} - 1\right). \tag{7.20}$$

Относительная экономия топлива

$$\frac{\Delta Q}{Q_{\text{п}}} = y_{\text{э}}^{\text{т}}\left(\frac{1}{\eta_i} - 1\right), \tag{7.21}$$

где $y_{\text{э}}^{\text{т}}$ – выработанная электрическая мощность на базе теплового потребления;

$$y_{\text{э}}^{\text{т}} = \frac{H_i^{\text{п}}}{i_{\text{п}} - i_{\text{пв}}}. \tag{7.22}$$

Как следует из уравнения (7.21), экономия топлива тем выше, чем больше выработано электроэнергии на тепловом потреблении, т. е. чем выше доля «когенерационной» электроэнергии в суммарно выработанной. Чем больше электроэнергии выработано ППТ, тем меньше вырабатывается ее конденсационной турбиной, т. е. тем меньше теплоты сбрасывается в окружающую среду. Таким образом, коэффициент $y_{\text{э}}^{\text{т}}$ является показателем эффективности работы когенерационной установки в системе энергоснабжения.

В общем случае мощность турбины определяется секундным расходом пара $Д_1$ через регулирующие клапаны, а тепловая нагрузка – секундным расходом пара $Д_2$, отводимого к потребителю. В процессе регулирования или изменения тепловой нагрузки соотношение между $Д_1$ и $Д_2$ – изменяется, что приводит к изменению давления пара за турбиной. Зависимость изменения давления от изменения расходов устанавливается уравнением расходов [2]:

$$Д_1 - Д_2 = \left(\frac{V}{RT}\frac{dp}{dt}\right), \tag{7.23}$$

где V – емкость паропровода от турбины к потребителю теплоты, а p и t – давление и температура отработавшего в турбине пара.

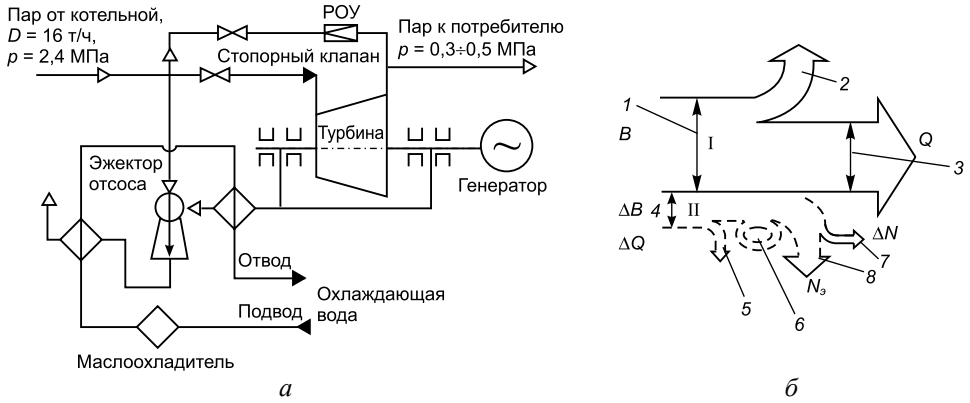
При увеличении тепловой нагрузки $Д_2$ увеличивается по сравнению с $Д_1$, т. е. разность $Д_1 - Д_2$ уменьшается, что приводит к снижению $p\left(\dfrac{dp}{dt} < 0\right)$. Повы-

шение p за турбиной $\left(\frac{dp}{dt} > 0\right)$ является показателем снижения тепловой нагрузки.

Для того чтобы ППТ могла автоматически поддерживать расход пара, необходимый тепловому потребителю, турбина, помимо центробежного регулятора, снабжается регулятором давления, отслеживающим тепловую нагрузку установки.

Пример определения экономичности котельной с установленным блочно-модульным турбогенератором типа Кубань

На рис. 7.8, *а* приведена тепловая схема МТЭЦ, созданной на базе промышленно-отопительной котельной путем надстройки ее противодавленческим турбогенератором Кубань-0,5А3 по проекту НПВП «Турбокон» (г. Калуга).



а *б*

Рис. 7.8. Тепловая схема котельной с установленным паровым турбогенератором мощностью 0,5 МВт (*а*) и диаграмма энергетических потоков (*б*):
I – основной цикл без электроэнергетической надстройки; II – дополнительный цикл надстройки; *1* – тепло основного топлива; *2* – потери тепла при сжигании основного топлива (с уходящим газом; продувкой); *3* – к потребителю пара; *4* – тепло дополнительного топлива, ΔQ; *5* – потери тепла при сжигании дополнительного топлива; *6* – регенерация тепла; *7* – потери с воздушным охлаждением генератора ΔN и другие потери; *8* – электроэнергия $N_э$.

Для повышения экономичности таких энергоустановок предусматривается охлаждение масла в охладителе (рис. 7.8, *а*) и конденсация пара, эжектируемого из уплотнений, при помощи химочищенной воды, подаваемой в деаэратор котельной, а также охлаждение генератора. Эта часть тепла показана на схеме энергетических потоков (рис. 7.8, *б*) в виде контура «регенерация тепла». Схема составлена исходя из следующих предположений. При отсутствии электроэнергетической надстройки котельная вырабатывает в основном цикле тепловую энергию Q с расходом топлива B, потери определяются по значению КПД котла $\eta_к$ (потери в трубопроводах и у потребителя в основном цикле отнесены к теплопотреблению). Определение эффективности электроэнергетической надстрой-

ки осуществляется при условии, что потребитель получает такое же количество тепла, как при отсутствии надстройки. При выработке электрической мощности $N_э$ требуется дополнительное топливо ΔB, которое также сжигается с КПД котла. В этом случае могут наблюдаться небольшие дополнительные потери энергии ΔN в виде утечек тепла в трубопроводах подвода пара к турбогенератору и отвода его от последнего при воздушном охлаждении генератора (это тепло невозможно утилизировать в системе регенерации). В этом случае, а также при невозможности реализовать регенерацию тепла от маслоохладителей и эжекторов с использованием химочищенной воды, эти потери должны быть покрыты дополнительным расходом топлива.

Удельный расход топлива на 1 кВт·ч при полезной электрической мощности $N_э$ равен $b = \Delta B/N_э$. Коэффициент полезного действия котла не зависит (или очень слабо зависит) от его теплопроизводительности при небольшом ее изменении. Тогда из диаграммы (рис. 7.8, *б*) следует, что дополнительное тепло топлива, необходимое для выработки электроэнергии мощностью $N_э$ при потерях ΔN и КПД котла $\eta_к$, составляет

$$\Delta Q = \frac{N_э + \Delta N}{\eta_к} \cdot 860. \qquad (7.24)$$

Исходя из этого расход дополнительного топлива с теплотой сгорания $Q_н^р$, которое идет на выработку электроэнергии, можно записать в виде

$$\Delta B = \Delta Q / Q_н^р. \qquad (7.25)$$

В случае полной регенерации тепла охладителей масла, генератора и эжектора, ΔN определяется только теплопотерями в турбине, генераторе и трубах подвода и отвода пара к турбогенератору.

В общем случае при расчете удельного расхода условного топлива с учетом потерь

$$\Delta Q = \frac{N_э + \Delta N}{\eta_к} \cdot 860 = \frac{N_э}{\eta_к}\left(1 + \frac{\Delta N}{N_э}\right) \cdot 860, \qquad (7.26)$$

а

$$b = \frac{0{,}123}{\eta_к} \cdot \left(1 + \frac{\Delta N}{N_э}\right). \qquad (7.27)$$

Специалисты НПВП «Турбокон» и ОАО КТЗ с участием энергетиков Калужского путеремонтного завода (КПРМЗ) провели испытания и расчеты энергокомплекса с блочной установкой Кубань-0,5АЗ и котлами ДЕ-25 АО «Бийскэнергомаш» на котельной КПРМЗ. В результате проведенных исследований было установлено, что включение или отключение турбогенератора Кубань-0,5АЗ изменяет расход природного газа на котел на 73 $м^3$/ч (при нормальных условиях) при теплоте сгорания топлива 32,8 МДж/$м^3$. Это соответствует удельному расходу условного топлива 0,163 кг у. т./кВт·ч. Несколько завышенное значение этого параметра по сравнению с расчетом объясняется тем, что в эксплуатационной схеме котельной не была полностью задействована система регенерации тепла, ввод которой был запла-

нирован на летний ремонтный период 1999 года. Ожидалось, что введением регенерации удельный расход топлива снизится до 0,144 кг у. т./кВт·ч.

2. СПОСОБЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОГО ПАРА КОТЕЛЬНЫХ

Паровые котельные промышленных предприятий работают в широком диапазоне начальных параметров пара: по давлению от 0,65 до 4,0 МПа и по температуре от 170 до 440 °С. Диапазон давлений, при которых используется технологический пар, значительно уже: от 0,2 до 0,7 МПа, а в некоторых технологиях до 1,5–2,5 МПа. По температуре разброс более широк – от 100 до 350 °С и более. Для отопительных систем и горячего водоснабжения используется пар с давлением до 0,12 МПа при температуре до 150 °С.

Преобразование (трансформация) параметров пара после котла в промышленных котельных осуществляется, главным образом, при помощи редукционно-охладительных установок (РОУ) за счет процессов дросселирования и увлажнения потоков пара. Основная идея создания когенерационных установок связана с заменой в схеме генерирования технологического пара РОУ на противодавленческую паровую турбину и использованием теряемого в РОУ энергетического потенциала пара для производства электроэнергии.

Возможные схемы трансформации пара в промышленных котельных представлены на рис. 7.9. Подавляющее большинство котельных промпредприятий работает в настоящее время по схеме «*а*». Перевод котельных на работу по схеме «*б*», превращает котельную в промышленную ТЭЦ. Для большинства котельных мощность электрогенерирующей надстройки (турбогенераторов) может составлять 0,5–3,0 МВт.

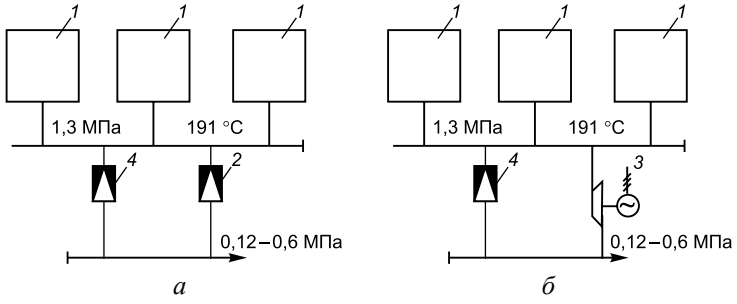


Рис. 7.9. Схема трансформации пара в котельных:
а – действующая схема: *1* – котлоагрегат; *2* – редукционная или редукционно-охладительная установка; *4* – резервная редукционная установка.
б – когенерационная схема: *1* – котлоагрегат; *3* – турбогенератор с противодавлением; *4* – резервная редукционная установка.

На рис. 7.10 в *T,S*-диаграмме изображены процессы трансформации пара в котельной на редукционной установке, редукционно-увлажнительной уста-

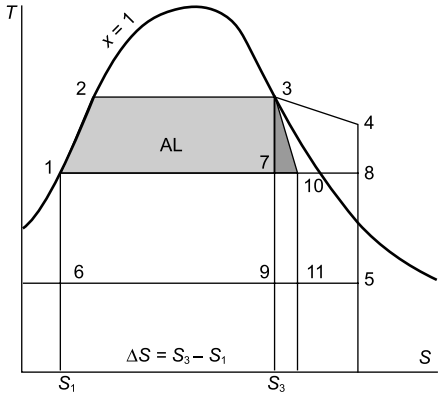


Рис. 7.10. Изображение процессов трансформации пара в *T,S*-диаграмме.

новке и ПТУ. Потери тепла в окружающую среду характеризуются площадью под линией 6–5. Полезно отведенное тепло, необходимое для осуществления технологических процессов, характеризуются площадью 6–1–7–9. При редуцировании процесс трансформации пара протекает по линии 3–4–8–5. Потеря работоспособности соответствует площади 7–3–4–8. Избыточное количество тепла соответствует площади 9–7–8–5. При замене редукционных установок турбинной ступенью процесс протекает по линии адиабатического расширения 3–7. Избыток тепла равен нулю. Механическая работа, выполняемая паром

$$\Delta L = \Delta S(T_2 - T_1). \tag{7.28}$$

Потери работоспособности при редуцировании могут быть определены по формуле

$$\Delta L_{\text{др}} = T_1 \cdot \Delta S. \tag{7.29}$$

Более наглядно термодинамическая сущность дросселирования раскрывается при построении процессов в *i,S*-диаграмме, как показано на рис. 7.11.

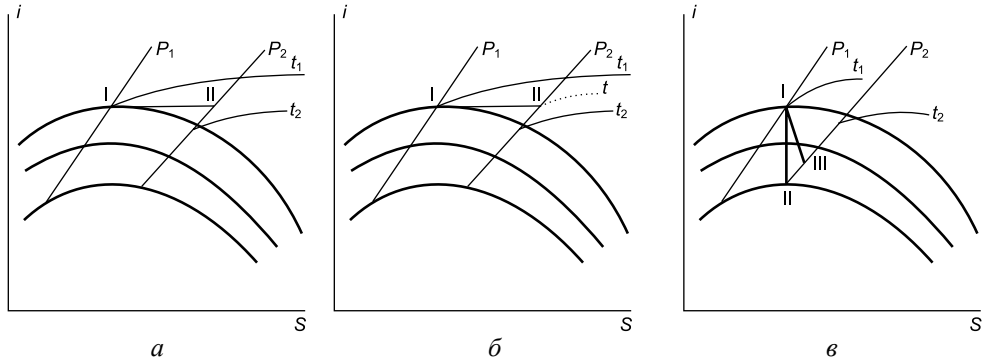


Рис. 7.11. Изображение процессов трансформации пара в *i,S*-диаграмме:
а – дросселирование; *б* – дросселирование с увлажнением; *в* – производство работы.

Для анализа процессов в реальных установках можно пользоваться формулами, определяющими потери работоспособности [3].

$$\Delta S_{\text{др}} = 0{,}107 \ln \frac{P}{P - \Delta P}, \tag{7.30}$$

$$\Delta L = T_0 \cdot 0{,}107 \ln \frac{P}{P - \Delta P}. \tag{7.31}$$

Экономия или перерасход первичных энергоресурсов при переходе от редуцирования к комбинированной выработке электроэнергии однозначно определяется расходом острого пара на установку при условии равенства параметров пара (температуры, давления, энтальпии) в конечной точке процесса, расхода пара, направляемого после установки потребителям, а также КПД котлоагрегата. При соблюдении этих условий расход острого пара на редукционно-охладительную установку $Д_0''$ будет ниже расхода пара через турбину $Д_0'$ на величину, определяемую из выражения [4]

$$\Delta Д_0 = Д_0' - Д_0'' = \frac{Д_2 \cdot Z}{1 + \varphi Z}, \tag{7.32}$$

где $\varphi = 0{,}65–0{,}70$, $Д_2$ – расход пара потребителями.

Коэффициент Z определяется из выражения

$$Z = \frac{i_1 - i_2}{i_2 - i_в + \varphi(i_2 - i_2')}. \tag{7.33}$$

Значение $\Delta Д_0$ колеблется в зависимости от параметров пара на выходе из установки в пределах 7–11 % от расхода отработанного пара. Некоторое увеличение расхода пара и топлива в схеме с турбогенератором компенсируется выработкой электроэнергии по комбинированному циклу и эквивалентной ей экономией топлива.

Удельная теплофикационная электрическая мощность определяется соотношением

$$N_{уд} = \frac{N}{Д_0}, \tag{7.34}$$

а располагаемая электрическая мощность равна

$$N = \frac{Д_0}{d}, \tag{7.35}$$

где d – удельный расход пара на единицу мощности.

Расходы топлива в случае производства работы и без нее соответственно определяются из выражений

$$B' = \frac{Д_0'(i_0 - i_{пв})}{Q_{ру} \cdot \eta_{ку}}, \quad B'' = \frac{Д_0''(i_0 - i_{пв})}{Q_{ру} \cdot \eta_{ку}}, \tag{7.36}$$

Поскольку $Д_0'$ всегда больше $Д_0'',$ то и B' больше B'' на величину равную

$$\Delta B = \frac{(i_0 - i_{пв})}{Q_{ру} \cdot \eta_{ку}} (Д_0' - Д_0'') = K_и \cdot \Delta Д_0. \tag{7.37}$$

Коэффициент $K_и$ зависит от теплосодержания острого пара и для заданных начальных параметров является величиной постоянной. При $p_0 = 1{,}3$ МПа, $t = 191$ °С, коэффициент $K_и$ равен 0,087. Подставляя в формулу (7.37) значение $\Delta Д_0$ из формулы (7.32), получим

$$\Delta B = K_и \frac{Д_2 \cdot Z}{1 + \varphi \cdot Z}. \qquad (7.38)$$

Коэффициент Z для различных начальных параметров пара p_1 при $p_2 = 0{,}5$ МПА имеет значения:

для $p_1 = 2{,}4$ МПа; 370 °С Z = 0,27,

для $p_1 = 1{,}4$ МПа; 250 °С Z = 0,15,

для $p_1 = 1{,}3$ МПа; 191 °С Z = 0,064.

В ряде случаев при начальных параметрах пара 1,3 МПа, 191 °С увлажнение пара не осуществляется и соблюдается равенство расходов пара от котла в вариантах дросселирования и производства работы. Соблюдение этого равенства определяет значение $\Delta Д = 0$ и, следовательно, расход топлива по установке при производстве работы не превышает расхода топлива в режиме дросселирования.

При эксплуатации котельных часто имеет место распространенное заблуждение, заключающееся в том, что при снижении начального давления пара, например до 0,65 МПа, возникает значительная экономия топлива. Расчеты показывают, что экономия топлива эквивалентна всего 5 ккал/ч, что составляет не более 0,8 %. Таким образом, снижение начальных параметров пара с исключением процессов дросселирования не приводит к положительному энергетическому эффекту, если при этом не имеет место превращение потенциала пара в механическую работу в тепловой машине.

3. РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК МТЭЦ НА БАЗЕ ОТОПИТЕЛЬНЫХ КОТЕЛЬНЫХ

Технология превращения существующих промышленных и отопительных котельных, имеющих в своем составе паровые котлы, в мини-ТЭЦ способна привести к существенной экономии использования топлива и в первую очередь – природного газа. Эта технология реализуется путем надстройки котельной паротурбинным машзалом со всем необходимым теплообменным, насосным, электрораспределительным и другим вспомогательным оборудованием, которое может располагаться либо непосредственно на территории котельной, либо вблизи ее. Территориальное расположение машзала относительно котельной является одним из факторов, определяющих тепловую схему мини-ТЕЦ. Другим фактором является вид и величина тепловых нагрузок станции. По этому признаку тепловые схемы мини-ТЭЦ подразделяются на открытые и закрытые, т. е. с нагрузкой в виде горячего водоснабжения (ГВС), или отопительной нагрузкой (включая в случае необходимости нагрузку

ГВС). Учет указанных факторов предопределяет возможность реализации ряда тепловых схем мини-ТЭЦ, отличающихся степенью использования в комбинированной схеме оборудования (и в первую очередь – теплообменного), расположенного в котельной и в машзале. Для выбора той или иной схемы при модернизации котельной представляет интерес сравнение этих схем между собой с точки зрения производства максимально возможной электроэнергии при одинаковых тепловых нагрузках установки. В общем случае электрическую мощность мини-ТЭЦ определяет общая тепловая нагрузка установки, параметры пара на входе и выходе турбины, реализуемая тепловая схема мини-ТЭЦ, соотношение нагрузок ГВС и отопления. Ниже приводятся расчетные зависимости максимальной электрической мощности мини-ТЭЦ на единицу отпускаемой тепловой мощности от противодавления турбины для различных тепловых схем мини-ТЭЦ и разных значений параметров пара на входе в турбину [5].

Балансовые энергетические соотношения, выражающие закон сохранения потоков энтальпий и процесс теплопередачи для каждого из теплообменных аппаратов, имеет вид:

для деаэраторов

$$(G_{\text{гв}} - G_{\text{пд}}) \cdot i_{\text{вых.то}} + G_{\text{пд}} \cdot i_2 = G_{\text{гв}} \cdot i_{\text{вых.д}}, \qquad (7.39)$$

для охладителя деаэрированной воды (ОДВ)

$$G_{\text{гв}}(i_{\text{вых.д}} - i_{\text{гв}}) = (G_{\text{гв}} - G_{\text{пд}}) \cdot (i_{\text{вых.ОДВ}} - i_{\text{хв}}) = k_{\text{ОДВ}} \cdot \frac{(t_{\text{гв}} - t_{\text{хв}}) - (t_{\text{вых.д}} - t_{\text{вых.ОДВ}})}{\ln \dfrac{t_{\text{гв}} - t_{\text{хв}}}{t_{\text{вых.д}} - t_{\text{вых.ОДВ}}}} \cdot F_{\text{ОДВ}}, \qquad (7.40)$$

для пароводяных теплообменников

$$(G_{\text{гв}} - G_{\text{пд}}) \cdot (i_{\text{вых. то}} - i_{\text{вых.ОДВ}}) = G_{\text{пто}}(i_2 - i_2') = k_{\text{пто}} \cdot \frac{(t_{\text{вых. то}} - t_{\text{вых. ОДВ}})}{\ln \dfrac{t_2 - t_{\text{вых. ОДВ}}}{t_2 - t_{\text{вых. то}}}} \cdot F_{\text{пто}}. \qquad (7.41)$$

Здесь $G_{\text{гв}}$ – расход приготавливаемой горячей воды, $G_{\text{пд}}$, $G_{\text{пто}}$ – расход пара, подаваемого в деаэраторы и в пароводяные теплообменники; $i_{\text{вых то}}$, i_2, i_2', $i_{\text{вых. д}}$, $i_{\text{гв}}$, $i_{\text{вых. ОДВ}}$, $i_{\text{хв}}$ – 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, $t_{\text{вых.д}}$, $t_{\text{гв}}$, $t_{\text{выд. ОДВ}}$, $t_{\text{хв}}$ – 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.

В соответствии с [6] коэффициент теплопередачи $k_{\text{пто}}$ (Вт/м$^2 \cdot$К) для пароводяных горизонтальных подогревателей тепловых сетей определяется системой уравнений:

$$k_{\text{пто}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{п}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{нак}}}{\lambda_{\text{нак}}} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

$$\alpha_{\text{п}} = 1{,}16\frac{(4320 + 47{,}54t_s - 0{,}14t_s^2)}{\sqrt[4]{md_{\text{н}}(t_{\text{s}} - t_{\text{ст}})}}, \qquad (7.42)$$

$$\alpha_2 = 1{,}16\left(1210 + 18t_{\text{ср}}^{\text{н}} - 0{,}038(t_{\text{ср}}^{\text{н}})^2\right)\frac{w_{\text{тр}}^{0{,}8}}{d_{\text{вн}}^{0{,}2}},$$

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 $\delta_{\text{нак}} = 0 \div 0{,}001$ м, в расчетном режиме принята равной 0; коэффициент теплопроводности накипи $\lambda_{\text{нак}} = 2{,}3$ Вт/м·К; m – приведенное число трубок, принято $m = 27$; $d_{\text{н}}$, $d_{\text{вн}}$ – наружный и внутренний диаметры трубок в расчетах принимались $d_{\text{н}} = 0{,}016$ м, $d_{\text{вн}} = 0{,}014$ м; t_s – температура насыщения пара, подаваемого в теплообменник, °С, $t_s = t_2$; $t_{\text{ср}}^{\text{н}}$ – средняя температура нагреваемой воды; $t_{\text{ст}}$ – температура стенок трубок, $t_{\text{ст}} = (t_{\text{s}} + t_{\text{ср}}^{\text{н}})/2$; $w_{\text{тр}}$ – скорость движения воды в трубках, в расчетном режиме принята равной 1,5 м/с.

Коэффициент теплопередачи $k_{\text{одв}}$ (Вт/м^2·К) для горизонтальных секционных скоростных водоподогревателей определяется с помощью системы уравнений (7.43):

$$k_{\text{одв}} = \frac{\psi\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

$$\alpha_1 = 1{,}16\left(1210 + 18t_{\text{ср}}^{\text{н}} - 0{,}038(t_{\text{ср}}^{\text{н}})^2\right)\frac{w_{\text{тр}}^{0{,}8}}{d_{\text{вн}}^{0{,}2}}, \qquad (7.43)$$

$$\alpha_2 = 1{,}16\left(1210 + 18t_{\text{ср}}^{\text{гр}} - 0{,}038(t_{\text{ср}}^{\text{гр}})^2\right)\frac{w_{\text{мтр}}^{0{,}8}}{d_{\text{экв}}^{0{,}2}},$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к потоку охлаждающей воды, протекающий внутри труб; α_2 – коэффициент теплоотдачи к стенке трубы от греющей воды; $t_{\text{ср}}^{\text{н}}$ – 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 диметр и толщина стенок трубок, в расчетах принимались $d_{\text{вн}} = 0{,}014$ 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 профили-

рованных труб с блоком опорных перегородок $\psi = 1{,}65$; β – коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности труб в зависимости от химических свойств воды, $\beta = 0{,}80 \div 0{,}95$; в расчетах принимались $\psi = 0{,}95$, $\beta = 0{,}95$.

Система уравнений для мощности турбоагрегатов:

$$
\begin{aligned}
&N_э = \eta_{ген}\eta_м G_п(i_0 - i_2),\\
&i_2 = i_0 - \eta_i\left[i_2'(1 - x_2) + i_2'' x_{2t}\right],\\
&x_{2t} = \frac{s_0 - s_2'}{s_2'' - s_2'},\\
&x_2 = \frac{i_2 - i_2'}{i_2'' - i_2'},
\end{aligned}
\qquad (7.44)
$$

где $N_э$ – электрическая мощность турбоагрегатов; $\eta_{ген}$, $\eta_м$, η_i – КПД электрогенератора и механический КПД привода турбоагрегата, внутренний КПД турбины, в расчетах принимались значения $\eta_{ген} = 0{,}95$, $\eta_м = 0{,}99$, $\eta_i = 0{,}75$; $G_п$ – расход пара через турбину; x_2, x_{2t} – степень сухости пара на выходе из турбины (реальное и теоретическое значения) 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 турбин.

На частичных режимах принимается прямая пропорциональная зависимость мощности турбины от расхода пара через нее в виде (C = const)

$$N_э = CG_п. \qquad (7.45)$$

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 определяются 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 входной 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.

3.1. Тепловые схемы мини-ТЭЦ для открытых систем теплоснабжения

В открытых схемах МТЭЦ электроэнергия вырабатывается на базе тепловой нагрузки ГВС, которая относительно слабо изменяется в течение года. Низкий потенциал горячей воды, температура которой в процессе приготовления повышается от 5–15 до 50 °С, позволяет выбирать противодавление

турбины на уровне 0,12–0,20 МПа, что обеспечивает максимально высокую электрическую мощность ППТ. Однако, при этом следует иметь в виду, что при расстоянии в десятки или сотни метров между турбиной и котельной и указанном противодавлении затруднительно трассировать паропровод от турбины до деаэратора и теплообменников в условиях существующей котельной. Например, для турбогенератора мощностью 3,5 МВт при расходе пара через турбину 46 т/ч диаметр паропровода после турбины должен быть равным 830 мм. В связи с этим при реализации схемы, изображенной на рис. 7.12, *а*, используют более высокое противодавление. Так, например, на мини-ТЭЦ, построенной на базе одной из районных котелен г. С.-Петербурга, 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. Равномерный характер электрической нагрузки турбин в течении суток можно обеспечивать за счет использования баков-аккумуляторов горячей воды.

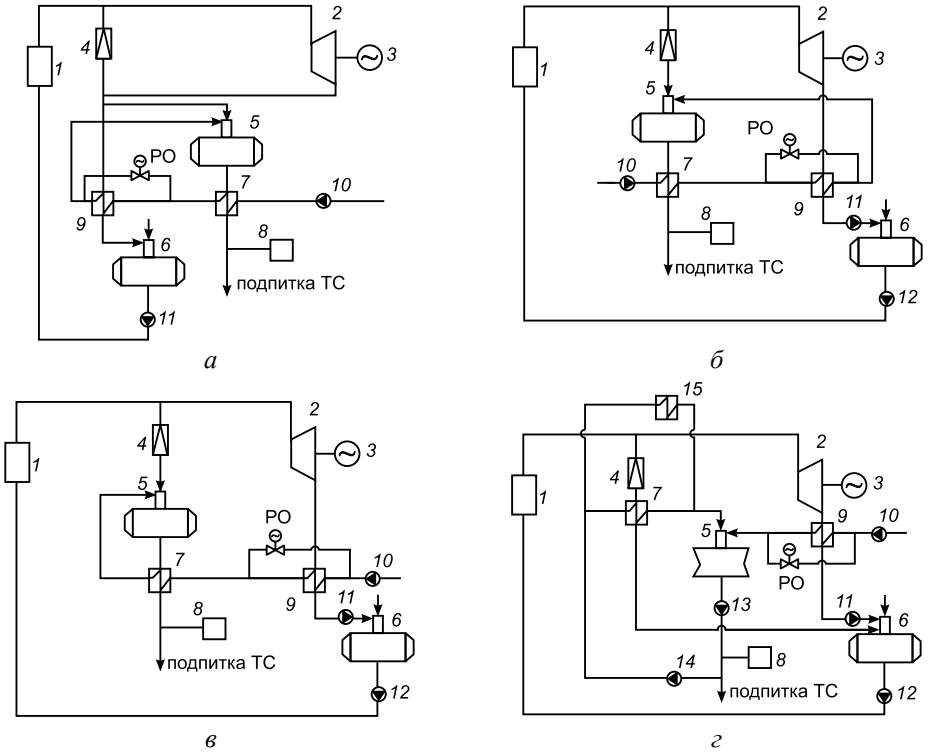


Рис. 7.12. Тепловые схемы мини-ТЭЦ с противодавленческими турбинами для открытых систем теплоснабжения с атмосферными (*а*, *б*, *в*) и вакуумными (*г*) деаэраторами [5]:
1 – паровой котел; *2* – паровая противодавленческая турбина; *3* – электрогенератор; *4* – РОУ котельной; *5* – деаэратор подпиточной воды; *6* – деаэратор питательной воды; *7* – охладитель деаэрированной воды (ОДВ) котельной для схем *а, б, в*; теплообменник греющей воды для схемы *г*; *8* – аккумулятор горячей воды; *9* – подогреватель подпиточной воды; *10–14* – насосы; *15* – водогрейный котел; РО – регулятор обвода.

На рис. 7.12 показаны тепловые схемы мини-ТЭЦ для открытых систем теплоснабжения с атмосферными деаэраторами (рис 7.12, *а*, *б*, *в*) и с вакуумными деаэраторами (рис. 7.12, *г*). 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. Для атмосферных деаэраторов возможно сохранение режима работы в схеме мини-ТЭЦ таким же, как и при работе только с котлом.

В схеме, изображенной на рис. 7.12, *а*, используется все оборудование котельной. Пар после турбины (вместо РОУ) подается в атмосферный деаэратор и пароводяной подогреватель подпиточной воды. В этом случае в связи с тем, что температура подпиточной воды на входе в деаэратор должна быть не менее 64 °С, нагрев подпиточной воды в деаэраторе паром после турбины не должен быть более, чем на 40 °С (до 104 °С). Следует иметь в виду, что обычно в пароводяные теплообменники котельной подается пар при давлении 0,7 МПа и температуре 164 °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 вследствие увеличения расхода пара.

Зависимости удельной электрической мощности от противодавления турбины приведены на рис. 7.13, *а* для наиболее распространенных начальных параметров свежего пара: абсолютного давления 1,3 МПа, температуры 191 °С; 1,3 МПа, 250 °С; 2,3 МПа, 250 °С; 3,4 МПа, 435 °С.

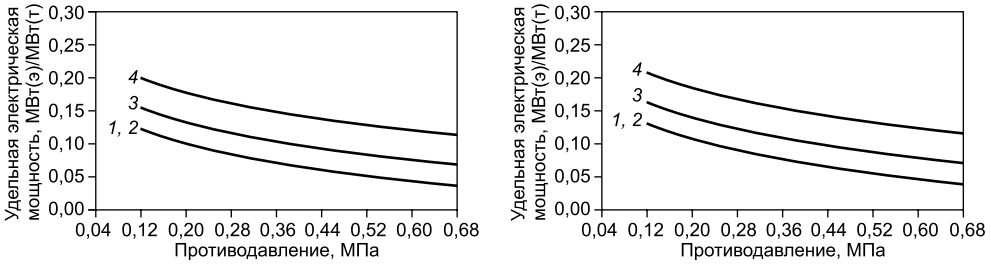
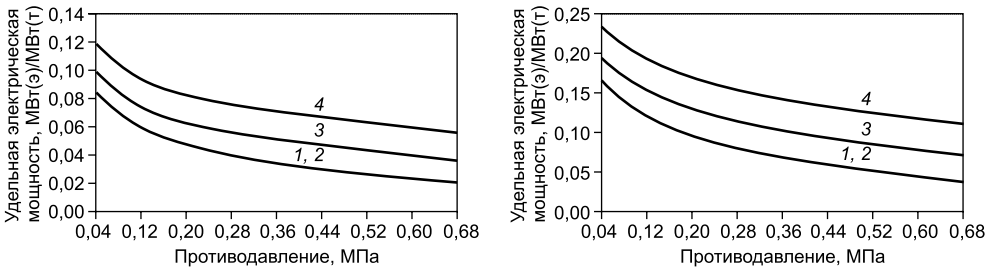


Рис. 7.13. Зависимость удельной электрической мощности МТЭЦ от противодавления для схемы 1 (рис. 7.12, *а*) со штатными (*а*) и реконструированными (*б*) пароводяными теплообменниками котельной [7]:
1 – p_0 = 1,3 МПа, t_0 = 191 °С; *2* – p_0 = 1,3 МПа, t_0 = 250 °С; *3* – p_0 = 2,3 МПа, t_0 = 250 °С; *4* – p_0 = 3,4 МПа, t_0 = 435 °С.

После ввода в работу мини-ТЭЦ тепловая мощность пароводяных теплообменников (ТО) котельной при противодавлении турбины 0,12 МПа падает в 1,9 раза, нагрев воды в них снижается с 28 до 14 °С, соответственно нагрев воды в деаэраторах возрастает с 34 до 48 °С. Исходя из основной характеристики деаэратора, при его работе на нагрузке, близкой к номинальной, в деаэраторе можно допустить нагрев воды до 48 °С с обеспечением нормативного качества деаэрации.

Возможна реконструкция теплообменной группы котельной с увеличением поверхности теплообмена с целью сохранения величины подогрева подпиточной воды в пароводяных ТО на уровне 28 °С и в деаэраторах на уровне 34 °С. Максимальное увеличение поверхности теплообмена в 2,2 раза независимо от начальных параметров пара имеет место при противодавлении 0,12 МПа. Повышение температуры подпиточной воды на выходе из теплообменной группы до 95 °С приведет к перераспределению потоков пара между деаэратором и подогревателями и слабо изменит расход свежего пара через турбину и электрическую мощность мини-ТЭЦ. Поэтому при реконструкции теплообменной группы целесообразно сохранить подогрев подпиточной воды на уровне 28 °С. Соответствующие зависимости удельной электрической мощности от противодавления приведены на рис. 7.13, *б*. Реконструкция пароводяных подогревателей котельной приводит к слабому повышению расхода свежего пара через турбину и электрической мощности мини-ТЭЦ примерно на 14 %, что обусловлено увеличением расхода пара через подогреватели.



а *б*

Рис. 7.14. Зависимость удельной электрической мощности МТЭЦ от противодавления для схемы 2 (*а*) и для схемы 3 (*б*) при нагреве подпиточной воды до 95 °С:
1 – p_0 = 1,3 МПа, t_0 = 191 °С; *2* – p_0 = 1,3 МПа, t_0 = 250 °С; *3* – p_0 = 2,3 МПа, t_0 = 250 °С; *4* – p_0 = 3,4 МПа, t_0 = 435 °С.

Аналогичные зависимости приведены на рис. 7.14 для тепловых схем 2 (рис. 7.12, *б*) и 3 (рис. 7.12, *в*) с применением пароводяных ТО в машзале мини-ТЭЦ. Последние схемы отличаются друг от друга только последовательностью прохождения подпиточной воды через ТО машзала и ОДВ, расположенного в котельной. В этих схемах отсутствует подача пара с выхлопа турбины на деаэраторы подпиточной воды, что снимает трудности, связанные с использованием паропроводов значительного диаметра от выхлопа турбины до существующих котельных, т. к. пароводяные ТО машзала располагаются в этом случае вблизи турбоагрегата.

Для схемы 2 температура воды на входе в подогреватель машзала *9* равна 42 °С, и определяется необходимостью охлаждения деаэрированной воды от 104 °С до 70 °С в ОДВ *7*. Температура воды на выходе из подогревателя может быть выбрана в пределах от 70 до 95 °С. В диапазоне противодавлений 0,12–0,70 МПа при изменении температуры воды на выходе из подогревателя от 70 до 95 °С электрическая мощность возрастает практически в 2 раза неза-

висимо от начальных параметров пара, площадь поверхности подогревателя увеличивается в 3,4–2,4 раза.

При реализации мини-ТЭЦ по схеме 3 на ОДВ *7* поступает поток подпиточной воды, подогретой в ТО машзала *9*. В связи с этим ОДВ котельной необходимо реконструировать. Температура подпиточной воды, поступающей в деаэраторы, на выходе из ОДВ может находиться в пределах 70–95 °С, на входе в ОДВ она составляет 33–60 °С и определяется необходимостью охлаждения деаэрированной воды. При повышении температуры воды на выходе из ОДВ до 70–95 °С, площадь его поверхности должна быть увеличена в 1,8–6,4 раза по отношению к площади поверхности ОДВ, работающего от РОУ. Для схемы 3 система уравнений (7.39)–(7.44) справедлива с учетом отличия значений удельной энтальпии пара на входе в деаэратор и в пароводяные теплообменники машзала в схемах 1 и 3:

для ОДВ

$$G_{\text{гв}}(i_{\text{вых д}} - i_{\text{гв}}) = (G_{\text{гв}} - G_{\text{пд}}) \cdot (i_{\text{вых. ОДВ}} - i_{\text{вых. то}}) = \\ = k_{\text{ОДВ}} \cdot \frac{(t_{\text{гв}} - t_{\text{вых. то}}) - (t_{\text{вых. д}} - t_{\text{вых. ОДВ}})}{\ln \dfrac{t_{\text{гв}} - t_{\text{вых. то}}}{t_{\text{вых. д}} - t_{\text{вых. ОДВ}}}} \cdot F_{\text{ОДВ}}, \qquad (7.46)$$

для пароводяного теплообменника

$$(G_{\text{гв}} - G_{\text{пд}}) \cdot (i_{\text{вых. то}} - i_{\text{хв}}) = G_{\text{пто}}(i_2 - i_2') = k_{\text{пто}} \cdot \frac{(t_{\text{вых. то}} - t_{\text{хв}})}{\ln \dfrac{t_2 - t_{\text{хв}}}{t_2 - t_{\text{вых. то}}}} \cdot F_{\text{пто}}. \qquad (7.47)$$

Для схем 2 и 3 возможно снижение противодавления до 0,04 МПа (температура пара 75,9 °С, ухудшенный вакуум, степень сухости пара на выходе из турбины более 0,85). В этом случае необходимо использовать эжекторы для отсоса паровоздушной смеси из ТО и подавать пар в деаэраторы от парового коллектора котельной через редуцирующие устройства. При низком противодавлении турбины температура воды на выходе из подогревателя ограничена значением температуры конденсации пара с учетом минимального температурного напора, принятого равным 5 °С. Для схемы 2 при обеспечении максимально возможного нагрева воды в ТО машзала имеет место максимум электрической мощности при абсолютном противодавлении 0,1 МПа, что объясняется перераспределением расхода пара между ТО машзала и деаэратором при низком противодавлении. Оптимальное противодавление определяется давлением насыщения, соответствующим температуре подпиточной воды на выходе из подогревателя машзала с учетом минимального температурного напора в ТО, принятого в расчетах равным 5 °С.

Сравнение схем 1–3 показывает, что в диапазоне противодавлений 0,12–0,7 МПа максимальная удельная электрическая мощность обеспечивается схемой 1 при проведении реконструкции пароводяных ТО котельной. Величина удельной электрической мощности в зависимости от противодавления

(рис. 7.13) изменяется от 0,128 до 0,037 МВТ(э)/МВт(т) при начальных параметрах пара 1,3 МПа, 191 °С и от 0,209 до 0,116 МВт(э)/МВт(т) при начальных параметрах пара 3,4 МПа, 435 °С. Уменьшение электрической мощности в схемах 2 и 3 в сравнении со схемой 1 составляет не более 10 % при подаче подпиточной воды в деаэраторы при температуре 95 ºС и около 50 % – при температуре 70 °С. В диапазоне противодавлений 0,04–0,12 МПа максимальная электрическая мощность обеспечивается схемой 3 при проведении глубокой реконструкции ОДВ котельной с увеличением площади поверхности теплообмена в 6,4 раза.

В случае тепловой схемы 4 мини-ТЭЦ для открытых систем теплоснабжения с вакуумными деаэраторами балансовые энергетические составляющие имеют вид:

для пароводяного теплообменника

$$G_{\text{гв}} \cdot (i_{\text{вых. то}} - i_{\text{хв}}) = G_{\text{пто}}(i_2 - i_2') = k_{\text{пто}} \cdot \frac{(t_{\text{вых. то}} - t_{\text{хв}})}{\ln \dfrac{t_2 - t_{\text{хв}}}{t_2 - t_{\text{вых. то}}}} \cdot F_{\text{пто}}, \qquad (7.48)$$

для вакуумного деаэратора

$$G_{\text{гв}} \cdot i_{\text{вых. то}} + G_{\text{д}} \cdot i_{\text{д}} = (G_{\text{гв}} + G_{\text{д}}) \cdot i_{\text{гв}}. \qquad (7.49)$$

Здесь $G_{\text{гв}}$ – расход приготавливаемой горячей воды, $G_{\text{д}}$ – расход греющего потока деаэрированной воды, подаваемой в вакуумный деаэратор, $G_{\text{пто}}$ – расход пара, подаваемого с выхлопа турбины в пароводяные теплообменники машзала мини-ТЭЦ. $i_{\text{вых. то}}$, i_2, i_2', $i_{\text{гв}}$, $i_{\text{хв}}$ – удельные массовые энтальпии потоков подогретой воды на выходе из пароводяного теплообменника, пара на выходе из турбины, насыщенной жидкости на выходе из турбины, приготовленной горячей воды, исходной холодной воды соответственно; $t_{\text{вых. то}}$, t_2, $t_{\text{вых. д}}$, $t_{\text{гв}}$, $t_{\text{хв}}$ – соответствующие температуры потоков; $k_{\text{пто}}$ – коэффициент теплопередачи пароводяных теплообменников; $F_{\text{пто}}$ – площадь поверхности теплообмена пароводяных теплообменников. Коэффициент теплопередачи определяется системой уравнений (7.42) при принятых выше скоростях потоков. В вакуумный деаэратор поступает греющий поток с температурой 130–150 °С, приготовленный в пароводяном теплообменнике *7* котельной в межотопительный период за счет нагрева паром от РОУ котельной или в водогрейном котле в отопительный период. 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 схеме мини-ТЭЦ приблизительно в 3 раза меньше, в сравнении со схемой котельной. Это связанно с предварительным подогревом подпиточной воды в теплообменниках мини-ТЭЦ.

Схема 4 также не требует реконструкции котельной, кроме врезок трубопроводов. Принципиально возможна работа вакуумного деаэратора на паре от турбины в качестве греющего потока. Однако работа вакуумного деаэратора в новых условиях требует согласования с его режимными характеристиками и заводом-изготовителем. Зависимости удельной электрической мощности от противодавления турбины с учетом начальных параметров пара приводятся на рис. 7.15.

Вырабатываемая электрическая мощность для схемы с вакуумным деаэратором ниже в сравнении со схемами с атмосферными деаэраторами приблизительно на 25 %. Конкуренция схемы 4 со схемами 1–3 возможна лишь при температуре подпиточной воды, подаваемой в атмосферные деаэраторы, равной 70–85 °С.

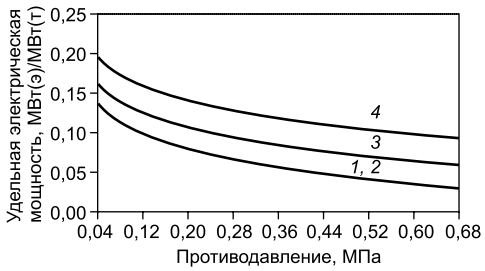


Рис. 7.15. Зависимости удельной электрической мощности мини-ТЭЦ от противодавления турбины для схемы 4 с вакуумным деаэратором:
1 – p_0 = 1,3 МПа, t_0 = 191 °С; *2* – p_0 = 1,3 МПа, t_0 = 250 °С; *3* – p_0 = 2,3 МПа, t_0 = 250 °С; *4* – p_0 = 3,4 МПа, t_0 = 435 °С.

Следует отметить, что увеличение площади поверхности теплообмена пароводяных подогревателей в сравнении с расчетными значениями для всех схем мини-ТЭЦ приведет к расширению возможностей регулирования электрической мощности мини-ТЭЦ за счет изменения противодавления.

Приведенные результаты для рассмотренных выше схем мини-ТЭЦ получены для однотрубной открытой системы теплоснабжения в межотопительный период. Для двухтрубной открытой системы теплоснабжения они также применимы, так как обратный поток сетевой воды остывает незначительно и требует небольшого подогрева за счет смешения с приготовленной горячей водой.

3.2. Тепловые схемы мини-ТЭЦ для закрытых систем теплоснабжения

Для закрытых систем теплоснабжения могут быть рекомендованы тепловые схемы мини-ТЭЦ, представленные на рис. 7.16 [8]. Эти схемы аналогичны рассмотренным выше, но для охлаждения пара после турбины используется обратная сетевая вода.

В схемах, показанных на рис. 7.16, *а*, *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 первом варианте (рис. 7.16, *а*) вся обратная сетевая вода тепловой магистрали проходит через теплообменники мини-ТЭЦ (мини-ТЭЦ ОАО «Вологодский оптико-механический завод»), во втором варианте (рис. 7.16, *б*) – только ее часть (мини-ТЭЦ Приморской котельной ГУП «ТЭК СПб»). В обоих случаях пароводяные теплообменники машзала подключаются к тепловой сети без использования сетевых насосов машзала. На рис. 7.16, *в* показана тепловая схема мини-ТЭЦ с подкачивающими сетевыми насосами *12*. На рис. 7.16, *г* представлена тепловая схема мини-ТЭЦ с параллельным подключением теплообменников машзала и водогрейных котлов. Такая схема 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 станко-

завод» и ОАО «Уральская кузница» (г. Чебаркуль). 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. Возможна также схема мини-ТЭЦ с последовательным подключением теплообменников машзала к водогрейным котлам, при этом используются сетевые насосы машзала.

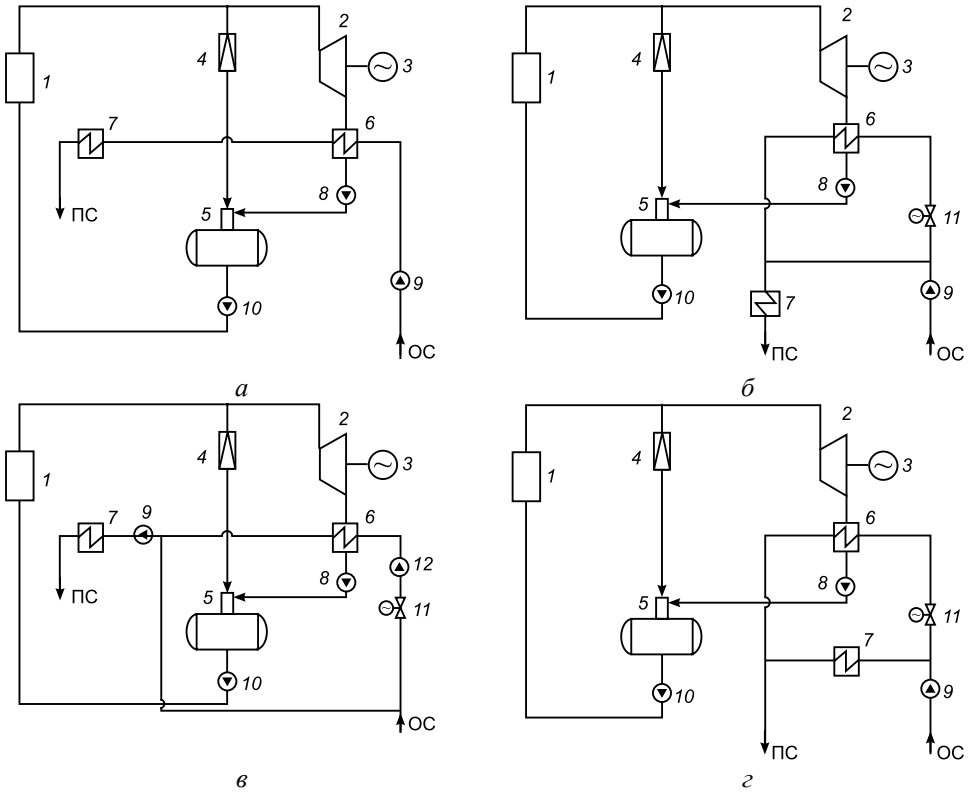


Рис. 7.16. Тепловые схемы мини-ТЭЦ для закрытых систем теплоснабжения с атмосферными деаэраторами [8]:
1 – паровой котел; *2* – паровая противодавленческая турбина; *3* – электрогенератор; *4* – РОУ котельной; *5* – питательный атмосферный деаэратор; *6* – пароводяной подогреватель сетевой воды машзала; *7* – водогрейный котел; *8* – конденсатный насос машзала; *9* – сетевой насос котельной; *10* – питательный насос; *11* – регулятор расхода сетевой воды; *12* – сетевой насос машзала; ПС, ОС – подающая и обратная линия тепловой сети.

Разнообразие реализованных в проектной практике схемных решений позволяет выбрать наиболее эффективную тепловую схему для конкретных условий работы котельной, обеспечивая при этом маневренную работу мини-ТЭЦ.

В схеме мини-ТЭЦ закрытой системы теплоснабжения при последовательном соединении пароводяных подогревателей машзала *6* и подогревателей сетевой воды котельной *7* (рис. 7.16, *а*) электрическая мощность зависит

от температурного графика регулирования отопительной нагрузки. Зависимости удельной электрической мощности от противодавления для различных температурных графиков регулирования и начальных параметров пара приведены на рис. 7.17.

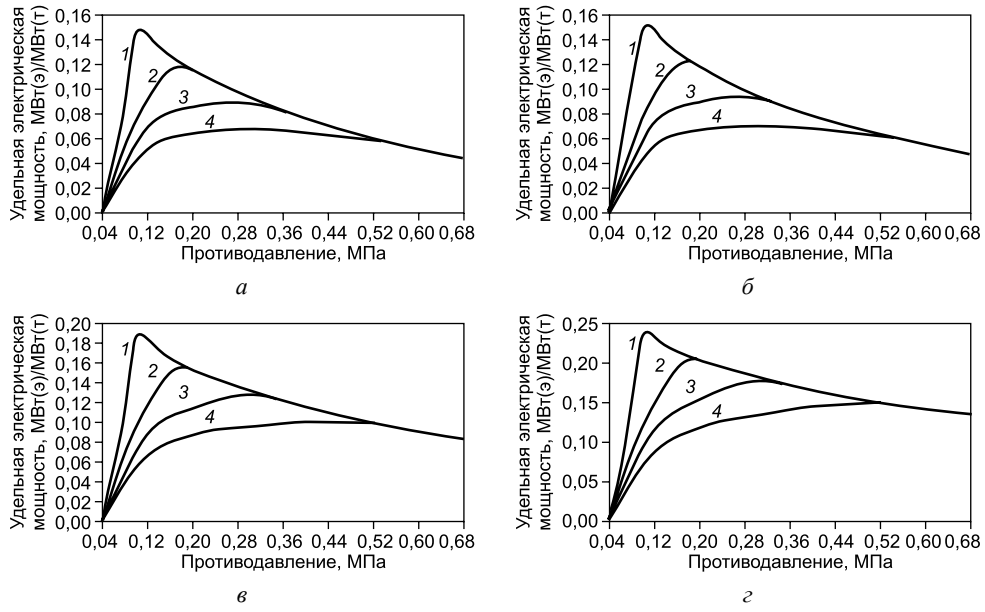


Рис. 7.17. Зависимости удельной электрической мощности мини-ТЭЦ от противодавления турбины для схемы с последовательным соединением теплообменников (рис. 7.16, *а*); температура теплоносителя в сети (ПС-ОС) [7]:
1 – 95–70 °С; 2 – 115–70 °С; *3* – 130–70 °С; *4* – 150–70 °С. Параметры пара перед турбиной: *а* – 1,3 МПа, 191 °С; *б* – 1,3 МПа, 250 °С; *в* – 2,3 МПа, 250 °С; *г* – 3,4 МПа, 435 °С.

Для каждого температурного графика имеет место максимум электрической мощности, величина которого тем больше, чем меньше расчетная температура в подающей линии сети. Для всех рассмотренных температурных графиков, кроме графика 150/70 °С, оптимальное противодавление достаточно точно определяется давлением насыщения, соответствующим температуре в подающей линии сети. Наибольшее значение электрической мощности достигается для температурного графика 95/70 °С при противодавлении 0,1 МПа. Для начальных параметров пара 1,3 МПа, 191 °С его величина равна 0,15 МВт(э)/МВт(т), при начальных параметрах пара 3,4 МПа, 435 °С – 0,24 МВт(э)/МВт(т). Следует отметить, что температурный график 95/70 °С при определенных условиях, определяемых гидравлическим режимом работы сети, может быть реализован при подключении ТО машзала после сетевого насоса котельной в соответствии со схемой, показанной на рис. 7.16, *а*. В связи с ограничением температуры воды на линии всасывания сетевых насосов при вводе в работу мини-ТЭЦ более высокие температурные графики можно обеспечить только при включении ТО машзала в линию нагнетания сетевых насосов.

При параллельном присоединении по сетевой воде ТО машзала *б* и подогревателей котельной *7* (рис. 7.16, *г*) расчетный температурный график 150/70 °С не может быть обеспечен при использовании подогревателей машзала в большей части выбранного диапазона противодавлений. В связи с понижением расхода сетевой воды в котельной часть водогрейных котлов должна быть отключена. Зависимости удельной электрической мощности параллельной схемы приведены на рис. 7.18.

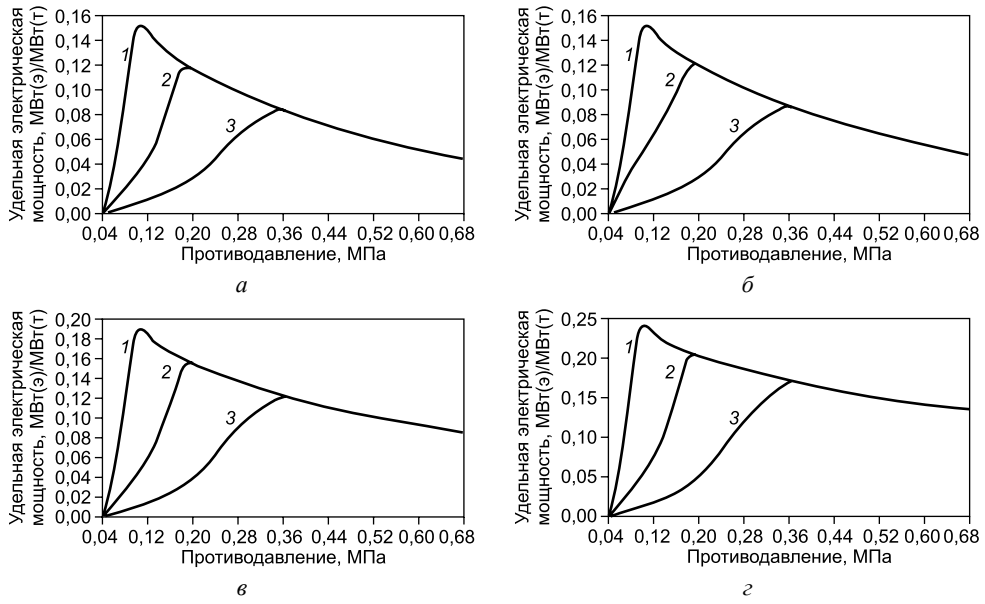


Рис. 7.18. Зависимости удельной электрической мощности мини-ТЭЦ от противодавления турбины для схемы с параллельным соединением теплообменников (рис. 7.16, *г*); температура теплоносителя в сети (ПС–ОС):
1 – 95/70 °С; *2* – 115/70 °С; *3* – 130/70 °С; параметры перед турбиной: *а* – 1,3 МПа, 191 °С; *б* – 1,3 МПа, 250 °С; *в* – 2,3 МПа, 250 °С; *г* – 3,4 МПа, 435 °С.

В сравнении с последовательной схемой (рис. 7.16, *а*) величина максимальной электрической мощности практически не изменилась, однако значения оптимальных противодавлений несколько выше, особенно при высоких температурах в подающей линии сети.

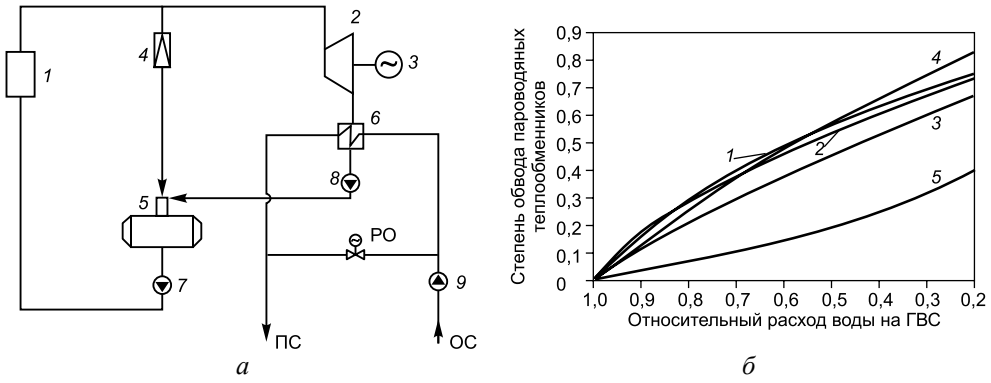
В приведенных выше данных определена максимальная электрическая мощность, которую можно генерировать для рассмотренных схем мини-ТЭЦ, принятых параметрах пара и характеристиках турбогенератора. Уточненные характеристики эффективности агрегатов выбранного типа позволит произвести корректировку определенных выше значений электрической мощности мини-ТЭЦ.

При определении площади поверхности теплообмена коэффициент теплопередачи принимается равным 3000 Вт/м^2·К, что характерно для кожухотрубных ТО типа «ПП». В расчетах охлаждение конденсата не учитывалось. Учет изменения типа ТО и коэффициента теплопередачи приведет к уточнению площади поверхности теплообмена.

Следует иметь в виду, что температурные графики регулирования 150/70 °С и 130/70 °С, а также средние параметры пара для котельных с малой нагрузкой применяются редко.

Доля тепловой нагрузки ГВС в общей нагрузке котельной принималась равной 25 % в соответствии со структурой тепловых нагрузок, приведенной в [6]. С увеличением этой доли суммарная электрическая мощность установки возрастает. Расчетным режимом с нагрузкой 100 % для закрытой системы теплоснабжения без аккумуляции тепловой энергии является режим с максимальной часовой нагрузкой системы ГВС; среднечасовой нагрузке ГВС в отопительный период соответствует нагрузка в 2,4 раза меньше – 42 %. В межотопительный период средняя нагрузка ГВС с учетом возрастания температуры исходной воды от 6 до 15 °С, нагрева ее на тепловых пунктах до 60 °С и падения водоразбора до 80 % уменьшается до 65 % в сравнении с отопительным периодом и составляет 27 % от расчетного значения.

Удельные характеристики выработки электрической энергии, отнесенной к максимальной часовой нагрузке ГВС, для противодавлений 0,04; 0,12; 0,2, 0,44; 0,7 МПа равны 0,195; 0,144; 0,118; 0,0694; 0,0355 МВт(э)/МВт(т). Площадь теплообмена, отнесенная к расчетной тепловой мощности нагрузки ГВС, для указанных противодавлений изменяется в пределах от 18,30 до 3,16 $м^2$/МВт. При снижении нагрузки ГВС в течение суток до 80, 60, 40, 20 % от расчетного значения происходит возрастание температуры обратной сетевой воды до 46, 52, 58, 64 °С соответственно. На мини-ТЭЦ должны быть предусмотрены схемные способы регулирования тепловой мощности пароводяных теплообменников, определяющие изменение электрической мощности турбин, работающих по тепловому графику. Самая простая реализация регулирования производится с помощью регулятора температуры прямой воды за счет перепуска части обратной воды параллельно пароводяным теплообменникам (рис. 7.19, *а*).



а *б*

Рис. 7.19. Тепловая схема мини-ТЭЦ для закрытой системы теплоснабжения при работе на нагрузку ГВС (*а*) и зависимость степени обвода пароводяных теплообменников от расхода воды на ГВС в межотопительный период при заданных противодавлениях (*б*) (*1* – P_2 = 0,7 МПа; *2* – 0,44 МПа; *3* – 0,2 МПа; *4* – 0,12 МПа; *5* – 0,04 МПа) [5]:
1 – паровой котел; *2* – паровая противодавленческая турбина; *3* – электрогенератор; *4* – РОУ котельной; *5* – деаэратор подпиточной воды; *6* – подогреватель сетевой воды; *7–9* – насосы, РО – регулятор обвода; ПС, ОС – прямая и обратная сетевая вода.

На рис. 7.19, *б* показана зависимость степени обвода потока сетевой воды от нагрузки ГВС для различных номинальных противодавлений турбин с учетом того, что установленная поверхность теплообмена обеспечивает в расчетных условиях максимальную часовую нагрузку ГВС. Уменьшение тепловой мощности ГВС приводит к такому же изменению электрической мощности мини-ТЭЦ. Поэтому средняя электрическая мощность мини-ТЭЦ при отсутствии аккумуляции тепловой энергии на теплоисточнике в отопительный период составит 42 % от величины установленной мощности турбины, в межотопительный период – 27 %. Регулирование тепловой нагрузки изменением числа работающих теплообменников в течение суток является нецелесообразным в связи со ступенчатым характером и слишком быстрым изменением нагрузки ГВС.

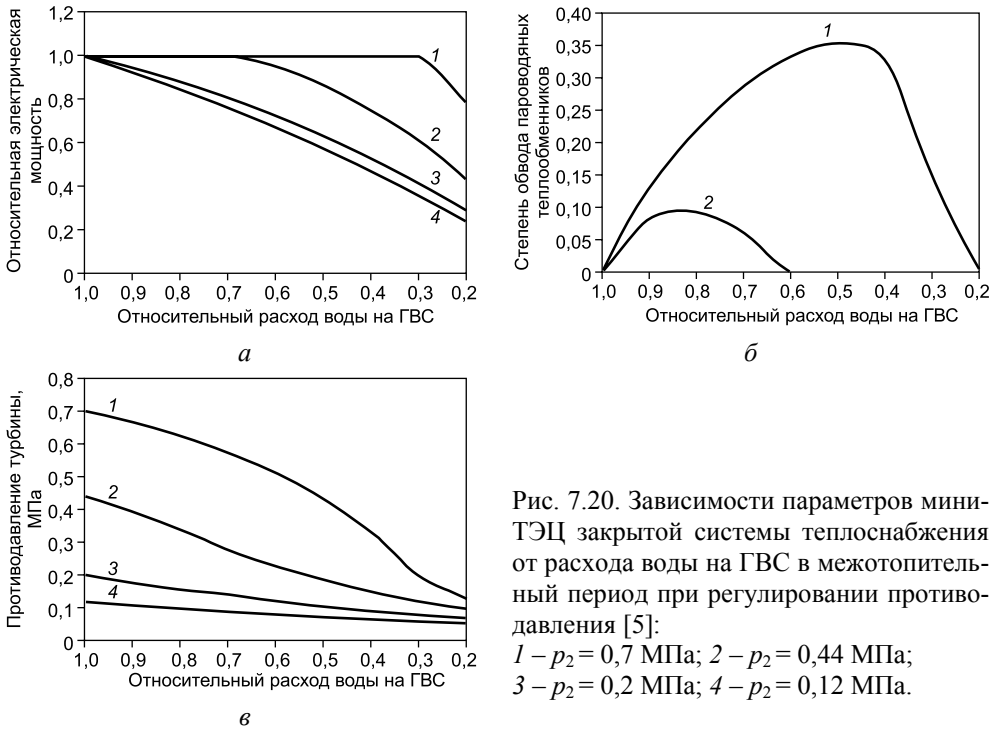


Рис. 7.20. Зависимости параметров мини-ТЭЦ закрытой системы теплоснабжения от расхода воды на ГВС в межотопительный период при регулировании противодавления [5]:
1 – p_2 = 0,7 МПа; *2* – p_2 = 0,44 МПа;
3 – p_2 = 0,2 МПа; *4* – p_2 = 0,12 МПа.

Возможности регулирования электрической мощности турбины при снижении нагрузки ГВС за счет уменьшения противодавления турбин представлены на рис. 7.20. Существенные значения степени перепуска имеют место только при номинальном противодавлении 0,7 МПа. Для условий межотопительного периода при средней нагрузке ГВС 27 % от расчетного значения при номинальных противодавления 0,04; 0,12; 0,20; 0,44 и 0,70 МПа достигаются значения электрической мощности 27, 33, 38, 56 и 94 % от установленной мощности турбины.

Аккумулирующая способность тепловой сети

В закрытой системе теплоснабжения в качестве теплового аккумулятора частично может быть использована тепловая сеть с теплоносителем. Емкость тепловой сети при отсутствии данных по фактическим объемам воды определяется расчетной тепловой нагрузкой сети для закрытой системы теплоснабжения из расчета 65 $м^3$/МВт [6]. Учитывая тот факт, что общая расчетная тепловая нагрузка сети приблизительно в 6 раз больше средней нагрузки ГВС, удельный показатель объема сети в пересчете на среднюю тепловую мощность ГВС будет равен порядка 400 $м^3$/МВт. При существующем характере изменения нагрузки ГВС в течение суток амплитуда колебаний температуры воды в сети составит около 13 °С, при нулевой аккумулирующей способности сети – 15 °С. Проявлением аккумулирующей способности тепловой сети является также возможность сохранения номинальной электрической мощности в течение часа при выключении максимальной тепловой нагрузки в полночь и нагреве воды в сети приблизительно на 5 °С.

При наличии баков-аккумуляторов тепловой энергии в закрытой системе теплоснабжения, с целью выравнивания температуры обратной сетевой воды до среднесуточного значения, равного 57,5 °С, может быть организована близкая к равномерной загрузка турбоагрегатов в течении суток. Исходя из температур сетевой воды 57,5 °С на входе в пароводяные теплообменники мини-ТЭЦ и 70 °С на выходе из них и сохранения расхода сетевой воды, с целью обеспечения расчетной нагрузки на тепловых пунктах выбирается площадь поверхности теплообмена, а по средней нагрузке ГВС выбирается электрическая мощность турбоагрегатов. Емкость аккумуляторов для обратной воды должна быть порядка 500 $м^3$/МВт в расчете на среднюю нагрузку ГВС.

Для закрытой системы теплоснабжения с аккумуляцией тепловой энергии потока обратной сетевой воды расчетным режимом с нагрузкой 100 % является режим со средней часовой нагрузкой системы ГВС в отопительный период. В межотопительный период средняя нагрузка ГВС составляет 65 % от расчетного значения. В этом случае характеристики, отнесенные к средней тепловой нагрузке ГВС, практически совпадают с зависимостями, приведенными на рис. 7.20 за исключением возрастающих значений степени перепуска. Устанавливаемая мощность электрогенерирующего оборудования на мини-ТЭЦ в 2,4 раза, а пароводяных теплообменников – приблизительно в 2 раза меньше в сравнении с системой теплоснабжения без аккумуляции тепловой энергии. Площадь теплообмена, отнесенная к тепловой мощности средней нагрузки ГВС в отопительный период, для диапазона противодавлений 0,04–0,70 МПа изменяется в пределах от 25,1 до 3,3 $м^2$/МВт.

4. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ МАЛЫХ ТЭЦ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПАРОВЫХ ТУРБИН РАЗНОГО ТИПА

Построение тепловых схем основывается на принципах обоснованного сочетания типоразмера принятой к установке противодавленческой турбины, реальной паропроизводительности котельной, максимально возможных пара-

метров пара после котлов. В табл. 7.1 приведены номинальные и минимальные расходы пара на турбины с противодавлением.

Таблица 7.1

Номинальные и минимальные расходы пара на турбины с противодавлением

Марка турбины	Начальные параметры пара		Завод изготовитель	Расчетные параметры			
	p_0, МПа	t_0, °С		Расход пара, т/ч		p_2, МПа	Мощность, кВт
				nom	min		
ТГ-0,5/0,4	1,3	191	АО КТЗ	16,0	10,0	0,40	500
ТГ-0,6/0,4	1,2	187	–"–	20,0	14,0	0,40	600
ТГ-1,2/0,4	2,4	300	–"–	12,5	8,0	0,12	1200
ТГ-3,5/10,5	1,2	187	–"–	48,0	25,0	0,12	3500
ПТГ-1000	1,4	250	ГНПП «Пролетарский завод»	38,0	20,0	0,4	1000

В табл. 7.2 для различных сочетаний котлоагрегатов в действующих котельных приводится возможный состав турбинного оборудования и соответствующая мощность ТЭЦ.

Таблица 7.2

Возможный состав турбинного оборудования

Набор котлов	Паровая нагрузка подключенных потребителей, т/ч	Электрическая мощность МТЭЦ, кВт	Структура турбинного оборудования, кВт
1×ДКВР-6,5	6,5	250	1×250
2×ДКВР-6,5	10,0–13,0	400	1×500
1×ДКВР-10	10,0	400	1×500
2×ДКВР-10	20,0	600	1×600
3×ДКВР-10	30,0	1000	2×500 или 1×1000
1×ДКВР-20	20,0	600	1×600
2×ДКВР-20	40,0	1000	1×1000
3×ДКВР-20	60,0	2000	2×1000
4×ДКВР-20	75,0	2000	2×1000
2×ГМ-50-14	100,0	2500	3×1000

Разные параметры пара за турбинами и возможность обеспечения при их установке как технологических, так и отопительных нагрузок позволяет комбинировать различные сочетания турбоагрегатов.

На рис. 7.21 представлены комбинации турбогенераторов, позволяющие обеспечивать технологические, отопительные и электрические нагрузки по-

требителей. Указанные схемы являются схемами промышленных или промышленно-отопительных ТЭЦ. В схеме «*а*» и на второй ступени схемы «*д*» могут использоваться турбины производства АО КТЗ типа ТГУ-500К, ТГУ-800К и ТГУ-1000К. В схемах «*в*», «*г*» и в первой ступени схемы «*д*» может использоваться вся гамма турбин с противодавлением.

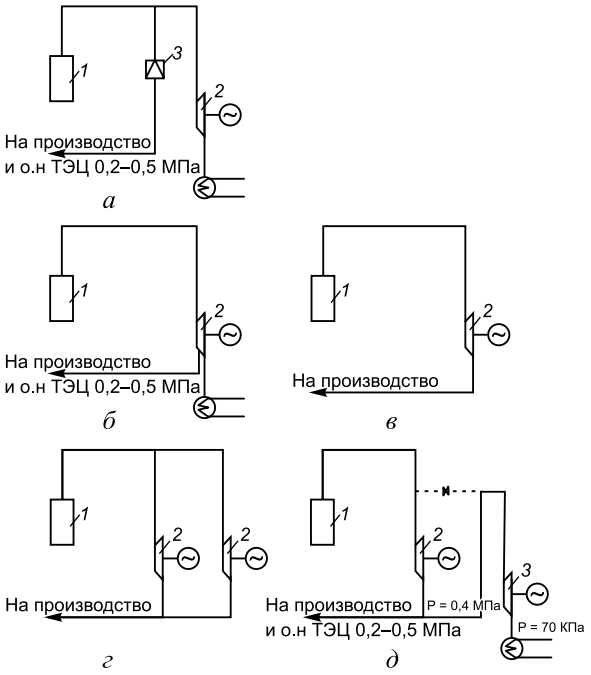


Рис. 7.21. Принципиальные тепловые схемы малых ТЭЦ при установке серийных турбогенераторов.
а – установка конденсационной турбины: *1* – котлоагрегат, *2* – турбогенератор с конденсатором, *3* – редукционная установка; *б* – установка турбины с отбором и конденсацией: *1* – котлоагрегат, *2* – турбогенератор; *в* – установка турбины с противодавлением для обеспечения технологических нагрузок: *1* – котлоагрегат, *2* – турбогенератор; *г* – установка группы турбогенераторов для обеспечения технологических нагрузок: *1* – котлоагрегат, *2* – турбогенераторы с параллельно работающими противодавленчес-кими турбинами; *д* – двухступенчатая установка турбогенераторов для обеспечения технологических и отопительных нагрузок: *1* – котлоагрегат, *2* – турбогенератор первой ступени, *3* – турбогенератор второй ступени.

Особый интерес с точки зрения маневренности представляет схема «*д*». Т. к. номинальный расход пара на турбину второй ступени в этой схеме значительно ниже, чем расход на турбину первой ступени, появляется возможность при обеспечении базисной электрической нагрузки конденсационной турбиной, увеличивать тепловую мощность тандема, догружая турбину первой ступени. Кроме того, при отсутствии в отдельные периоды тепловой нагрузки возможна работа конденсационной турбины по перемычке, изображенной пунктиром, на пониженных начальных параметрах пара (0,65 МПа) при остановленной противодавленческой.

Этого преимущества лишена схема «*б*», в которой также присутствуют элементы конденсации и отбора пара. Расчеты показывают, что при одинаковом расходе пара на турбину первой ступени в схеме «*д*» и турбину с отбором в схеме «*б*» электрическая мощность в первом случае оказывается выше на 16 %.

Дополнительные трубопроводы, арматура, насосы, связанные с установкой турбин, не вызывают особых проблем при построении и эксплуатации ТЭЦ вместо котельной.

Как уже отмечалось, электрическая мощность турбины с противодавлением однозначно определяется наличием и величиной паропотребления.

Пар после турбины всегда используется для двух основных групп потребителей: внешних (технологические устройства, отопительные установки) и потребителей собственных нужд котельной (подогрев сырой и химочищенной воды, мазута, деаэрация воды и т. д.).

При установке турбины с противодавлением для обеспечения внешних потребителей пар на собственные нужды котельной, как правило, также отпускается из противодавления турбины, увеличивая ее электрическую мощность на 10–12 %. При снижении внешней паровой нагрузки соответственно снижается и нагрузка собственных нужд, т. к. снижается выработка пара котлами. В реальных условиях возможны ситуации, при которых у предприятия не хватает средств на установку турбины, обеспечивающей внешнее теплопотребление, и тогда реализуется возможность установить турбину с противодавлением предельно малой мощности и соответственно минимальными затратами на ее установку. На сегодня таким турбогенератором является агрегат мощностью 250 кВт, с начальными параметрами пара 1,3 МПа, 191 °С. Расход пара на турбину с противодавлением P_2 = 0,12 МПа составляет 3 т/ч; при P_2 = 0,23 МПа – 4 т/ч. Турбогенератор с такими техническими характеристиками уже не может обеспечивать внешних потребителей ни паром, ни электроэнергией, но может с успехом быть использован для обеспечения этими видами энергии потребителей собственных нужд котельной. Отработавший в турбине пар при этом направляется на подогрев и деаэрацию питательной воды котлов, а электроэнергия – на привод механизмов котельной. Такая установка имеет следующие преимущества перед аналогичными установками большей мощности: минимальные капвложения и габариты; простота установки и эксплуатации; менее жесткая зависимость между внешней нагрузкой котельной и электрической мощностью собственного источника.

Расчеты показывают, что для котельной с параметрами пара после котлов 1,3 МПа, 191 °С расход пара на собственные нужды (при возврате конденсата 50 %) составляет 10–12 % от его выработки. Таким образом, при минимальном расходе пара на турбину мощностью 250 кВт (ПТГ-250) – 3 т/ч выработка пара котельной может равняться 25 т/ч. В табл. 7.3 представлены возможные варианты рассматриваемой схемы.

Таблица 7.3

Основные параметры рассматриваемой схемы

Выработка пара котлами, т/ч	**Возможное сочетание котлов**	**Расход пара на собственные нужды, т/ч**	**Количество турбин ПТГ-250, компл.**	**Потребляемая мощность турбин, кВт**
16	3×ДКВР-6,5	2,0	1	115
	2×ДКВР-10			
35	4×ДКВР-10	4,2	1	250
	2×ДКВР-20			
50	3×ДЕ-25	6,0	2	375
75	4×ДЕ-25	9,0	2	560

Представляет интерес анализ соотношения мощности, потребляемой электродвигателями собственных нужд котельной, и вырабатываемой турбинами собственных нужд. Такой анализ позволяют сделать выводы, приведенные в табл. 7.4.

При сопоставлении показателей мощности располагаемой и мощности потребляемой можно сделать вывод о том, что во всех рассматриваемых случаях располагаемая мощность выше потребляемой. Из этого следует, что при установке в качестве турбины собственных нужд турбогенератора ПТГ-250 удовлетворяются потребности собственно котельной, как в паре, так и в электроэнергии. При этом некоторое количество электроэнергии (25–60 кВт) может быть выдано при напряжении 400 В другим потребителям предприятия.

Таблица 7.4

Соотношение располагаемой и потребляемой мощности собственных нужд котельных

Выработка пара котлами, т/ч	Тип и количество котлов	Мощность механизмов работающих котлов, кВт				Общая располагаемая мощность, кВт
		Дымосос	Вентилятор	Питательные насосы	Прочие механизмы	
16	3×ДКВР-10	40	20	40	10	250
35	3×ДКВР-20	80	40	60	15	250
50	3×ДЕ-25	150	90	100	15	500
75	4×ДЕ-25	225	135	120	20	500

Не следует исключать возможность применения турбогенератора как меньшей (100, 150 кВт), так и большей (350, 400 кВт) мощности. Однако, применение агрегатов этого ряда отличных от ПТГ-250 требует специальных конструктивных доработок и создания головного образца.

Сравнительно небольшие значения единичных мощностей турбогенераторов, возможность выделения локальных групп потребителей (цехов, поселков, предприятий) создает исключительную возможность создания внутри объединенной энергосистемы автономной электростанции. При этом параллельная работа с энергосистемой не исключается и определяется только целесообразностью и желанием владельца генерирующей мощности.

Генераторы типа МСК-750, МСК-1000, МСК-1500, которыми комплектуются турбины мощностью 500–1000 кВт, изготавливаются в основном на напряжение 0,4 кВ. При необходимости выдать и распределить мощность на напряжении 0,4 кВ генератор должен быть выполнен по схеме с выведенной нейтралью (четвертый провод). Только в этом случае может быть обеспечено переключение действующей нагрузки на устанавливаемый электрогенератор с соблюдением требований ПУЭ и ПТБ.

При выдаче мощности на напряжение 0,4 кВ на подстанцию 0,4/6,0 кВ, связанную с энергосистемой, возникает проблема защиты от высокого уровня токов короткого замыкания. В отдельных случаях проблема может быть решена путем установки соответствующих реакторов.

При параллельной работе с энергосистемой должны выполняться ее технические условия по выдаче электрической мощности. Основным режимом работы устанавливаемых электрогенерирующих установок является параллельная работа с внешней сетью.

4.1. Сухие градирни системы Геллера

Сухие (радиаторные) градирни являются изобретением венгерских инженеров Геллера и Форго и предназначены как для непосредственного охлаждения продуктов производства, например конденсируемого пара, так и для охлаждения воды, охлаждающей в свою очередь теплообменные аппараты. Сухие градирни представляют собой теплообменные установки, в которых теплопередающей поверхностью служат радиаторы из оребренных трубок. Для создания тяги такие градирни могут быть оборудованы вентиляторами или вытяжной башней. Передача тепла от нагретой среды, протекающей внутри трубок радиатора, атмосферному воздуху осуществляется без непосредственного контакта через сильно развитую поверхность ребер, имеющихся на трубках, за счет теплопроводности и конвекции. В отличие от градирен с принудительной тягой (с осевыми вентиляторами) в системе Геллера с естественной тягой поток воздуха создается за счет разности его плотностей в нижней и верхней части башенной градирни. При этом, воздух проходит через теплообменники в нижней части башни, поднимается внутри корпуса градирни и выходит через ее устье. Внутренняя, свободная площадь градирни с естественной тягой пригодна для размещения на ней, например, установки по обессериванию дымовых газов и выбросу их в атмосферу. Водовоздушные теплообменники, то есть «охладительные дельты», монтируются вертикально по окружности сухой градирни. Охладительная дельта – это самонесущая сборная конструкция (рис. 7.22), которая имеет жесткую раму с треугольным поперечным сечением, две стороны которой под углом около 58° составляют теплообменную панель (колонну) высотой 10–20 м и шириной 2,4 м, а третья сторона остается открытой для подвода воздуха. Охладительные дельты объединяются в модули, обычно по 20 шт. в одном модуле, которые, в свою очередь, группируются в независимые секторы, соединяемые по водяной стороне параллельно меж-

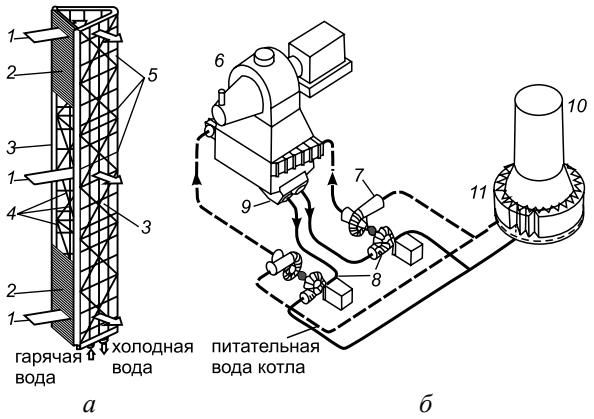


Рис. 7.22. Градирня системы Геллера:
а – охладительная дельта; *б* – схема системы охлаждения Геллера; *1* – поток воздуха; *2* – жалюзи; *3* – охладительная колонна; *4, 5* – стальная конструкция; *6* – паровая турбина; *7* – утилизационная турбина; *8* – циркуляционный насос; *9* – смешивающий конденсатор; *10* – градирня; *11* – водовоздушные теплообменники.

ду собой. В одной установке обычно имеется 4–6 таких секторов.

Водовоздушные теплообменники представляют собой алюминиевые теплообменники типа Форго с оребрением в виде перфорированных пластин. Трубки теплообменника размещены в шахматном порядке, образуя с плоскими пластинчатыми ребрами сборную охлаждающую матрицу (рис. 7.23) с высокой интенсивностью теплопередачи. Вся поверхность, контактирующая с атмосферным воздухом, изготовляется из чистого алюминия с пассивированной поверхностью, обладающего отличными противокоррозионными свойствами. Ресурс охладительных дельт составляет 30 лет и более.

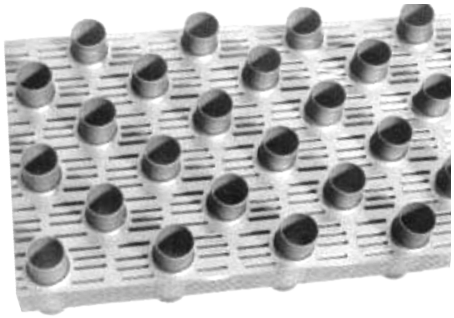


Рис. 7.23. Охлаждающая матрица градирни.

Непрямое сухое охлаждение – усовершенствованная система Геллера. В системе Геллера отводимое тепло от технологического цикла электростанции сначала передается воде, циркулирующей по замкнутому контуру через поверхностные или смешивающие струйные конденсаторы турбин. Затем, поглощенное водой тепло отводится атмосферным воздухом, проходящим через оребрение трубок водовоздушных теплообменников. В системе обычно используется конденсатор традиционного трубчатого (поверхностного) типа или смешивающий струйный конденсатор. Так как контур охлаждающей воды герметичен, то в контуре может циркулировать котельная питательная вода. По этой причине, находит свое практическое применение смешивающий струйный конденсатор, в котором пар конденсируется в виде пленок воды на поверхности ребер внутри конденсатора, а охлаждающая вода, при этом, смешивается с питательной водой. Вследствие прямого контакта температура охлаждающей воды может сравняться с температурой насыщения выхлопного пара турбины, и тем самым в конденсаторе с прямым контактом охлаждаемой и охлаждающей сред достигается более глубокий вакуум, чем в поверхностном конденсаторе при прочих равных условиях. В случае применения смешивающих конденсаторов циркуляционные насосы могут быть применены не только для подачи охлаждающей циркуляционной воды, но и для подачи конденсата из конденсатора турбины в питательную систему котла. Охладительные дельты отводят тепло из цикла. Наличие значительного объема охлаждающей циркуляционной воды во всем циркуляционном контуре (конденсатор, подающий и сливной циркуляционный водовод, охладительные дельты) в целом оказывает стабилизирующий (демпфирующий) эффект на работу всей системы охлаждения, например, в сглаживании скачков температур циркуляционной воды при порывах ветра. При использовании описанной непрямой системы охлаждения Геллера для обеспечения требуемого охлаждающего потока воздуха может применяться принудительная или естественная тяга. С увеличением мощности турбин естественная тяга становится все более привлекательной, так как, из-за необходимости подъема теплообменников на все большую высоту (для обеспечения подвода к ним достаточного количества воздуха) стоимость градирни с принудительной тягой

возрастает. Применение естественной тяги становится оправданной для блоков мощностью выше 50 МВт. При отводе дымовых газов через градирню отпадает необходимость сооружения дымовой трубы, в результате чего достигается низкая концентрация загрязнений на уровне земли.

На одной из компрессорных станций газопровода ООО «Мострансгаз» эксплуатируется блочный утилизационный комплекс (БУТЭК) на основе парового конденсационного турбогенератора мощностью 0,5 МВт в комплексе с воздушным конденсатором упрощенной конструкции, предназначенный для удовлетворении собственных нужд станции в электроэнергии. В котле-утилизаторе, работающего на выхлопных газах ГТУ, вырабатывается 11,2 т/ч водяного пара температурой 200 °С и давлением 0,99 МПа. Пар поступает в турбину блочного турбогенератора ТГ-0,75/04Р13/2 («Кубань»), производит 500 кВт электрической мощности и конденсируется в *воздушно-конденсационной установке* при атмосферном давлении. Конденсат пара из конденсатосборника откачивается конденсатно-питательным насосом в котел-утилизатор, и цикл замыкается. В схеме предусмотрена система охлаждения для обеспечения работы охладителя генератора, маслоохладителя и эжектора отсоса из уплотнений турбины.

Маневровые качества энергокомплекса обеспечиваются байпасированием ТГУ с использованием редукционно-охладительной установки. Техническая характеристика оборудования приведена в табл. 7.5.

Таблица 7.5

Технические характеристики утилизационной мини-электростанции с конденсацией пара

Котел-утилизатор	Расход пара, т/ч	11,2
	Давление пара, МПа	0,99
	Температура пара, °С	209
Паровая турбина	Расход пара, т/ч	9,5
	Давление пара (абс), МПа	0,75
	Температура пара, °С	200
	Мощность, МВт	0,5
	Частота вращения ротора, об/мин	8000
Воздушный конденсатор и водоохладительные модули	Тепловая нагрузка воздушного конденсатора, МВт	6,2
	Давление в воздушном конденсаторе, кПа	100
	Тепловая нагрузка водоохладительных модулей, МВт	0,89

Турбогенератор с воздушно-конденсационной установкой (ВКУ) и вспомогательным оборудованием произведен ОАО «КТЗ». Турбогенератор выполнен в виде моноблока, состоящего из рамы-маслобака и установленных на ней турбины, редуктора и генератора типа МСК-940-1500 номинальной мощностью 750 кВт, номинальным напряжением 400 В. Турбогенератор смонтирован в контейнере вагонного типа. Вспомогательное оборудование состоит из блока конденсато-питательной системы (БКПС), блока системы охлаждения (БСО), ВКУ. ВКУ для турбогенератора состоит из 8 модулей, распо-

ложенных в 2 ряда по 4 модуля в каждом. Из общего количества модулей ВКУ два выделены под модули с газоохладителями (ГО) и два модуля – для системы водяного охлаждения генератора (СВО). ВКУ конструктивно оформлена в виде шатра, смонтирована на отдельной площадке и расположена выше уровня боксов с оборудованием. На два модуля приходится один вентилятор с диаметром колеса 2,5 м и скоростью вращения 5,7 об/мин, всего на установке используется 4 вентилятора ВГ25-РК с электроприводом. Отметим, что принятое расчетное давление 0,1 МПа в воздушном конденсаторе, позволило сократить размеры поверхности теплообмена и отказаться от элементов вакуумирования конденсатора.

4.2. Примеры проектов реконструкций паровых котелен

4.2.1. Котельная предприятия «Вентспилс нафта»

В котельной предприятия «Вентспилс нафта» (Латвия) были установлены два турбогенератора ПТГ-1000 по 1000 кВт каждый. Котельная в составе четырех котлоагрегатов ГМ-50-14 обеспечивала технологические нужды предприятия и отопление части города. Паровая нагрузка котельной в зимнее время составляла около 100 т/ч. По проекту была предусмотрена установка турбин в отдельном машзале, примыкающем к котельной. В дальнейшем с целью экономии средств и времени проект был пересмотрен и турбины были установлены на монтажной площадке в торце котельной на отметке 0.000. Согласно эксплуатационным данным при номинальном противодавлении 0,4 МПа турбины устойчиво работали при противодавлении 0,12 МПа, обеспечивая мощность 1,5 МВт при расходе пара менее 30 т/ч. После реконструкции удельный расход топлива на выработку электроэнергии составил 204 г у. т./кВт·ч. Пуск турбин из холодного состояния до набора мощности осуществлялся за 20–25 мин, пуск из горячего состояния – за 10 мин. Обслуживание турбин осуществляется штатным персоналом котельной за счет расширения зоны обслуживания.

4.2.2. Котельная Обуховского промузла

Другим примером является проект реконструкции котельной Обуховского промузла в МТЭЦ электрической мощностью 24 МВт. Котельная имеет шесть паровых котлов Е-75-39ГМ с паропроизводительностью 75 т/ч каждый на параметры пара 4,0 МПа, 440 °С. На технологические нужды предприятий направляется 360 т/ч. В качестве электрогенерирующего блока были установлены две противодавленческие турбины Р-12-35/10 мощностью по 12 МВт. Проект не был реализован в связи с отсутствием средств у предприятия и невозможности получения бюджетной поддержки.

4.2.3. Реконструкция промышленно-отопительной котельной Ирбитского мотозавода

В котельной, ранее принадлежавшей Ирбитскому мотозаводу, установлено 2 паровых котла ГМ-50-1,4-250, а также 2 водогрейных котла ПТВМ-50. При заполнении системы теплоснабжения (СТ) в пусковой период, а также при аварийных остановках водогрейного котла подогрев сетевой воды осуществляется паром в бойлере ПСВ-200-7-15. Расчетная нагрузка на отопление составляет 40,26 Гкал/ч, с учетом тепловых потерь в сетях 42,75 Гкал/ч. Средняя нагрузка на горячее водоснабжение (ГВС) 2,4 Гкал/ч. Температурный график тепловой сети 105/70 °С, при этом расход сетевой воды составляет около 1200 т/ч. Средний часовой расход пара составляет около 7 т/ч в том числе на производство около 1,5 т/ч. Таким образом, суммарная тепловая нагрузка составляет около 50 Гкал/ч. В настоящее время отопительная нагрузка покрывается за счет работы водогрейного котла ПТВМ-50, паровая нагрузка – за счет работы парового котла ГМ-50. После снижения объема производства резко уменьшилась потребность в технологическом паре. Работа парового котла ГМ-50 на предельно пониженных нагрузках (14 % от номинала) приводит к снижению КПД котла, опасности опрокидывания циркуляции, неустойчивой работе горелок и увеличению удельных затрат электроэнергии на привод тягодутьевого и насосного оборудования.

Водогрейные котлы ПТВМ-50 работают в основном режиме. Большую часть отопительного периода работает паровой котел с одним подогревателем ПСВ, а в наиболее холодное время используется водогрейный котел ПТВМ-50. При полной загрузке парового котла ГМ-50 отопительная мощность сетевого подогревателя при температурном графике 105/70 °С составит 23 Гкал/ч. ПСВ совместно с охладителем конденсата при одном работающем котле ГМ-50 в состоянии обеспечить отопление потребителей вплоть до температуры наружного воздуха –12 °С. Это составляет около 4400 ч отопительного периода.

Для повышения эффективности работы котельной, согласно проекту реконструкции, устанавливается турбина с противодавлением и регулируемым производственным отбором пара ПР-2,5-1,3/0,6/0,1 электрической мощностью 2,5 МВт (рис. 7.24). Турбине требуется пар с температурой 300 °С. Котел ГМ-50 по паспортным характеристикам может вырабатывать перегретый пар с температурой 250 °С. Поэтому необходимо увеличить площадь поверхности пароперегревателя. Пар с давлением 0,6 МПа из отбора турбины направляется в существующий подогреватель сетевой воды ПСВ-200. Температура пара производственного отбора составляет 156 °С, что позволяет подогреть сетевую воду до 120 °С. Пар после турбины с давлением 0,12 МПа поступает в дополнительно установленный сетевой подогреватель ПСВ-200-3-23, который включается по воде параллельно существующему подогревателю сетевой воды. При давлении насыщенного пара за турбиной 0,12 МПа его температура насыщения составляет 105 °С. Смешением потоков сетевой воды подогреваемой в 2-х ПСВ и перепускаемой через байпас обеспечивается регулирование во всем диапазоне тепловых нагрузок по температурному графику 105/70 °С. Собственное электропотребление котельной обеспечивает загрузку турбины менее чем на половину ее мощности. Избыток электроэнер-

гии направляется на компрессорную мотозавода. В наиболее холодный период работают два паровых котла ГМ-50. Один из них работает на турбину, другой – на существующую редукционную установку РОУ-30-13/1,2. Паропроизводительности одного котла достаточно до температуры наружного воздуха не ниже –10 °С. Часть сетевой воды, не проходящей через 1-й и 2-й сетевые подогреватели, необходимо пропускать через байпас. В летнем режиме использовать турбину возможно при минимальной мощности 670 кВт с выдачей потребителю 2,66 т пара в час.

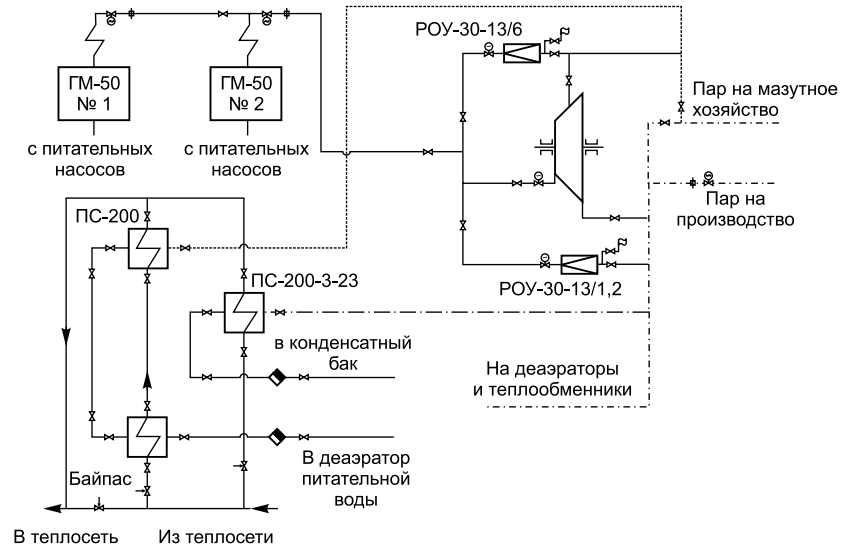


Рис. 7.24. Тепловая схема котельной с установленной паровой турбиной с противодавлением и регулируемым производственным отбором пара.

Необходимо отметить, что электрическая мощность турбины может изменяться при одной и той же отопительной нагрузке, в зависимости от величины производственного отбора. На основании расчетов, а также номограммы зависимости мощности турбины от величины производственного отбора получены зависимости (рис. 7.25) электрической мощности, вырабатываемой турбиной, от тепловой нагрузки.

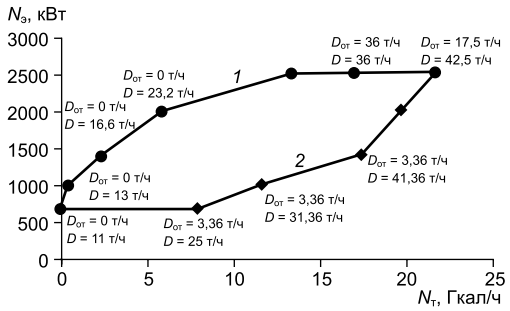


Рис. 7.25. Зависимости электрической мощности турбины от тепловой нагрузки:
1 – минимальный производственный отбор пара;
2 – максимальный.

Видно, что регулируя подачу пара в производственный отбор, можно регулировать мощность турбины в зависимости от

изменения электрической нагрузки. Так, например, при необходимой тепловой нагрузке на отопление 15 Гкал/ч вырабатываемая турбиной электрическая мощность может колебаться от 1,2 до 2,5 МВт. Выработка электроэнергии зависит от тепловой нагрузки турбины в течение отопительного периода. Расчетное число часов работы оборудования составляет 5500 ч/год, при этом общая выработка электрической энергии за отопительный период составит около 13,5 ГВт·ч. Суммарные капитальные затраты складываются из затрат на покупку и монтаж турбины и затрат на модернизацию пароперегревателей котлов.

Для производства электроэнергии потребуется дополнительный расход газа. Учитывая потери энергии в паровом котле, турбине, генераторе, ориентировочно примем КПД преобразования тепловой энергии в электрическую в данной схеме на уровне 75 %. Тогда дополнительный расход газа составит: $B = Э \cdot 3600/(\eta \cdot Q_н^р) = 13500 \cdot 3600/(0{,}75 \cdot 35{,}6) = 1{,}8$ млн м^3, где Э – годовая выработка энергии, тыс. кВт·ч; $Q_н^р$ – низшая рабочая теплота сгорания природного газа, 35,6 МДж/м^3.

5. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС И ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО ТУРБИН МАЛОЙ МОЩНОСТИ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

Рабочий процесс паровой турбины, т. е. процесс преобразования тепловой энергии пара в механическую энергию вращения ротора, осуществляется в лопаточном аппарате, образующем последовательность (по ходу пара) ступеней срабатывания его энергетического потенциала. Турбинная ступень состоит из соплового аппарата и рабочего колеса. Сопловый аппарат служит для преобразования потенциальной энергии пара в кинетическую; в рабочем колесе эта кинетическая энергия пара преобразуется в механическую энергию. На рабочем колесе также возможно преобразование части потенциальной энергии пара в кинетическую и, далее, в механическую энергию. В зависимости от организации энергетических преобразований в ступени последние подразделяют на активные и реактивные. Ступень называется активной, если весь изоэнтропный перепад энтальпий ступени преобразуется в кинетическую энергию потока исключительно в сопловом аппарате, а перепад на рабочих лопатках равен нулю. Ступень называется реактивной, если весь теплоперепад или его часть преобразуется в кинетическую энергию на рабочих лопатках. Изображение рабочего процесса в обоих типах турбинной ступени приведено на рис. 7.26.

Потери в ступени, влияющие на состояние рабочего тела или уменьшающие количество рабочего тела, участвующего в выработке полезной работы, называются внутренними. Основными из них являются потери в сопловом аппарате ($q_с$) и рабочей решетке ($q_л$), связанные с преобразованием потенциальной энергии в кинетическую и с обтеканием соответствующих профилей, а также потери с выходной скоростью потока (q_2), покидающего рабочее колесо. Эти потери называются окружными; остальные потери в ступенях относят к камерным. КПД, учитывающий все внутренние потери энергии рабочего тела, называется относительным внутренним η_{oi}. Внутренний КПД

турбинной ступени имеет максимум при оптимальном отношении окружной скорости на рабочем венце к скорости истечения пара из соплового аппарата. Активная турбинная ступень по сравнению с реактивной может срабатывать больший теплоперепад, но имеет меньший внутренний КПД. Активные ступени в качестве регулирующей ступени используются практически на всех типах паровых турбин. Для маломощных паровых турбин с противодавлением классическим конструктивным решением является применение диска Кертиса, названного по имени его изобретателя, схема лопаточного аппарата которого представлена на рис. 7.27. Часто диск Кертиса используют в качестве регулировочного для многоступенчатых турбин. Так, в турбине с противодавлением модели Р-2,15-1,4/0,6 диаметр диска Кертиса составляет 1008 мм при длине рабочих лопаток 62 мм.

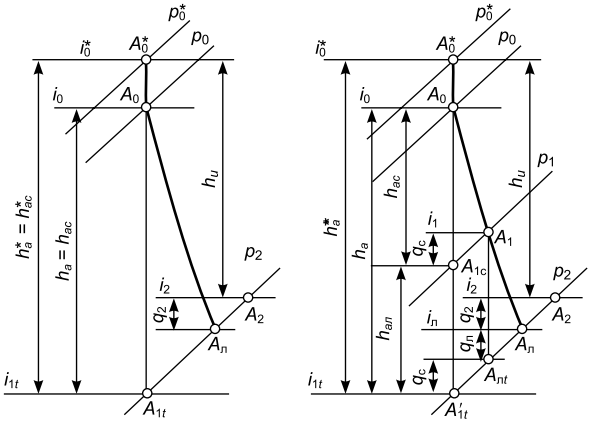


Рис. 7.26. Рабочий процесс активной (*а*) и реактивной (*б*) ступени.

Рабочий процесс в такой турбине протекает следующим образом. На рис. 7.27 показаны четыре решетки профилей, расположенные одна за другой. Лопатки С и Л1 образуют ступень давления с низким КПД из-за малого отношения u/c_1 – весь теплоперепад срабатывается на соплах, поэтому скорость потока на выходе из решетки С и, как следствие, из Л1 – велика. С этой точки зрения ступень можно рассматривать как генератор кинетической энергии, подобный в этом отношении сопловому аппарату. Но тогда, если выходящий из ступени поток ввести во вторую вращающуюся решетку, то часть выходной кинетической энергии из первой ступени можно преобразовать в энергию вращения в этой решетке. Как следствие, КПД такой комбинированной ступени, при том же отношении u/c_1, увеличивается.

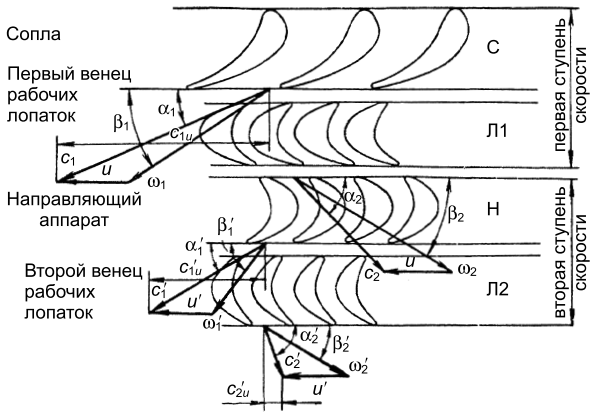


Рис. 7.27. Схема лопаточных аппаратов активной турбины с двухвенечным рабочим колесом Кертиса.

Совокупность турбинных ступеней, из которых каждая использует часть кинетической энергии, выработанной в одном ряду сопел (одной ступени давления), называется ступенями скорости. Таким образом, в данном случае диск Кертиса представляет однодисковую ступень давления с двумя ступенями скорости. Вторая вращающаяся решетка Л2 вращает тот же вал, что и решетка Л1. Обе рабочие решетки обычно набираются на широком венце одного диска. Принципиально, вторая решетка Л2 достаточна для создания второй ступени скорости, но т. к. лопатки обеих ступеней скорости должны быть обращены спинками в одну и ту же сторону, то непосредственный переход потока из Л1 в Л2 привел бы к большим отрицательным углам атаки и большим потерям кинетической энергии. Поэтому вводят неподвижный направляющий аппарат Н, который поворачивает поток до угла входа на вторую решетку Л2, не изменяя абсолютной скорости потока.

Из-за малых расходов пара в турбинах небольшой мощности сопловые и рабочие лопатки следовало бы выполнять неприемлемо низкой высоты. Это ограничение удалось преодолеть конструктивным решением, которое называется парциальным подводом пара к рабочему колесу. Парциальность определяется как отношение длины сектора с сопловыми лопатками к длине окружности облопачивания и может составлять примерно значение 0,15–0,25. Таким образом, за счет уменьшения длины сектора расположения сопел, увеличивается их высота при неизменном значении скорости истечения пара, а, следовательно, и длина рабочих лопаток. Например, в одной из конструкций при среднем диаметре диска Кертиса 0,68 м и парциальности 0,25 высота рабочих лопаток составляла 15 мм, а КПД турбины составлял 0,71. Расход пара составлял 6 кг/с при давлении пара 3,4 МПа и температуре 435 °С.

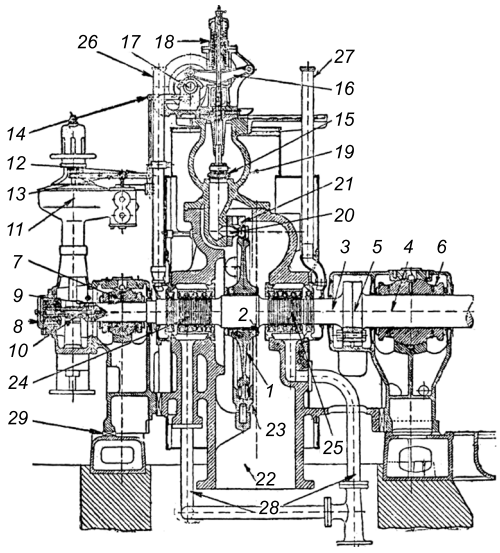


Рис. 7.28. Продольный разрез однодисковой турбины с двумя ступенями скорости.

На рис. 7.28 изображена активная турбина с противодавлением, имеющая диск Кертиса *1* с двумя ступенями скорости. При помощи конической втулки *2* диск закреплен на валу турбины *3*, соединенном с валом генератора *4* при помощи жесткой муфты *5*, фланцы которой откованы за одно целое с валами. Применение жесткой муфты позволило сделать подшипник *6* общим для турбины и генератора, удешевив этим турбогенератор. Упорный подшипник *8* выполнен гребенчатым в связи с незначительностью осевых нагрузок на ротор. Рядом с ним помещаются скоростной выключатель *9* и червяк *10*, передающий вращение вертикальному валу центробежного регулятора *11*. Горизонтальный рычаг

регулятора *12* соединен при помощи шарнира *13* с золотником сервомотора. Приведение золотника в среднее положение производится при помощи передачи *14*. Регулирование турбины – сопловое, имеющее несколько односедельных клапанов *15*, открываемых рычагами *16*, левые концы которых приподнимаются при помощи кулачных шайб, посаженных на вал сервомотора *17*. Закрывание клапанов производится пружинами *18*. Свежий пар, подводимый к коробке *19*, пройдя регулирующие клапаны, поступает в литые сопла *20*. К соплам турбины прикреплен направляющий аппарат *21*, в котором пар изменяет направление своего движения и поступает далее на второй ряд рабочих лопаток диска. По выходе с рабочего колеса, пар направляется вниз и через патрубок *22* выводится из турбины.

Поскольку турбина выполнена с парциальным подводом пара, рабочие лопатки в нижней части корпуса охватываются желобом *23*, уменьшающим завихрение пара при вращении колеса (вентиляционные потери). В местах выхода вала из корпуса турбины установлены лабиринтовые уплотнения *24* и *25*, уменьшающие утечку пара. Во избежание конденсации просачивающегося наружу пара на металлических деталях турбогенератора он отводится от уплотнений высокими «вестовыми» трубами *26* и *27*. Кроме того, пар отсасывается из лабиринтовых уплотнений по трубам *28*. Корпус турбины связан с подшипниками, из которых задний является мертвой точкой турбины, а передний может перемещаться по шпонке *29*.

Диски со ступенями скорости применяются в качестве самостоятельных турбин в тех случаях, когда не требуется получить от турбины высокую экономичность, а необходима простая турбина, способная переработать значительный теплоперепад, например, для привода центробежных насосов и других вспомогательных механизмов на электрических станциях. В зависимости от располагаемого теплоперепада могут применяться турбины с двумя ступенями скорости для тепловых перепадов 200–300 кДж/кг, а для более значительных теплоперепадов – турбины с тремя ступенями скорости.

На рис. 7.29 показана турбина с противодавлением для привода насоса охлаждающей воды, выполненная в виде двухвенечного диска Кертиса, рассчитанная на умеренные начальные параметры p_0 = 8,8 МПа, t_0 = 500 °С. Выхлоп пара направляется в конденсатор главной турбины. Вал турбины от-

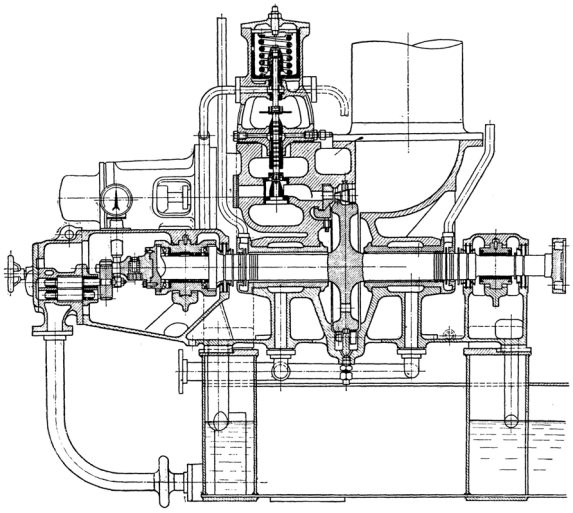


Рис. 7.29. Однодисковая турбина с двумя ступенями скорости фирмы Brown-Bovery (впоследствии ABB).

кован за одно целое с диском. Лабиринтовые уплотнения выполнены на валу. Передний подшипник является комбинированным опорноупорным подшипником. Турбина имеет сопловое парораспределение с несколькими группами сопел, к которым подводится пар, управляемый двухседельными регулирующими клапанами. Штоки клапанов соединены с поршнями сервомоторов, которые сверху нагружены пружинами, а снизу поддерживаются давлением масла в импульсной линии. При изменении нагрузки регулятор изменяет давление импульсного масла, что приводит к изменению открытия регулирующих клапанов и изменению расхода пара через турбину. Насос маслосистемы приводится в действие от вала турбины через зубчатую передачу. Насос подсасывает масло из сварной станины, которая служит одновременно масляным баком. Турбина имеет предохранительный выключатель, расположенный на конце вала, который срабатывают при 5000–5300 об/мин. Концевые уплотнения турбины угольные. Управляется турбина стопорным клапаном, который одновременно используется для дросселирования пара.

Двухвенечные колеса Кертиса применяются часто в качестве регулирующих ступеней турбин большой мощности. В этих ступенях оказывается целесообразным допускать значительный расчетный тепловой перепад, что обеспечивает сохранение устойчивой экономичности при переменном режиме турбины. Одновременно повышенный перепад на регулирующей ступени позволяет понизить температуру корпуса турбины, и облегчить выбор металла для корпуса высокого давления. Во многих конструкциях энергетических паровых турбин регулирующие ступени турбин как конденсационного, так и теплофикационного типов выполняются в виде двухвенечных дисков Кертиса. Возможно также применение одновенечного регулирующего колеса.

5.1. Способы регулирования турбин

На турбинах с противодавлением применяется либо дроссельное, либо сопловое регулирование. *Схема дроссельного регулирования* и процесс дросселирования в *i,S*-диаграмме показаны на рис. 7.30.

На входе в турбину имеется дроссельный клапан М, в котором дросселируется весь пар, подводимый к турбине. Давление перед первой ступенью (за дроссельным клапаном ДК) падает от p_{00} на номинальном режиме до p_0 на новом режиме. Начальная энтальпия процесса (рис. 7.30, *б*) остается практически неизменной из-за малого отличия скоростей потока на входе и на выходе из клапана. Поэтому

$$i_0 \approx i_{00};\ T_0 \approx T_{00};\ p_0 v_0 = p_{00} v_{00}.$$

Расход пара через сопла и проточную часть уменьшается в результате прикрытия дроссельного клапана пропорционально снижению начального давления.

Одновременно за счет повышения энтальпии пара на выходе турбины уменьшается располагаемый перепад энтальпий в турбине и тем значительнее, чем больше дросселирование. Постоянство энтальпии и температуры на входе в турбину указывает на то, что тепловая энергия в процессе дросселирования не расходуется, но способность этой энергии превращаться

в механическую снижается. В этом смысле можно говорить об обесценивании энергии при дросселировании.

Отношение располагаемого перепада энтальпий в ступенях турбины к таковому во всей турбине (включая дроссельный клапан) называется коэффициентом дросселирования

$$\eta_{\text{др}} = \frac{H_{\text{а}}}{H_{\text{а}0}}. \tag{7.50}$$

На основании рис. 7.30 напишем формулу относительного внутреннего КПД турбины с учетом дросселирования

$$\eta_{oi}^{\text{др}} = \frac{H_i}{H_{\text{а}0}} = \frac{H_i}{H_{\text{а}}}\frac{H_{\text{а}}}{H_{\text{а}0}} = \eta_{oi} \cdot \eta_{\text{др}}, \tag{7.51}$$

где $\eta_{0i} = \dfrac{H_i}{H_{\text{а}}}$ – относительный внутренний КПД собственно группы ступеней турбины.

Чем выше давление за турбиной и меньше общая степень понижения давления, тем больше потери от дросселирования [2]. Достоинство дроссельного регулирования – крайняя простота органов управления. Не требуется разбивки сопел на группы, не нужны сопловые клапаны. Перегрузочный режим турбины возможен, но это требует запаса в открытии дроссельного клапана (рис. 7.30, *б*, процесс $A_1 - A_1'$). Это означает необходимость добавочного дросселирования пара на всех меньших нагрузках. Отсюда следует, что при высоком противодавлении и для турбин малой мощности следует применять *сопловое регулирование*.

На рис. 7.31, *а* показано устройство с четырьмя группами сопел и тремя сопловыми клапанами *1*. Одна группа сопел не имеет своего соплового клапана и управляется маневровым клапаном *2*. Изменяя число полностью открытых сопловых клапанов, изменяют число работающих сопел, дугу впуска, площадь протока и, следовательно, расход пара. Давление пара перед соплами первой ступени при любом числе полностью открытых клапанов, т. е. при работе без дросселирования, примерно одинаково и близко к наибольшему возможному значению (с учетом потери давления в полностью откры-

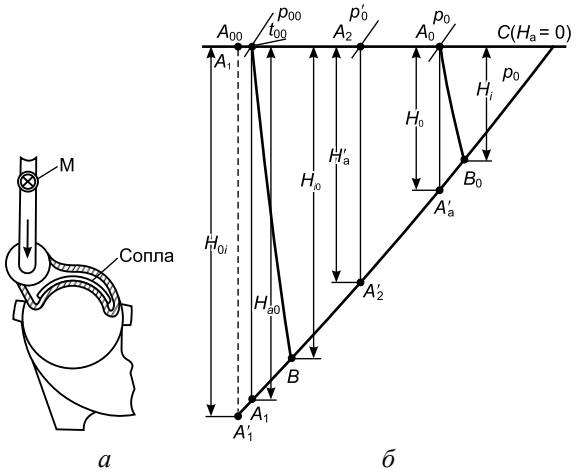
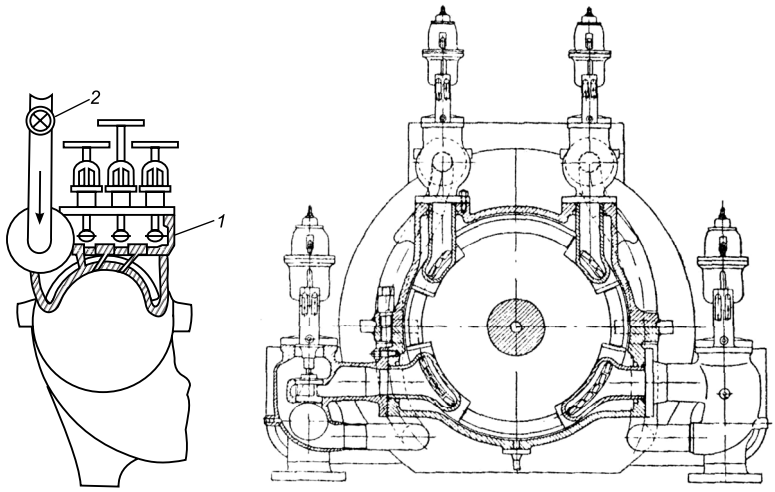


Рис. 7.30. Схема подвода пара в турбину при дроссельном регулировании (*а*) и *i,S*-диаграмма процесса (*б*).

том маневровом клапане). Следовательно, одинаков и адиабатный перепад энтальпий в турбине ($H_a \approx H_{a0}$) для всех сопел. Таким образом, регулирование мощности производится путем изменения расхода пара при почти неизменном адиабатном перепаде энтальпий. Поэтому с уменьшением расхода пара мощность и КПД снижаются медленнее, чем при дроссельном регулировании. Схема расположения сопловых сегментов регулирующей ступени и четырех регулирующих клапанов показано на рис. 7.31, *б*.



а *б*

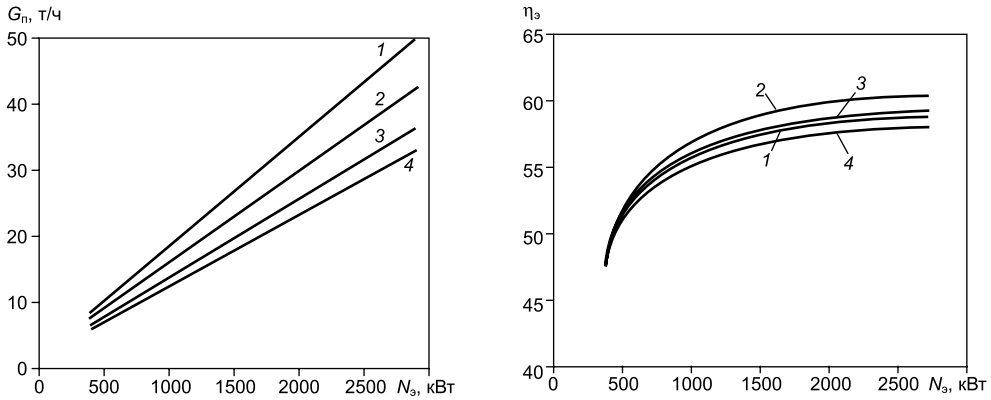
Рис. 7.31. Схемы расположения клапанов при сопловом регулировании (*а*) и поперечный разрез турбины по сопловым камерам подвода пара к регулирующей ступени (*б*).

Если работающие сопловые клапаны полностью открыты, то дросселирование отсутствует. Поэтому сопловое регулирование называют еще *количественным,* а дроссельное – *качественным* (изменяются параметры пара).

Другие конструктивные особенности турбин с противодавлением малой мощности состоят в следующем. Эти турбины одноцилиндровые, однопоточные. Корпус сварен из листовой углеродистой стали. Электромеханогидравлическая система регулирования имеет плавную характеристику. Используемый электропривод предусматривает устойчивую фиксацию положения регулирующего клапана на разных режимах работы и высокое быстродействие при выполнении функции защиты. Турбина допускает длительную работу на холостом ходу, а также с нагрузкой не более 50 % номинальной с выхлопом в атмосферу. Турбины оснащены необходимым комплектным вспомогательным оборудованием, а также современным программно-техническим комплексом контроля, регулирования и защиты, обеспечивающим оптимальные режимы эксплуатации, автоматический пуск и останов. Турбину отличают высокие показатели надежности, маневренности, экономичности, долговечности и ремонтнопригодности.

5.2. Эксплуатационные характеристики турбин с противодавлением

Взаимосвязи между основными параметрами ППТ, а именно – мощностью, расходом пара, противодавлением и КПД, называются *нагрузочными характеристиками*. На рис. 7.32 показаны типичные зависимости расхода пара и КПД от мощности и противодавления паровой турбины с двухвенечным колесом Кертиса. Здесь КПД определен по электрической мощности на клеммах генератора, т. е. с учетом механического КПД турбины и электрического КПД генератора (при cos φ = 0,8). Видно, что при снижении мощности до 35–40 % от номинальной КПД турбины начинает резко снижаться.



а *б*

Рис. 7.32. Изменения расхода пара (*а*) и электрического КПД (*б*) для одноступенчатой противодавленческой турбины мощностью 2,5 МВт, P_0 = 2,1 МПа, cos φ = 0,8:
1 – p_2 = 0,4 МПа, t_0 = 290 °С; *2* – p_2 = 0,3 МПа, t_0 = 300 °С; *3* – p_2 = 0,2 МПа, t_0 = 310 °С; *4* – p_2 = 0,15 МПа, t_0 = 320 °С.

Современные турбины имеют на рабочих лопатках цельнофрезерованные бандажные полки с кольцевой перевязкой вставками типа «ласточкин хвост». Для уменьшения выходных потерь за ступенью в паровыпускной полости устанавливается выхлопной диффузор. Эти мероприятия повышают экономичность агрегата.

Паровые мощности существующих котельных промышленных предприятий определяют возможные типоразмеры турбин в диапазоне единичных мощностей 0,5–3,0 МВт. Расход пара на турбину с противодавлением ($Д_0$) и ее располагаемая (внутренняя) мощность (N_0) связаны известным выражением

$$860 \cdot N_0 = Д_0 \cdot H_0 \cdot \eta_{oi}, \qquad (7.52)$$

где H_0 – адиабатический (располагаемый) теплоперепад; η_{oi} – относительный внутренний КПД турбины.

Электрическая мощность турбоустановки может быть определена из зависимости

$$N_э = N_0 \cdot \eta_{ген} \cdot \eta_м, \quad (7.53)$$

где $\eta_{ген}$ и $\eta_м$ соответственно КПД генератора и механический КПД турбины.

Т. к. величина адиабатического перепада при заданных начальных параметрах пара тем больше, чем ниже давление за турбиной, то и мощность турбины однозначно зависит от расхода пара и противодавления. Для выявления влияния параметров и расхода пара на электрическую мощность турбины были выполнены расчеты для следующих условий: расход пара 25 и 50 т/ч; параметры свежего пара за котлом: давление 1,4–4,0 МПа, температура – от температуры насыщения до 440 °С; давление пара за турбиной 0,3–0,7 МПа. В расчетах принималась модель проточной части со ступенями давления; ее относительный внутренний КПД η_{oi} может изменяться для рассматриваемых расходов пара в интервале 0,65–0,85.

Результаты расчетов приведены на рис. 7.33. Принятые противодавления турбины соответствуют работе на технологические нагрузки. Для отопления и горячего водоснабжения расчетное давление за турбиной должно составлять около 0,12 МПа. В этом случае единичная мощность турбины существенно возрастает, и при покрытии базовой части графика нагрузки эффективность установки паровой турбины может быть увеличена. В расчетах значения внутреннего КПД турбины изменялись от 0,70 (при $Д_0 = 25$ т/ч) до 0,85 (при $Д_0 = 50$ т/ч); отпуск теплоты с паром, переданным потребителю, составлял примерно 55–60 ГДж/ч и 100–120 ГДж/ч для указанных расходов пара соответственно.

Применение соплового парораспределения само по себе еще не определяет характера изменения экономичности при недогрузках турбины. Вместе с тем для турбины с противодавлением закон изменения КПД при уменьшении пропуска пара является весьма важным, так как такая турбина, обслуживая теплового потребителя, нередко должна работать с переменным в широких пределах расходом пара. КПД турбины тем устойчивее сохраняется при ее недогрузках, чем больший расчетный перепад тепла принят на регулирующую ступень. В турбине с противодавлением КПД будет сохраняться наиболее устойчиво в том случае, когда все теплопадение срабатывается в одной регулирующей ступени, что может быть, например, достигнуто, если турбина выполнена как диск Кертиса. В этом случае можно считать, что тепловой перепад ступени сохраняется постоянным при всех нагрузках, а, следовательно, постоянным сохраняется u/c_1, так что внутренний КПД изменяется лишь за счет изменения вентиляционных потерь при различных степенях парциальности подвода пара к турбине. Для турбин значительной мощности такое выполнение не может быть допущено ввиду низкой экономичности диска со ступенями скорости. Наиболее распространенной для турбин с противодавлением является конструкция, состоящая из регулирующей ступени и последующего ряда активных или реактивных ступеней. Чем меньше тепловой перепад, принятый в качестве расчетного для регулирующей ступени, и чем больше, соответственно, общее число ступеней, тем выше может быть достигнут КПД при полной нагрузке, однако тем резче падает КПД турбины при уменьшении расхода пара. При работе турбины с меняющейся в широких пределах нагрузкой и когда число часов использования турбины на малых

нагрузках велико, целесообразно иметь на расчетном режиме значительную долю теплопадения на регулирующую ступень и всю машину выполнить с небольшим числом ступеней. Наоборот, при предполагаемом равномерном графике нагрузки турбины и чем ближе средняя по графику нагрузка к расчетной, рациональнее выбрать турбину с увеличенным числом ступеней при сокращении теплоперепада на регулирующую ступень при максимальной нагрузке. Примером конструкции активной турбины с противодавлением может служить турбина типа АР-6 Невского завода состоящая из одновенечной регулирующей ступени и последующих пяти активных ступеней (подробнее см. раздел 6.5).

К числу турбин с противодавлением следует отнести так называемые предвключенные турбины, отработавший пар которых используется в других турбинах, построенных на более низкое давление.

На рис. 7.34 показан фрагмент конструктивной схемы предвключенной турбины с блоком переднего подшипника, маслобаком, элементами пароподвода к регулирующей ступени и привода стопорного клапана. Турбина рассчитана на начальное давление 9,0 МПа при 500 °С и противодавление 3,1 МПа. Турбина состоит из двухвенечной регулирующей ступени и последующих шести активных ступеней давления. Ротор турбины – цельнокованный. Цилиндр турбины выполнен двойным. Шесть регулирующих клапанов размещены по три в верхней и в нижней половине цилиндра. Регулирующие клапаны управляются кулачковыми механизмами, которые приводятся реечными передачами от сервомотора, расположенного внутри масляного бака – применяется гидродинамическая система регулирования турбины, при этом центробежный масляный насос размещен на масляном баке.

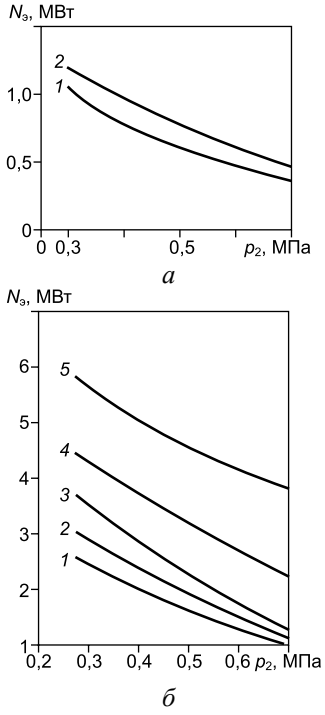


Рис. 7.33. Зависимость мощности турбины от противодавления для различных параметров и расхода пара:
а – Д$_0$ = 25 т/ч, p_0 = 1,4 МПа:
1 – $t_0 = t_s$; *2* – t_0 = 250 °С;
б – Д$_0$ = 50 т/ч:
1 – p_0 = 1,4 МПа, $t_0 = t_s$;
2 – p_0 = 1,4 МПа, t_0 = 250 °С;
3 – p_0 = 1,4 МПа, t_0 = 350 °С;
4 – p_0 = 2,4 МПа, t_0 = 380 °С;
5 – p_0 = 4 МПа, t_0 = 440 °С.

Рассмотрим конструкцию противодавленческой турбины на примере паровой турбины ПР-12/15-90/15/7М активного типа мощностью 12 МВт, с одним регулируемым и одним нерегулируемым отбором пара для регенеративного подогрева питательной воды. Турбина может снабжать тепловых потребителей паром из регулируемого отбора и выхлопа. Продольный разрез агрегата показан на рис. 7.35.

Проточная часть турбины состоит из одной двухвенечной регулирующей ступени и девяти одновенечных ступеней. Камерой регулируемого производ-

ственного отбора *10* турбина делится на часть высокого давления (ЧВД) и часть низкого давления (ЧНД). Клапанное парораспределение 4 ЧВД имеет рычажный привод *2*, выполненный в виде восьми односедельных регулирующих клапанов с диффузорными седлами. Регулирующая ступень состоит из сегмента сопл *5* сварной конструкции с парциальным подводом пара, двухвенечного рабочего колеса *7* и направляющего аппарата *6*. Каждая одновенечная ступень состоит из стальной диафрагмы *8* сварной конструкции с полным подводом пара и одновенечного колеса *9*. ЧНД включает в себя парораспределение, выполненное в виде поворотной диафрагмы *11* с рычажным приводом *3* (диафрагма – радиальная, разгруженная), и проточную часть, состоящую из трех ступеней. Диафрагмы ЧНД также стальные, сварной конструкции, с полным подводом пара. Парораспределения ЧВД и ЧНД приводятся в действие двумя сервомоторами, расположенными в общем блоке регулирования *1*. Турбина может работать длительное время без сохранения номинальной мощности с максимальным производственным отбором 105 т/ч при минимальном пропуске пара в систему противодавления.

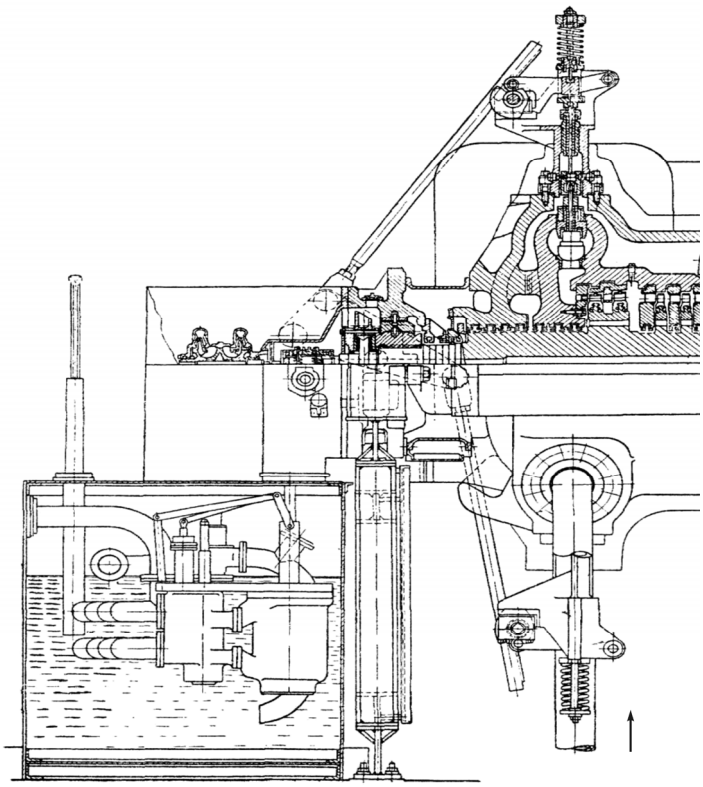


Рис. 7.34. Фрагмент конструктивной схемы турбины с элементами органов парорегулирования.

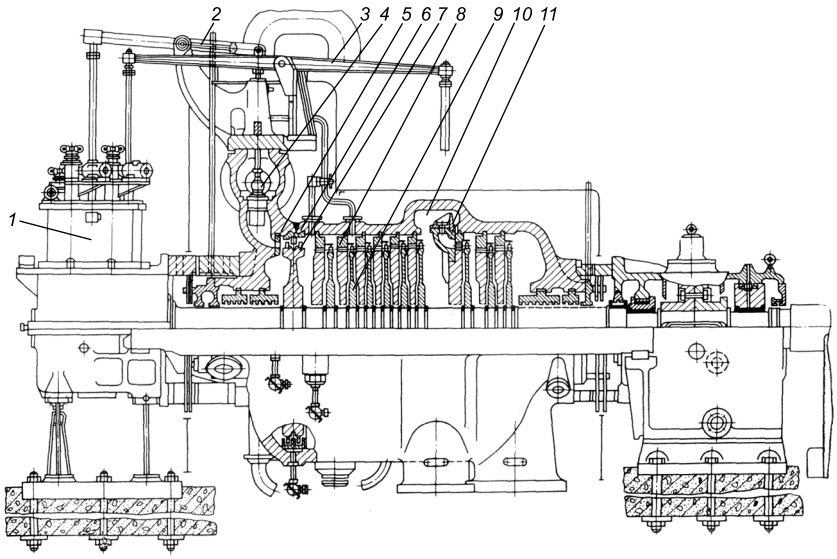


Рис. 7.35. Конструктивная схема паровой турбины ПР-12/15-90/15/7М мощностью 12 МВт с отборами пара.

Аналогичную конструкцию имеет паровая турбина ПР-6-35 с противодавлением мощностью 6 МВт, с одним регулируемым производственным отбором и одним нерегулируемым отбором пара. Отличие состоит в том, что ЧВД имеет одну регулирующую ступень и различное количество одновенечных ступеней (от 3 до 5) в зависимости от модификации турбины. Сведения о параметрах свежего пара таких турбин приведены в разделе 6.

6. ТЕХНИЧЕСКИЙ УРОВЕНЬ И ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ПРОТИВОДАВЛЕНЧЕСКИХ ПАРОВЫХ ТУРБИН ВЕДУЩИХ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ

6.1. Модульные паровые турбины фирмы Siemens Turbomachinery Equipment [9]

Компания Siemens является одним из мировых лидеров в области паротурбиностроения и имеет огромный опыт проектирования и изготовления паровых турбин, большое количество которых в настоящее время эксплуатируется по всему миру. Паровые турбины Сименс отличаются современной конструкцией, высокой экономичностью и надежностью оборудования, высокой степенью автоматизации и заводской готовности, гибкостью компоновочных решений с целью максимального удовлетворения потребностей заказчика. На энергетическом рынке компания Siemens представлена двумя классами промышленных паровых турбин: одноступенчатыми турбинами и

их комбинациями (диапазон мощности от 45 кВт до 10 МВт) и многоступенчатыми (от 5 МВт до 200 МВт). Диапазон основных параметров паровых турбин представлен в табл. 7.6.

Таблица 7.6

Параметры паровых турбин STE

Показатель	Диапазон значений
Мощность, кВт	45–10 000
Давление свежего пара, МПа	0,3–13,1
Температура свежего пара, °С	t_s – 530
Давление пара на выходе (абс.), МПа	0,008–2,9

В классе одноступенчатых турбин компания предлагает модульные паровые турбины производства Siemens Turbomachinery Equipment (STE), г. Франкенталь, Германия. Это турбины активного типа. В данных турбинах используется консольная конструкция ротора, т. е. рабочее колесо турбины консольно располагается по отношению к корпусу подшипников. При этом вал ротора турбины одновременно является и шестерней редуктора, т. е. применяется встроенный редуктор. Одной из характерных особенностей турбин STE является то, что диски рабочих колес вместе с лопатками изготавливаются из цельнокованых заготовок. Применяются как осевые, так и радиальные (центростремительные) турбины. Разработано несколько серий турбин для различного применения. Каждая серия имеет свои конструктивные особенности, различный диапазон мощностей, входные и выходные параметры пара.

Паровые турбины одной серии отличаются друг от друга компонентами индивидуального исполнения: рабочие колеса турбин, а также зубчатые колеса редукторов разрабатываются и изготавливаются в соответствии с требованиями конкретного проекта и под конкретные параметры. Однако даже в этом случае они имеют некоторые общие конструктивные характеристики, например одинаковые наружные диаметры рабочих колес или диаметры шеек валов, что позволяет использовать в пределах серии различные стандартные элементы – корпуса, подшипники, уплотнения и др. Благодаря этому турбины производства STE имеют высокую степень унификации, при этом сохраняются преимущества индивидуального исполнения. В табл. 7.7 приведены обозначения серий одноступенчатых паровых турбин STE и их основные характеристики.

Серия SST-050

В данную серию входят паровые турбины типа BF и AF, которые предназначены для механического привода различных агрегатов – насосов, компрессоров, вентиляторов и др. Турбины типа BF и AF – осевые, одноступенчатые, противодавленческие, имеют простую надежную конструкцию. Паровые турбины серии BF предназначены для прямого, безредукторного привода, а турбины серии AF имеют встроенный редуктор. В турбинах серии

BF3,5 возможна вертикальная компоновка оборудования, для всех остальных серий – только горизонтальная. Турбины данных серий разработаны как для условий работы с частыми пусками/остановами, так и для длительной непрерывной эксплуатации оборудования.

Таблица 7.7

Характеристики одноступенчатых паровых турбин STE

Показатель	**Название серии**					
Новое название	**SST-050**					**SST-060**
Прежнее	**BF 3,5**	**BF 4/80**	**BF 4/125**	**AF 3,5**	**AF 4**	**CFA 4**
Мощность, кВт	45	250	300	300	750	1600
Частота вращения, тыс. об/мин	4,5	4,5	4,5	11,0	10,5	10,5
Давление свежего пара (абс.), МПа	10,1	4,6	2,6	10,1	10,1	4,1
Температура свежего пара, °С	500	500	430	500	500	450
Давление на выходе (абс.), МПа	0,1–0,8	0,1–1,1	0,1–1,1	0,1–1,7	0,1–1,7	0,1–1,7
Новое название	**SST-060**					
Прежнее	**AFA 3,5**	**AFA 4**	**AFA 6**	**AFR 3**	**CFR 3**	**CFR 5**
Мощность, кВт	600	2200	6000	1500	2500	6000
Частота вращения, тыс. об/мин	13,6	18, 0	11,4	24,9	24,9	16,0
Давление свежего пара (абс.), МПа	10,1	13,1	4,1	6,5	6,5	6,5
Температура свежего пара, °С	500	530	450	480	480	480
Давление на выходе (абс.), МПа	0,1–1,7	0,008–2,5	0,008–1,1	0,1–1,7	0,1–1,7	0,1–1,1

Серия SST-060

В данную серию включены паровые турбины типа CFA, AFA, AFR, CFR, предназначенные как для механического привода различных агрегатов, так и для привода генератора. Они бывают безредукторными и со встроенным редуктором. Турбины типа CFA и AFA – осевые, одноступенчатые, могут быть и противодавленческими, и конденсационными. Основное отличие турбин этого типа заключается в том, что в конструкции CFA используется двухвенечное рабочее колесо типа Кертиса, а в конструкции AFA – одновенечное рабочее колесо. Одноступенчатые турбины типа AFA применимы для расширения сухого насыщенного пара, так как при этом может быть достигнута достаточно высокая степень влажности пара на выходе из турбины (без снижения срока службы рабочего колеса) и, соответственно, сработан боль-

ший тепловой перепад. Турбины типа AFR и CFR – радиальные (центростремительные), одноступенчатые. Они изготавливаются только с противодавлением, работают на перегретом паре и применяются в случае большого перепада давлений между входом и выходом турбины. В данном диапазоне мощности (до 5 МВт) эффективность противодавленческой одноступенчатой турбины приближается к эффективности многоступенчатой. В конструкции радиальных турбин типа CFR используется двухвенечное рабочее колесо типа Кертиса, а в конструкции типа AFR – одновенечное рабочее колесо. Турбины серии SST-060 отличаются простой конструкцией и высокой надежностью даже в самых сложных условиях эксплуатации.

SST-110 (турбины типа TWIN)

В конструкции типа TWIN паровая турбина усовершенствована путем добавления второй турбины. Две одноступенчатые турбины вышеуказанных серий соединены с генератором через один редуктор с параллельными валами (рис. 7.36). Благодаря встроенному редуктору сохраняется компактная конструкция.

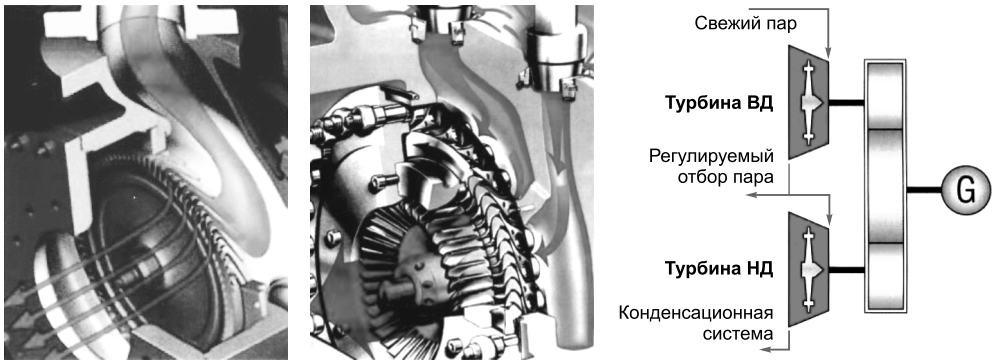


Рис. 7.36. Одноступенчатые осевая и радиальная ПТ и схема SST-110 TWIN фирмы STE.

В турбоустановках такого типа применяются как осевые турбины, так и радиальные. При этом одноступенчатые турбины могут соединяться между собой последовательно, т. е. пар после расширения в турбине высокого давления направляется на вход турбины низкого давления, а также могут работать параллельно – для расширения большого количества пара.

Конструкция типа TWIN допускает использование турбин при высоких тепловых перепадах с возможностью организации регулируемого отбора пара. Максимально возможная мощность – 5 МВт. Максимальные и минимальные возможные параметры на входе, выходе, в отборах паровых турбин определяются параметрами одноступенчатых турбин, входящих в состав турбоустановки. Паровые турбины типа TWIN могут быть и противодавленческими, и конденсационными и могут снабжать паром с регулируемым давлением как одного, так и двух потребителей.

6.2. Турбогенераторы и паровые турбины с противодавлением ОАО «Калужский турбинный завод»

Предприятие специализируется на выпуске паротурбинного оборудования различного типа в диапазоне мощности до 30 МВт. Для привода электрогенераторов разработаны конденсационные турбины (со встроенным конденсатором или подвальной компоновкой), с регулируемым отбором пара и турбины с противодавлением на параметры свежего пара – давление до 4 МПа, температура до 435 °С. Турбоустановки поставляются комплектно с трехфазными синхронными электрическими генераторами переменного тока напряжением 0,4; 6,3 и 10,5 кВ с частотой 50 Гц. Для модернизации паровых котелен и перевода их в режим когенерации производятся блочно-модульные паровые турбогенераторы в диапазоне мощности от 0,5 до 3,8 МВт на параметры пара, указанные в табл. 7.8.

Таблица 7.8

Сводные данные для паротурбогенераторов КТЗ малой мощности

Показатель	Тип турбогенераторов	
	с противодавлением	конденсационные
Мощность, МВт	0,5–3,8	0,5–2,0
Давление (абс.) свежего пара, МПа	0,4–2,5	0,5–4,0
Температура свежего пара, °С	–	187–450
Давление (абс.) пара за турбиной, МПа	0,07–0,70	–
Частота вращения ротора, тыс. об/мин	3,0–10,5	3,0–8,0

Турбогенераторы типа ТГ могут устанавливаться в имеющихся помещениях или небольших пристройках к существующим зданиям, т. к. имеют малые габариты и, для большинства модификаций, бесподвальную компоновку. Изготавливаются также в виде готовых модулей (в одном или двух контейнерах), что исключает строительство помещений для их установки. Отличаются многорежимностью, маневренностью, легкостью управления, адаптированы к колебаниям электрической нагрузки и параметров пара. Все турбогенераторы имеют паровые турбины активного типа. Тепловая схема и общий вид турбогенераторов серии ТГ мощностью 0,75–3,50 МВт показаны на рис. 7.37, а подробные технические и габаритные характеристики некоторых из них приведены в табл. 7.9. Конструктивно турбогенераторные установки выполнены в виде компактных блоков 100 %-й заводской готовности, состоящих из противодавленческой турбины, электрического генератора и редуктора, размещенных вместе со вспомогательным оборудованием на общей раме-маслобаке, и отдельно устанавливаемого оборудования. В состав ТГУ входят циркуляционная система маслоснабжения, локальная гидродинамическая система автоматического регулирования и аварийной защиты турбины, система управления и защиты генератора. Задатчики регуляторов допускают ручное управление и обеспечивают прием электрических управляющих сигналов при дистанционном или автоматическом управлении установкой.

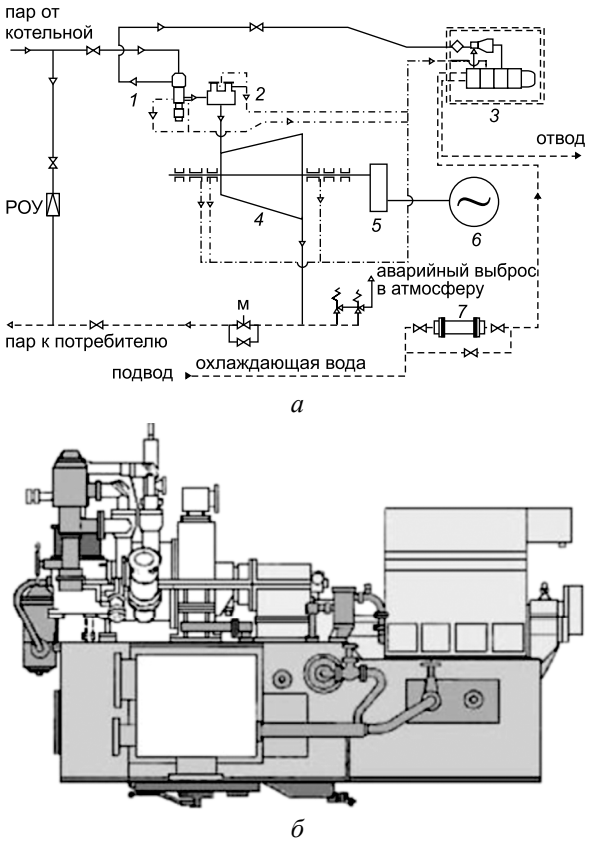


Рис. 7.37. Тепловая схема (*а*) и общий вид (*б*) турбогенераторов КТЗ серии ТГ мощностью 0,75–3,50 МВт:
1 – стопорный клапан; *2* – пароораспределитель; *3* – эжектор отсоса; *4* – турбина; *5* – редуктор; *6* – генератор; *7* – маслоохладитель.

Управление осуществляется локальными гидравлическими системами автоматического регулирования частоты вращения ротора. Турбогенераторы обеспечивают длительную автономную работу как в параллель с однотипными генераторами, так и в локальную или общую сеть.

В литературе турбогенераторы блочного типа имели также наименование «Кубань». Турбогенераторные установки комплектуются синхронными генераторами типа СГ2 Сафоновского электромашиностроительного завода с выведенной силовой нейтралью и воздушным охлаждением. Блочные поставки обеспечивают быстрый (до 1 месяца) ввод в эксплуатацию при минимальных затратах. Установки характеризуются: высокой надежностью (период непрерывной работы не менее 2 тыс. ч); значительным межремонтным периодом (5 лет, 20 тыс. ч); малыми эксплуатационными затратами; длительным сроком службы (25 лет) и ресурсом (100 тыс. ч). Для установки турбогенераторов мощностью от 0,5 до 3,5 МВт достаточно около 40 м^2 свободной площади в котельном зале, при этом не требуется мощного фундамента; турбогенератор может быть установлен на любом уровне помещения котельной. Монтажные работы на площадке заказчика в основном сводятся к выполнению внешней обвязки энергокомплекса, подвода свежего и отвода отработавшего пара, подвода и отвода охлаждающей воды (при температуре около 20 °С), отвода электрической энергии от силового шкафа электрогенератора на подстанцию котельной. Технические данные паровых турбин с противодавлением (типа Р) приведены в табл. 7.9 в диапазоне мощности от 2,5 до 12,0 МВт.

Таблица 7.9

Технические данные блочных паровых турбогенераторов и паровых турбин КТЗ с противодавлением

Показатели	Обозначение ТГУ						
	ТГ 0,5ПА/0,4 Р11/6	**ТГ 0,75ПА/0,4 Р13/4**	**ТГ 1,25А/0,4 Р13/2,5**	**Р-12-3,4/0,5-1**	**Р-6-3,4/0,5-1**	**Р-4-2,1/0,3**	**Р-2,5-2,1/0,3**
Мощность, кВт	500	750	1250	12000	6000	4000	2500
Частота вращения, об/мин: – ротора турбины: – ротора генератора	 8000 1500	 8000 1500	 10500 1500	3000	3000	3000	3000
Давление сухого насыщенного пара перед турбиной, МПа	1,1 (1,0–1,4)	1,3 (1,0–1,4)	1,3 (1,2–1,4)	3,4 (3,1–3,6)	3,4 (3,1–3,6)	2,05 (1,85–2,35)	2,05 (1,85–2,35)
Температура свежего пара, °С	(t_s – 250)	(t_s – 250)	250 (200–320)	435 (420–445)	435 (420–445)	370 (360–380)	370 (360–380)
Абс. давление пара за турбиной, МПа	0,6 (0,5–0,7)	0,4 (0,3–0,5)	0,25 (0,15–0,35)	0,5 (0,4–0,7)	0,5 (0,3–0,7)	0,3 (0,2–0,4)	0,3 (0,2–0,4)
Расход пара, т/ч	27,5	22,5	22	111,24	57,9	42,43	27,63
Масса турбогенератора, т	9,401	11,127	13,41	–	–	–	–
Масса поставляемого оборудования, т	10,535	12,353	15,08	–	–	–	–
Габариты турбогенератора, мм: – длина – ширина – высота	 4235 2130 2270	 4400 2130 2365	 5370 2320 2510	–	–	–	–

Для параметров пара перед и после турбины, отличающихся от приведенных в этой таблице, турбины выполняются с различным облопачиванием, что указывается в индексе модели, при этом номинальная мощность агрегата не изменяется.

6.3. Паровые турбины с противодавлением ОАО «Турбоатом»

Предприятие является крупнейшим производителем энергетических паровых турбин разного класса мощности, предназначенных для непосредственного привода генераторов переменного тока, а также для обеспечения паром технологических процессов на предприятиях пищевой, металлургической, химической, целлюлозно-бумажной и других отраслей промышленности. Турбины малой и средней мощности с противодавлением могут использоваться при реконструкции паровых промышленно-отопительных котельных в МТЭЦ. Технические характеристики последних приводятся в табл. 7.10. Паровые турбины с противодавлением мощностью 6 и 12 МВт имеют нерегулируемый отбор пара для производственных нужд при давлении 1,15–1,19 МПа с расходом 8–10 т/ч.

Турбины номинальной мощностью от 5,2 до 12,0 МВт выполнены многоступенчатыми (9–12 ступеней), в одном цилиндре с унификацией корпуса, опор и рамы, на которой монтируются. Подвод пара конструктивно возможен как с правой, так и с левой стороны в зависимости от компоновки в машинном зале. Конструкция органов парораспределения обеспечивает равномерную раздачу пара по соплам, стабилизацию потока и отсутствие вибрации как на режимах частичного, так и полного открытия клапанов.

В турбине использованы газодинамически отработанные профили лопаток. Цельнофрезерованные бандажные полки рабочих лопаток перевязаны вставками типа «ласточкин хвост». Для стабилизации аэродинамических сил и достижения высокого КПД проточной части использованы также надбандажные уплотнения, увеличенные осевые зазоры в ступенях. Динамическая балансировка в заводских условиях исключает неуравновешенность роторов. Габариты проточной части позволяют проводить ремонтные работы на оборудовании потребителя. Конструкция корпуса и его опор, ротора, подвески а также центровки диафрагм обеспечивают равномерное тепловое расширение и сохранение оптимальных зазоров в проточной части. Радиально-осевой подшипник при этом работает без перекосов.

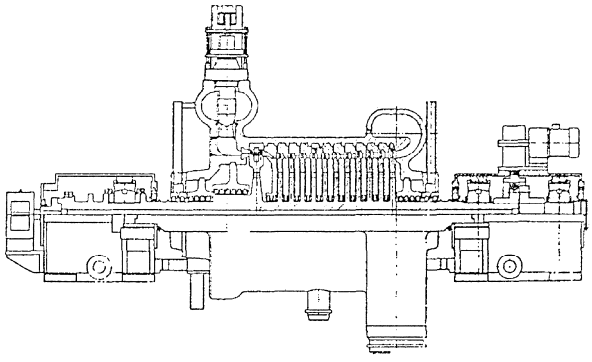


Рис. 7.38. Паровая турбина с противодавлением Р-6-3,4/0,3 мощностью 6 МВт.

В качестве примера приведем описание конструктивных особенностей турбины Р-6-3,4/0,3, продольный разрез которой показан на рис. 7.38.

Турбина имеет, как видно из рис. 7.38, регулировочную ступень в виде двухвенечного колеса Кертиса и 11 активных ступеней давления. Использование большого теплоперепада в первой ступени повышает экономичность турбогенератора на частичных нагрузках. За первым диском имеется большой осевой зазор, позволяющий пару, вышедшему из рабочих лопаток колеса Кертиса, распространиться по всей окружности первой диафрагмы. Осевые зазоры между рабочими лопатками и последующим соплом сведены к минимуму, определяемому осевым перемещением ротора по отношению к статору при прогреве турбины. Сопла диафрагм фрезерованные; все диафрагмы вставлены в корпус с радиальным зазором, обеспечивающим температурные расширения. Тип регулирования – сопловое, имеется один стопорный и три регулировочных клапана.

Для различных отраслей промышленности, котельные установки которых вырабатывают сухой насыщенный пар, либо пар с давлением 1,3 МПа и температурой 200 °С, предназначена серия турбин с диапазоном противодавления 0,3–0,8 МПа при мощности 0,45–4,13 МВт. На рис. 7.39 представлен продольный разрез одноступенчатой турбины с противодавлением Р-2,15-1,4/0,6 и зависимости мощности от расхода пара для турбины мощностью 2,15 МВт. Турбины имеют парциальный подвод свежего пара и дроссельное регулирование. Скорость вращения ротора 3000 об/мин. Длина рабочих лопаток на двухвенечном колесе Кертиса составляет 62 мм при среднем диаметре 1008 мм. Применения колеса Кертиса позволяет получить высокий КПД турбины при сравнительно простой конструкции и малых габаритах. Турбины автоматизированы, оснащены необходимым комплектным вспомогательным оборудованием и могут устанавливаться с электрогенераторами ПО «Электротяжмаш» и АО «Привод» (г. Лысьва, Пермской обл.).

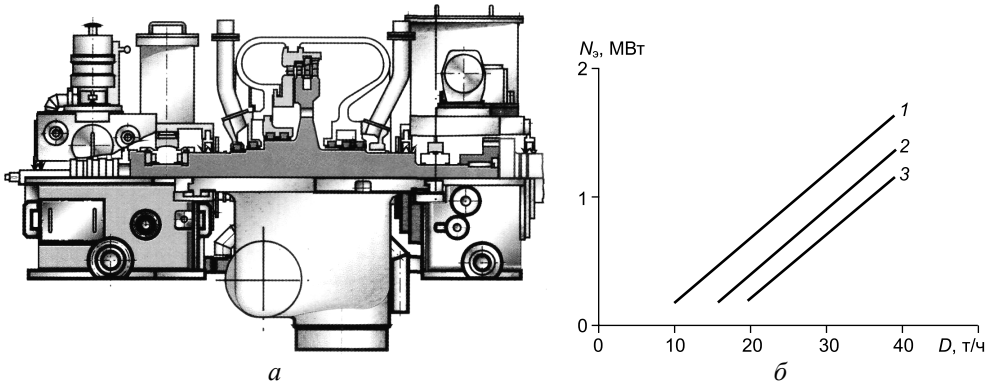


Рис. 7.39. Продольный разрез одноступенчатой турбины с противодавлением Р-2,15-1,4/0,6 (*а*) и зависимости мощности от расхода пара (*б*):
1 – p_2 = 0,2; *2* – p_2 = 0,3; *3* – p_2 = 0,4 МПа.

Технические данные паровых турбин

Показатели					
	Р-0,45-2,2/0,8	**Р-0,5-2,2/0,4**	**Р-0,79-2,2/0,4**	**Р-1-1,3/0,6**	
Мощность номинальная, кВт	450	520	790	1130	
Номинальные параметры свежего пара: – давление, МПа – температура, °С	 2,25 370	 2,25 370	 2,16 370	 1,275 200	
Номинальное противодавление, МПа	0,785	0,392	0,392	0,588	
Диапазоны изменения противодавления, МПа	0,588–0,981	0,245–0,588	0,245–0,588	0,294–0,78	
Диапазоны изменения начальных параметров пара: – давления, МПа – температуры, °С	 1,9–2,4 340–380	 1,9–2,4 340–380	 1,96–2,45 340–380	 1,08–1,37 190–220	
Температура пара на технологические нужды при номинальном противодавлении и номинальной мощности, °С	–	–	–	–	
Номинальный массовый расход свежего пара, т/ч	15,1	10	15	45	
Удельный расход пара при номинальной нагрузке, кг/кВт	33,5	19,5	19	39,75	
Максимальный массовый расход свежего пара, т/ч	–	–	–	–	
Расход пара в отбор, т/ч	–	–	4,0	–	
Давление пара в отборе, МПа	–	–	0,784	–	
Тип парораспределения	дроссельное				
Количество ступеней	1 (тип Кертиса)				
Средний диаметр последней ступени, мм	–	–	1008	1008	
Длина лопатки последней ступени, мм	–	–	62	62	
Масса собственно турбины, т	7,5	24	12	12	
Длина турбины, м	2,5	4,11	4,11	2,5	

Таблица 7.10

с противодавлением ОАО «Турбоатом»

	Тип турбины						
	Р-1,7-1,3/0,3	**Р-2,15-1,4/0,6**	**Р-4-1,3/0,6**	**Р-5,2-2,2/0,3**	**Р-6-3,4/0,3**	**Р-12-3,4/0,3**	**Р-12-3,4/0,8**
	1700	2150	4130	5190	6000	12000	12000
	1,274 190	1,37 295	1,275 200	2,16 370	3,43 435	3,43 435	3,43 435
	0,294	0,588	0,588	0,294	0,294	0,294	0,785
	0,196–0,392	0,294–0,686	0,294–0,78	0,245–0,49	0,245–0,49	0,294–0,49	0,588–0,981
	1,1–1,4 180–220	1,08–1,47 280–310	1,08–1,37 190–220	1,96–2,45 340–380		3,14–3,63 420–445	
	–	–	–	174	180	176	–
	42	65	150	54,6	48	93,3	139,8
	24,7	30,2	36,34	10,52	8	7,77	11,65
	–	–	–	54,6	55,5	109	–
	–	–	–	–	8,3	10,5	–
	–	–	–	–	1,15	1,19	–
				сопловое			
				9	12	12	9
	–	1008	1008	961	961	983	962
	–	62	62	61	61	83	62
	7,5	12	12	37	38	38,1	–
	2,5	2,5	2,5	4,45	4,45	4,45	4,2

6.4. Паровые турбины малой мощности концерна Alstom Power/ABB

Международный турбиностроительный концерн Alstom Power/ABB производит широкую гамму энергетических газовых и паровых турбин. В интересующем нас классе турбин малой мощности рассматривается продукция входящих в концерн фирм ABB Energeticke systemy (г. Брно, Чехия) и подразделение ABB TUR (TURBINEN NURNBERG) в диапазоне от 0,8 до 25 МВт.

Блочный турбогенератор STG1 номинальной мощностью 840 кВт

Паротурбинная установка представляет собой блок одноступенчатой противодавленческой турбины и редуктора, смонтированных на стальной раме, в которую встроен масляный бак с принадлежностями. Рама устанавливается на пружинах амортизаторов непосредственно на бетонный фундамент без подвала.

Технические данные паротурбогенератора: номинальная электрическая мощность 840 кВт при параметрах свежего пара – давление 0,95 МПа, температура 180 °С, противодавление – 0,3 МПа, расход свежего пара 23 т/ч. Расходная характеристика турбины практически линейна вплоть до расхода 9 т/ч, при этом электрическая мощность составляет 250 кВт. На максимальном режиме работы расход пара 30 т/ч, электрическая мощность 1012 кВт. Номинальные обороты выходного вала редуктора 3000 об/мин, массовый расход пара через лабиринты при максимальном давлении в месте отбора 0,1 МПа и при максимальном противодавлении 0,3 МПа составляет примерно 0,1 т/ч. Масса наиболее тяжелой части установки для монтажа и обслуживания 4,6 т, а общая масса турбогенератора, включая заполненный маслобак – 14,6 т. Генератор ARN 560 X-2 – асинхронный, трехфазного тока производства SIEMENS: активная мощность (при коэффициенте мощности 0,91) 1,0 МВт; номинальное напряжение 6 кВ; масса генератора 4,6 т. Одноступенчатая паровая турбина STG1 выполнена в одном блоке с понижающим редуктором. Основанием для ротора турбины служит корпус редуктора. Ротор крепится консольно к ведущей шестерне редуктора. Пар подается в корпус турбины через тангенциально расположенную входную горловину. Корпус крепится к редуктору посредством радиальных пружин, которые обеспечивают свободу термических расширений. В корпусе турбины расположены лопатки направляющего аппарата с поворотным устройством, благодаря которому можно регулировать массовый расход пара, поступающего в рабочее колесо. Сопловые лопатки располагаются по всей окружности рабочего колеса, т. е. без парциальности. Пар отводится из корпуса турбины через выходной диффузор, расположенный соосно ротору. Осевая сила, возникающая в ступени турбины, частично компенсируется в подшипниках редуктора благодаря косозубым шестерням, а также в разгрузочном поршне. Ведомая шестерня редуктора и вал генератора соединены зубчатой муфтой, допускающей некоторый относительный сдвиг валов и излом оси.

Электрогидравлическая система регулирования обеспечивает надежную работу установки при всех режимах ее работы. Состоит из электронного регулятора, электрогидравлического передаточного устройства и собственно

гидравлического привода, который служит для управления тягой регулировочного клапана. Электронный регулятор связан с датчиками оборотов, противодавления и поворота лопаток входного направляющего аппарата, при помощи которых и производится регулирование работы турбины. Система регулирования турбины позволяет реализовать следующие режимы эксплуатации ПТУ: регулирование по скорости; в процессе запуска и останова установки удерживается заданное число оборотов; перед присоединением генератора к сети имеется возможность изменять число оборотов турбины; регулирование противодавления. Этот режим регулирования возможен только при параллельной работе установки с электрической сетью. Расход пара через турбину определяется текущим отбором пара потребителями, поэтому электрическая мощность полностью определяется этим расходом. Регулятор давления удерживает противодавление постоянным. Быстродействующий стопорный клапан автоматически срабатывает в таких случаях: при превышении скорости вращения ротора; при падении давления смазочного масла на входе в редуктор; при падении и превышении предельных значений противодавления; при превышении предельного давления за разгрузочным поршнем; при превышении допустимой температуры подшипников редуктора и обмотки генератора; при превышении допустимой величины абсолютных вибраций; по команде системы управления потребителя; при осевом смещении ротора выше допустимых значений в обоих направлениях.

Масляная система установки включает: главный масляный насос, приводимый от зубчатого колеса редуктора, который служит для подачи масла для смазки (турбины, редуктора, генератора) и для системы регулирования; вспомогательный аварийный масляный насос с приводом от электромотора (1,2 кВт, 220 В), подающий напорное масло для смазки и в систему регулирования при запуске и остановке турбины; вспомогательный силовой источник для работы аварийного насоса при полном отключении сети во время выбега турбины; масляный бак, емкостью около 500 л с фильтрами, указателем уровня масла и сливным клапаном. Два масляных радиатора, работающие на неагрессивной охлаждающей воде, расход которой составляет 12 т/час при температуре 25 °С.

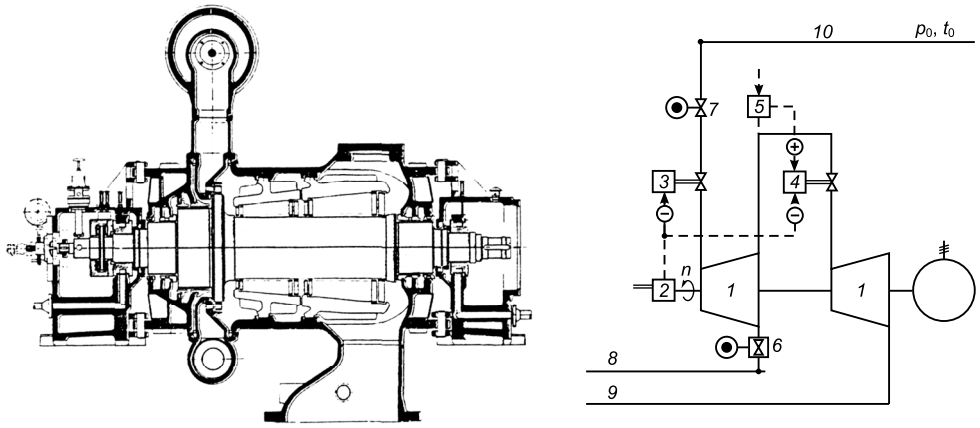
Установка комплектуется панелью с измерительными приборами, обеспечивающими эксплуатацию ПТУ. Все отборы измеряемых сред при поставке обеспечиваются клапанами, штуцерами для контрольных манометров и манометрическими трубками. Термометры поставляются вместе с теплоизмерительными полостями, со штуцером и защитными втулками. В необходимых местах выполнены горловины, приливы или приварки для подсоединения измерительных приборов.

В классе мощности от 6 до 25 МВт предприятие производит многоступенчатые противодавленческие турбины серии G, по техдокументации подразделения ABB TUR. Характерной чертой этих турбин является существенное повышение термодинамической эффективности, надежности и приспособляемости к требованиям заказчиков. Была внедрена система агрегатирования турбин с противодавлением и конденсационных турбин.

В турбинах серии G (а также V) были применены новые принципы конструирования: обеспечение высокой температурной эластичности проточной

части турбины за счет применения обойм направляющих лопаток; симметричное исполнение корпуса, устойчивое к температурным деформациям; разъединение горячих впускных частей с собственно цилиндром турбины; применение компактных цельнокованых жестких роторов. В высокой степени надежность эксплуатации этих турбин обеспечивается также применением запатентованных компанией ABB TUR быстродействующих стопорных клапанов, а также простых и надежных регулировочных клапанов. Эти серии турбин разработаны с применением методов термодинамического и геометрического моделирования (методов подобия).

Паровые турбины с противодавлением серии G включают семь моделей, перекрывающих область мощностей от 6 МВт до 100 МВт. Конструктивная схема проточной части турбины и паровпуска приведены на рис. 7.40, *а*, теплогидравлическая схема турбогенератора – на рис. 7.40, *б*. Регулирование турбины – сопловое с одновенечным колесом скорости на первой ступени; свежий пар раздается через три сегмента сопел, каждый из которых управляется собственным клапаном.



а *б*

Рис. 7.40. Продольный разрез турбины с противодавлением и отбором пара (*а*) и схема управления блоком (*б*):
1 – турбина; *2* – регулятор оборотов; *3* – стопорный клапан; *4* – регулятор давления; *5* – привод клапана; *6* – стравливающий клапан; *7* – клапан экстренного отключения свежего пара; *8* – отбор пара; *9* – линия противодавления; *10* – линия свежего пара.

Технические данные турбин некоторых моделей этой серии приведены в табл. 7.11. В моделях турбин до 25 МВт включительно привод генератора осуществляется через редуктор, а начиная с 40 МВт и выше – непосредственно. У турбин мощностью 6 МВт частота вращения ротора составляет 16 тыс. об/мин и для турбин с большей мощностью снижается до 3000 (3600) об/мин. Максимальные параметры острого пара стандартных моделей соответствуют принятым в промышленности значениям. Максимальное противодавление при продолжительном режиме работы составляет 1,6 МПа. При противодавлениях, превышающих 0,6 МПа, применяют отсасывание пара из лабиринтовых уплотнений ротора.

Таблица 7.11

Технические данные ППТ серии G

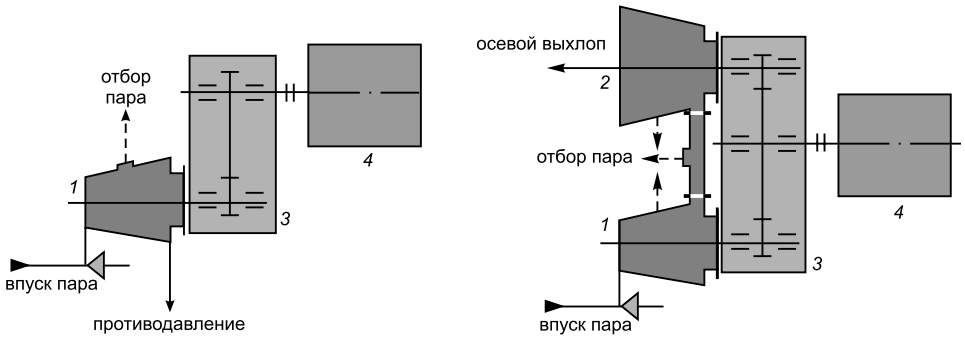
Показатель	Тип турбины			
	G 16	G 20	G 25	G 32
Номинальная мощность, МВт	6	10	16	25
Обороты ротора максимальные, тыс. мин$^{-1}$	16	12	10	8
Обороты при частоте 50 Гц, тыс. мин$^{-1}$	12	12	10	8
Входные параметры пара, максимальные, МПа/°С	13,3/532	13,3/532	13,3/532	13,3/532
Противодавление без/с отсасыванием пара роторных уплотнений, МПа/МПа	0,6/1,6	0,6/1,6	0,6/1,6	0,6/1,6
Расход пара через сопла макс., $м^3 \cdot с^{-1}$	0,92	1,44	3,24	3,24
Расход пара включая байпас, $м^3 \cdot с^{-1}$	1,2	2,20	5,00	5,00
Входные параметры пара при байпасе, макс., МПа/°С	6,3/500	8,5/500	8,5/500	8,5/500
Выходной объемный расход при давлении 0,3 МПа макс, $м^3 \cdot с^{-1}$	5,0	8,3	13,1	21,2
Номинальный диаметр облопачивания, мм	160	200	250	320
Патрубок входного пара мин./макс., мм/мм	100/150	100/200	150/200	200/350
Патрубок выходного пара, мм	300	300	500	600

В производственную программу предприятия входит также выпуск конденсационных паровых турбины (серия V) в диапазоне мощностей от 6 до 100 МВт.

Блочно-модульные турбины ST1

Турбины этой серии являются двухкорпусными (высокого и низкого давления) и предназначены для привода электрогенераторов или промышленных машин. В соответствии с новейшими тенденциями в конструировании паровых турбогенераторов небольшой мощности модульные блоки турбин высокого и низкого давления разделены, и ротора каждой из них, имеющих различную частоту вращения, связаны с двумя входными валами редуктора, в котором мощности суммируются, т. е. обе турбины работают на один выходной вал. Такая компоновка приведена на рис. 7.41, *б* и носит название системы TWIN. Вместо конденсационной турбины на втором валу редуктора может быть установлена еще одна противодавленческая турбина, при этом расход пара на потребителя соответственно возрастет. Для турбины ST1 характерны такие данные: максимальная мощность 9 МВт для конденсационного типа и 5 МВт для противодавленческих турбин; параметры свежего пара – давление 5,0 МПа, температура 450 °С; расход пара 15 кг/с; количество регулирующих клапанов – 1,2 или 4; противодавление 2,0 МПа; давление пара в камере отбора 2,5 МПа. Частота вращения роторов турбин высокого и низкого давления составляет 18,8 и

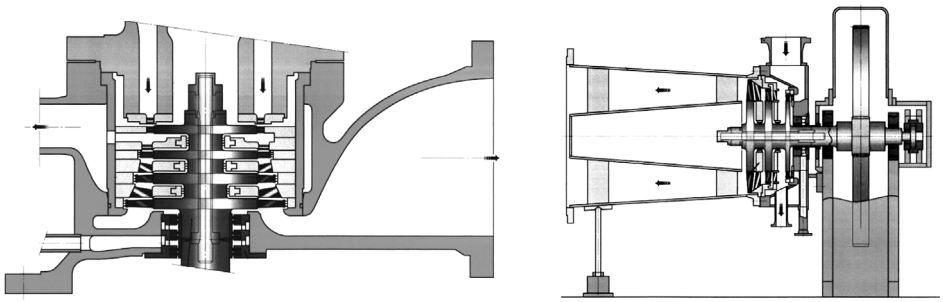
10,0 тыс. об/мин соответственно; выходной (генераторный) вал редуктора имеет 1500 об/мин.



а *б*

Рис. 7.41. Схема турбогенератора с одной противодавленческой турбиной (*а*) и с добавлением конденсационной турбины (*б*):
1 – турбина высокого давления; *2* – турбина низкого давления; *3* – редуктор; *4* – генератор.

В качестве модулей применяются многоступенчатые ПТ: ТВД – 4-ступенчатая, включая регулирующую ступень, и ТНД – 3-ступенчатая, конструктивные схемы которых приведены на рис. 7.42. В режиме противодавления используется только модуль ТВД с давлением на выхлопе 0,8 МПа и температурой 250 °С (рис. 7.41, *а*). Для удовлетворения разнообразных требований потребителей выпускается четыре вида модуля ТВД и три вида модуля ТНД. Две противодавленческих модели ST1 мощностью по 3,3 МВт эксплуатируются на ПО «Беларуськалий». Общий вид паротурбинной установки мощностью 2,2 МВт был приведен в начале главы на рис. 7.2.



а *б*

Рис. 7.42. Модульные ТВД (*а*) и ТНД (*б*) системы TWIN фирмы Alstom.

Следует отметить, что ведущий вал редуктора является одновременно валом ТНД, представляя единую деталь.

Турбины серии АТР-1 и АТР-2 – промышленные паровые турбины в блочной установке до 40 МВт

АТР – это новая серия современных промышленных паровых турбин ABB, при производстве которых были выбраны испытанные узлы и компоненты, соответствующие современным техническим требованиям. Использование при конструировании современных 3D компьютерных программ позволило создать облегченные взаимозаменяемые конструкции, с высоким термодинамическим эффектом, с сокращенным сроком ввода в эксплуатацию и улучшенными техническими характеристиками. Машины сконструированы либо с противодавлением, либо конденсационные с возможностью регулированного отбора пара для широкого спектра промышленных применений, включая установки для когенерации и механического привода. Каждый из модулей АТР-1 и АТР-2 представляет стандартизированную модель фундаментной рамы с встроенным маслобаком и комбинацию стандартизированных компонентов. Например, система смазочного масла и размещение сопловых камер пароподвода могут быть одинаковыми для различных типов турбин. Выпускаемые турбогенераторы отправляются заводом – изготовителем в комплектном смонтированном виде с целью уменьшения времени монтажа агрегата на площадке потребителя. Регулируемые отборы пара позволяют сохранять постоянное давление отопительного или технологического пара в широком диапазоне расходов. Агрегаты серии АТР-1 и АТР-2 содержат: редуктор, генератор на единой фундаментной раме. Общий вид установки показан на рис. 7.43.

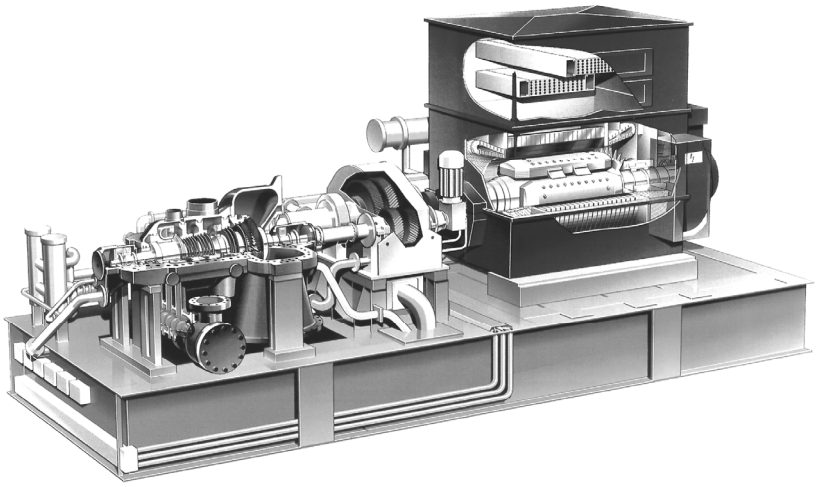


Рис. 7.43. Общий вид модульного паротурбогенератора серии АТР-1.

Турбины АТР отличаются: однокорпусным исполнением с высокой симметрией корпусов с горизонтальным разъемом и нижним подводом пара; цельнокованным ротором; быстродействующим стопорным клапаном; двухскатными регулирующими клапанами с одним совместным сервомотором. Лопатки последних ступеней конденсационных турбин имеют закаленную

входную кромку для противостояния эрозии. Турбины АТР-1 и АТР-2 имеют поворотную аксиальную диафрагму для внутреннего регулирования отбора пара и поддержания его постоянного давления. Турбины серии АТР-1 и АТР-2 выполняются на мощность до 40 МВт для параметров входного пара до 12 МПа и 540 °С при противодавлении до 2,1 МПа, параметров пара в отборе до 1,6 МПа/150 °С. Для конденсационных турбин давление в конденсаторе до 0,006–0,025 МПа. Габаритные размеры турбогенераторов серии АТР-1 составляют: длина 17,5 м, ширина 11,0 м, высота 7,0 м; масса агрегата 16 т. Данные турбогенераторов малой мощности серии АТР-1, адаптированных для технических условий некоторых потребителей, приведены в табл. 7.12.

Таблица 7.12

Технические данные паровых турбин ОАО малой мощности фирмы Alstom Power/ABB Energeticke systemy

Тип турбины	Мощность, МВт	Параметры свежего пара		Противодавление, МПа	Частота вращения ротора, об/мин
		p_0, МПа	t_0, °С		
G20	3,37	2,7	360	0,34	9440
G25A	4,80	3,0	375	0,2	9400
G18A	6,90	8,6	535	1,8	12000
G25A	8,75	6,0	470	0,1	10800
VE28A	7,80	3,9	248	0,02*	10800
G28A	10,50	4,2	400	0,45	9400
G25	6,00	3,7	437	0,62	9980
GE40	6,60	4,1	450	2,6	6300
V20	4,40	6,1	510	0,055*	12000
V40	9,10	1,1	260	0,025*	6000
V50A	11,43	3,9	397	0,0072*	6800

*Примечание: электрогенераторы имеют частоту вращения 1500 об/мин, * – указано давление пара в конденсаторе.*

В производственную программу входит также выпуск паровых турбин серии АТР Х малой мощности, параметры которых могут быть выбраны в следующих диапазонах: мощность 1,5–10,0 МВт; параметры свежего пара до 4,0 МПа и до температуры 450 °С; противодавление до 1,0 МПа; для конденсационных турбин давление в конденсаторе до 0,02 МПа.

6.5. Паротурбогенераторы с противодавлением производства ОАО «Невский завод» (г. С.-Петербург)

Предприятие производит энергетические паровые турбины малой мощности для привода электрогенераторов. Турбины созданы на базе проточных частей приводных паровых турбин К12-35; К19-35 и др., подтвердивших свои

экономические и ресурсные показатели многолетней работой как приводов компрессоров, дутьевых вентиляторов и пр. Типоразмерный ряд энергетических турбин, включающий конденсационные, теплофикационные турбины, турбины с противодавлением, позволяет создавать оптимальные схемы энергообеспечения на предприятиях-потребителях. Основные технические характеристики паровых турбин малой мощности приведены в табл. 7.13; частота вращения роторов составляет 3000 об/мин.

Таблица 7.13

Технические данные паровых турбин ОАО «Невский завод» для привода электрогенераторов

Модель турбины	Мощность, МВт	Начальные параметры пара		Расход пара на теплофикацию, т/ч
		давление, МПа	температура, °С	
Р2-1,3/0,55	1,96	1,27	220	–
Р7,5-3,4/0,5	7,50	3,43	315	–
П6-1,0/0,35	6,00	1,27	220	40
П15-8,8/1,3	15,00	8,80	535	40
П12-1,6/0,7	12,00	1,57	300	20
ПТ25-8,8/1,0	25,00	8,80	500	165
К7,2-4,5	7,20	4,42	370	–
К10-1,3	10,00	1,27	220	–
К15-3,4/0,8	15,40	3,40	435	–
К20-8,8-1	20,50	8,83	535	–

Примером конструкции ППТ может служить активная турбина типа АР-6 мощностью 6 МВт при 3000 об/мин, которая имеет начальные параметры пара 3,5 МПа, 435 °С и противодавление 0,6 МПа (рис. 7.44). Ротор турбины состоит из одновенечной регулирующей ступени и последующих пяти активных ступеней. Парораспределение турбины – сопловое. Подвод пара к соплам управляется четырьмя регулирующими клапанами. Трудности, связанные с малыми объемами пропус-

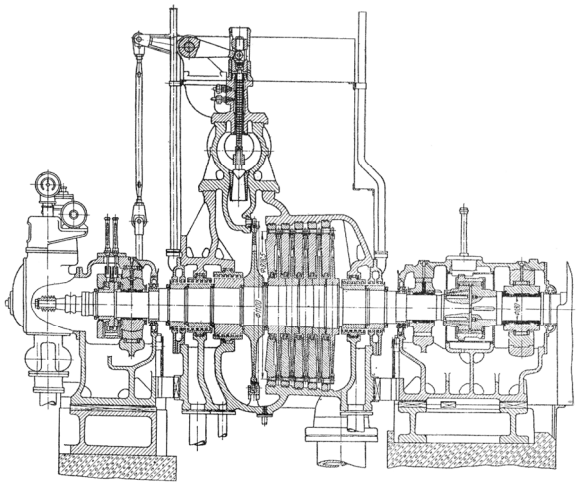


Рис. 7.44. Активная турбина с противодавлением АР-6-6 Невского завода.

ка пара, особенно характерные для малых турбин с повышенными параметрами, обычно решаются за счет уменьшения диаметра облопачивания и увеличения расчетной частоты вращения ротора.

Описанная конструкция являлась базовой и впоследствии была модернизирована путем увеличения количества активных ступеней до 10, что повысило внутренний КПД турбины и экономичность работы на частичных электрических нагрузках. В табл. 7.13 этот тип турбины обозначен как П6-1,0/0,35.

6.6. Турбины ГНПП «Пролетарский завод» (г. С.-Петербург)

Предприятие в качестве базовой модели выпускает паротурбогенератор ПТГ-1,0 номинальной мощностью 1 МВт. Это полностью автоматизированный агрегат, все основные и вспомогательные системы которого смонтированы на единой раме. Компоновочные виды агрегата показаны на рис. 7.45.

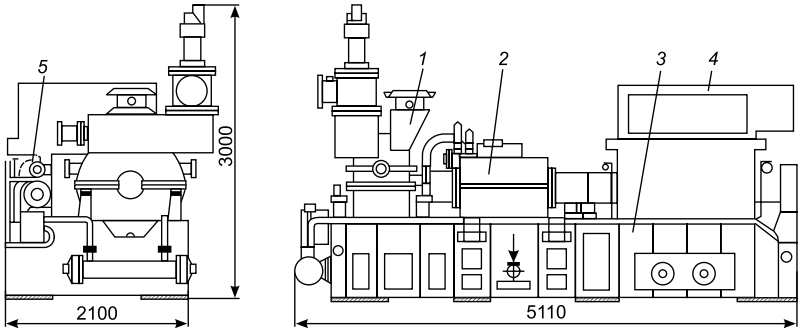


Рис. 7.45. Компоновочные виды блочного паротурбогенератора ПТГ-1,0:
1 – турбина; *2* – редуктор; *3* – силовая рама; *4* – генератор; *5* – масляная система.

ПТГ включает в себя паровую турбину, редуктор, электрогенератор, систему регулирования и автоматики, масляную систему, силовую раму. Сравнительно малые габариты позволяют устанавливать ПТГ на небольших площадках и низком фундаменте, при этом могут быть использованы свободные площади в котельной или других производственных зданиях. Мощность, которая может быть выработана на редуцируемом перепаде давления пара, зависит от расхода пара, подаваемого в турбину, давления пара, используемого для теплофикационных или технологических целей и находится в диапазоне от 250 до 3000 кВт при параметрах пара за турбиной от 0,6 до 0,12 МПа. Технические данные выпускаемых ПТГ приведены в табл. 7.14.

ПТГ могут работать в котельных, в которых установлены котлы типа ДКВР, ДЕ и др., имеющие параметры пара за котлом: давление до 2,5 МПа, температуру до 380 °С и расход пара от 5 до 50 т/ч. ПТГ может работать как в автономном режиме, так и параллельно с энергосистемой. Ресурс паротурбогенератора до капитального ремонта составляет 120 тыс. ч.

Паротурбогенератор ПТГ-1,0-0,4-13/5 работает при следующих параметрах пара: расход пара номинальный 41 т/ч; давление на выхлопе 0,425 МПа; начальное давление 1,3 МПа; начальная температура пара 250 °С.

Таблица 7.14

Технические данные паротурбогенераторов с противодавлением ГНПП «Пролетарский завод»

Тип ПТГ	Номин. мощность, кВт	p_0/t_0, МПа/°С	Расход пара, т/ч	p_2 (абс.), МПа	Частота вращения, об/мин	Масса ПТГ, т	Габариты, м		
							длина	ширина	высота
Паротурбогенераторы с противодавлением номинальной мощностью 900–3000 кВт									
ПТГ-1,0-0,4-13/5	1000	1,3/250	41,0	0,50	3000	15,0	5,25	2,25	3,07
ПТГ-1,0-0,4-13/3	1000	1,3/191	22,5	0,30	4200	14,1	5,11	2,10	3,11
ПТГ-1,5-6,3-13/4	1500	1,3/191	42,0	0,40	4200	17,0	6,07	2,20	3,11
ПТГ-1,5-6,3-22/2	1500	2,2/370	21,0	0,22	4200	17,0	6,07	2,20	3,11
ПТГ-1,5-6,3-13/4	1500	1,3/245	43,0	0,40	3560	17,0	6,07	2,20	3,11
ПТГ-1,2-0,4-24/1,2	1200	2,4/300	14,5	0,12	4200	14,1	5,11	2,10	3,11
ПТГ-1,8-10,5-13/2	1800	1,25/245	35,0	0,20	4200	17,0	6,07	2,20	3,11
ПТГ-1,5-6,3-24/1,2	1500	2,4/300	18,5	0,12	4200	17,0	6,07	2,55	3,11
ПТГ-1,4-6,3-24/4	1400	2,4/375	22,0	0,40	4200	17,0	6,07	2,55	3,11
ПТГ-1,35-10,5-18/5	1330	1,8/235	35,0	0,50	3560	17,0	6,07	2,20	3,11
ПТГ-1,2-10,5-24/1,2	1200	2,4/350	15,0	0,12	4200	17,0	6,07	2,20	3,11
ПТГ-1,8-10,5И-13/2	1800	1,3/245	35,0	0,20	4200	16,6	5,614	2,55	3,11
ПТГ-3,0-6,3И-13/1,5	3000	1,3/191	50,0	0,15	4200	21,5	7,30	2,40	2,50
Паротурбогенераторы с противодавлением номинальной мощностью 900–3000 кВт с частично-сопловым регулированием (зима–лето)									
ПТГ-1,5/0,5-0,4-14/2,5	1500	1,4/225–300	29,0	0,25	4200	16,0	5,735	2,415	3,125
ПТГ-1,5/1,0-0,4-14/2,5	1500	1,4/225–300	29,0	0,25	4200	16,0	5,735	2,415	3,125
ПТГ-1,25/ 0,8 -0,4-14/2	1250	1,4/194	26,0	0,20	4200	16,0	5,735	2,265	3,125
Паротурбогенераторы с противодавлением номинальной мощностью 250–1000 кВт									
ПТГ-0,5-0,4-24/1,2	455	2,4/250	6,5	0,12	8679	7,7	5,155	2,15	2,4
ПТГ-0,75-0,4-13/2	750	1,3/225	15,0	0,20	8679	8,9	5,15	2,2	2,4

Например, при применении котлов типа ДКВР-6,5 или ДЕ-10 паропроизводительностью 10 т/ч, суммарная выработка электроэнергии на один котел может составить от 250 до 600 кВт при давлении пара перед турбиной 1,3 МПа и за турбиной от 0,6 до 0,12 МПа. Применение нескольких котлов или котлов с большой паропроизводительностью позволяет получить пропорционально большее количество электроэнергии либо в одном ПТГ, либо в нескольких, работающих параллельно. На базе серийно выпускаемых ПТГ могут быть разработаны и изготовлены другие его модификации с учетом параметров котельной заказчика.

7. НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЙ ПАРОТУРБИННЫЙ ЦИКЛ

Все рассмотренные выше схемы утилизации теплоты при помощи энергетических паровых турбин основаны на использовании в качестве рабочего тела водяного пара. Дешевизна и распространенность воды является крупным достоинством этого теплоносителя, благодаря чему водопаровые энергетические системы получили наибольшее распространение. Однако в термодинамическом плане водяной пар является не лучшим рабочим телом: для получения его высоких параметров (температуры и давления) требуется достаточно высокая температура продуктов сгорания топлива в котле. По этой причине возможности применения водопаровых турбин в парогазовых схемах весьма ограничены: при потенциале утилизируемой теплоты ниже 300–350 °С мощность и КПД паровой турбины становятся неприемлемо низкими. Кроме того, для воды, как теплоносителя, требуется подготовка и химическая водоочистка, для ПГУ, как правило, требуется достаточно большие водные ресурсы и зачастую возникают проблемы, связанные с замерзанием воды в зимний период.

Поэтому во второй половине XX столетия предпринимались попытки создания парогазовых установок на других (не водяных) теплоносителях. В 1965 г. советские ученые С. С. Кутателадзе и А. М. Розенфельд получили патент на производство электроэнергии в установке, работающей на низкокипящем рабочем теле, и использующей горячую воду с температурой более 80 °С [10]. Уже в 1967 г. на Камчатке была построена и пущена в опытно-промышленную эксплуатацию первая в мире ГеоЭС с бинарным циклом – Паратунская ГеоЭС мощностью 600 кВт [11]. В ходе ее испытаний была доказана техническая возможность получения электроэнергии при использовании низкотемпературного источника теплоты (с температурой более 70 °С) в традиционном цикле Ренкина. Однако в СССР строительство таких станций в те годы не получило должного развития в связи с низкой стоимостью органического топлива.

В том же 1965 г. в Израиле была основана фирма Ormat Turbine Ltd., ставшая в дальнейшем крупнейшим в мире производителем энергоустановок различного назначения с использованием низкотемпературных источников теплоты на базе органического цикла Ренкина (ОРЦ).

Мощным толчком в развитии этого направления деятельности фирмы послужил мировой нефтяной кризис 1973-78 гг., заставивший искать альтер-

нативные для органических топлив источники энергии, в том числе использование геотермальной теплоты и сбросной теплоты энергетических установок – газовых турбин, котлов, технических печей и т. п.

В качестве перспективных для использования в цикле Ренкина оказались вещества группы предельных углеводородов (этан, пропан, бутан, пентан и т. п.), кипящих при более низких температурах, чем вода. На рис. 7.46 показана конструктивная схема одной из первых установок ОРЦ фирмы «Ормат».

Это паровая энергетическая установка замкнутого цикла мощностью от 0,2 до 3,0 кВт, включающая паровой котел, осевую турбину, конденсатор, питательный насос, генератор переменного тока и преобразователь переменного тока в постоянный. Турбина, генератор и насос смонтированы на одном валу, вращающемся в подшипниках, смазываемых рабочей жидкостью (толуолом), и размещаются в герметичном корпусе из нержавеющей стали. В парогенераторе установки в качестве топлива может использоваться природный газ, сжиженный нефтяной (попутный) газ, керосин, авиационное и дизельное топливо. Электрический КПД установки на природном газе – 4,8 %.

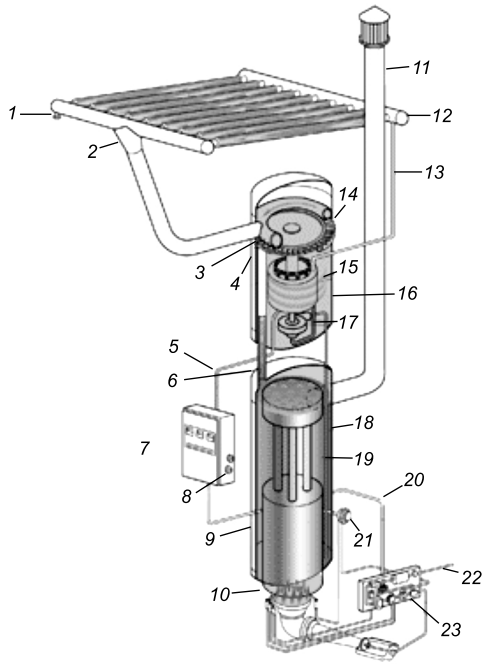


Рис. 7.46. Схема паротурбинной установки фирмы Ormat:
1 – вакуумный клапан; *2* – ввод пара в конденсатор; *3* – сопло турбины; *4* – ввод пара в турбину; *5* – кабели подвода переменного тока к выпрямителю; *6* – пар; *7* – электрошкаф с выпрямителем; *8* – отфильтрованное напряжение постоянного тока на выходе; *9* – парогенератор; *10* – горелка; *11* – вытяжная труба; *12* – конденсатор; *13* – выход конденсата; *14* – колесо турбины; *15* – генератор переменного тока; *16* – корпус турбогенератора; *17* – насос питания; *18* – труба подачи конденсата; *19* – органическая жидкость; *20* – кабели на панели управления подачей топлива; *21* – термостат; *22* – вход топлива; *23* – панель управления подачей топлива.

Развитием этого направления исследований явилось создание фирмой Ormat установок ОРЦ с использованием в цикле теплоты геотермальных источников и сбросной теплоты приводных ГТД магистральных газопроводов. Схема бинарной геотермальной установки «ORMAT ENERGY CONVERTER» (OEC) показана на рис. 7.47. Установка включает два независимых контура, в одном из которых циркулирует геотермальная вода, а во втором – низкокипящее рабочее тело турбины – пентан. Вода поступает из горячего геотермального источника, проходит последовательно через испаритель *2* и подогреватель *3* рабочего тела и закачивается в холодный геотер-

мальный пласт *4*. Рабочее тело из испарителя подается в турбину *5*, вращающей генератор *6*, отработавший пар конденсируется в воздушном конденсаторе *7* и конденсат в виде минерального масла подается питательным насосом в подогреватель.

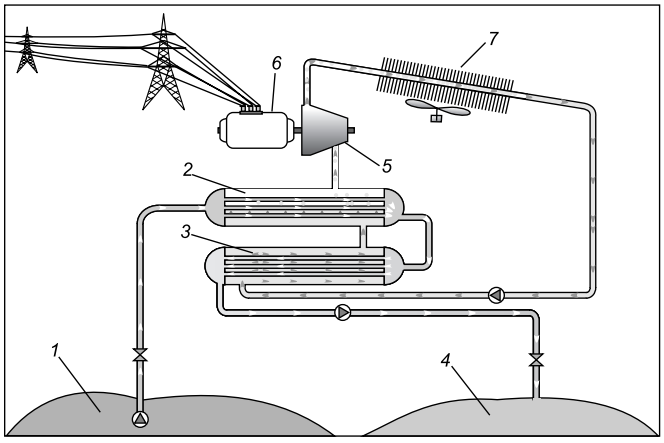


Рис. 7.47. Схема бинарной геотермальной установки фирмы Ormat с геотермальным теплоносителем в виде воды:
1 – горячий геотермальный источник; *2* – испаритель; *3* – подогреватель; *4* – холодный геотермальный пласт; *5* – турбина; *6* – генератор; *7* – конденсатор.

Если из горячего геотермального источника теплоноситель поступает в виде пара, то установка комплектуется дополнительной водопаровой турбиной, включенной в первый контур, а на выходе первого контура устанавливается инжекционная система для закачивания конденсата воды в пласт.

Наиболее общим случаем является использование из горячего геотермального источника пароводяной смеси. Для таких источников компанией Ormat разработана установка геотермального комбинированного цикла. Геотермальная пароводяная смесь проходит через сепаратор, отсепарированный пар подается на водопаровую турбину. Отработавший в турбине влажный пар конденсируется в трубах испарителя второго контура и подается на закачку в пласт. Отсепарированная горячая вода из сепаратора подается на вторую часть комбинированной установки полностью аналогичную рассмотренной выше (рис. 7.47).

Установка комбинированного цикла, аналогичная рассмотренной выше, разрабатывалась также АО «Наука» (Россия) с участием МЭИ, ЭНИН и ИВТАН [12, 13] применительно к условиям Мутновского геотермального месторождения (Камчатка): температура пароводяного теплоносителя 90–180 °С, давление пара 0,7–1,0 МПа, доля воды в теплоносителе 60–70 %, средняя годовая температура воздуха – 1,9 °С, что позволило снизить температуру конденсации в пароводяном цикле до 10–20 °С и за счет этого увеличить на 20–40 % выработку электроэнергии в паровой турбине.

Комбинированные установки планировались в качестве второй очереди строительства ГеоЭС на Верхне-Мутновском, а затем Мутновском поле. На первом этапе были построены ГеоЭС традиционного пароводяного цикла Ренкина [13].

Схема утилизации сбросной теплоты газовых турбин, реализованная в газотранспортных системах США и Канады, показана на рис. 7.48. В ее основе (а также в основе других схем утилизации теплоты от возобновляемых источников – солнечной, био и др.) лежит схема энергетического конвертера Ormat (OEC), выделенная на рис. 7.48 прямоугольником, реализующая низкокипящий органический цикл Ренкина. В рассматриваемой схеме в первом контуре циркулирует не вода, а пентан, который испаряется и нагревается в котле-утилизаторе *1*, забирая теплоту уходящих газов турбины. С температурой около 260 °С он поступает в испаритель *2*, в котором отдает теплоту пентану второго контура, предварительно подогретому в рекуператоре *3* и подогревателе *4*. Рекуператор является первой ступенью подогрева конденсата рабочего тела, в котором отработанный в турбине пар с температурой около 40 °С охлаждается перед его поступлением в воздушный конденсатор *5*. Температура пара перед турбиной *6* – около 200 °С. Работа такой установки на одной из компрессорных станций газопровода США «Northern Border Pipeline» подробно описана в журнале «Diesel & Gas Turbine Worldwide» [14]. Этот газопровод является одним из самых длинных (2010 км) в стране. На нем установлено 17 компрессорных станций, 11 из которых оснащены приводом от газотурбинных установок Rolls-Royce RB 211 мощностью 28 МВт.

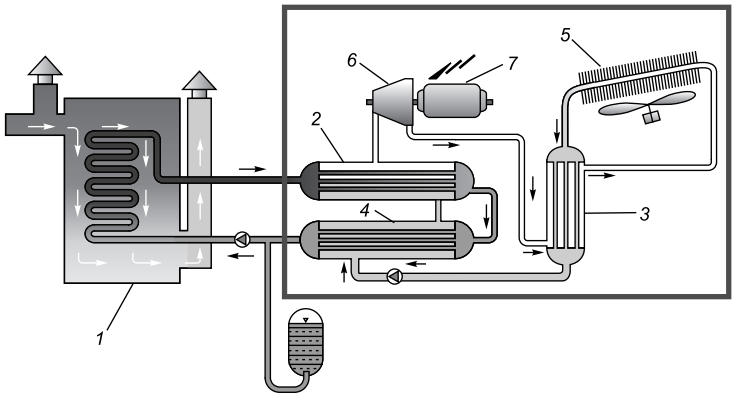


Рис. 7.48. Схема утилизации сбросной теплоты ГТД при помощи установки OEC (Ormat energy converter):
1 – котел-утилизатор; *2* – испаритель; *3* – рекуператор; *4* – подогреватель; *5* – конденсатор; *6* – турбина; *7* – генератор.

При совместной работе с одной ГТУ Rolls-Royce RB211 установка OEC обеспечивает 6,5 МВт электрической мощности. Из них 0,8 МВт используется на собственные нужды установки (насосы, вентиляторы, система управления и др.), т. е. 5,7 МВт может быть передано в сеть или использовано на нужды компрессорной станции, например, на электропривод нагнетателей. Суммарно на всех 11 модернизированных приводных ГТД газопровода (на 4 компрессорных станциях) было получено 62,7 МВт электрогенерирующих

мощностей. По оценкам компании Ormat Technologies цена генерируемой в ORC энергии составила около 5 центов за кВт·ч, а КПД установки ОЕС – около 18 %. С учетом КПД базовой ГТУ (37,2 %) эффективность использования теплоты природного газа на компрессорной станции достигает 55,2 %.

Рассмотренная выше однокаскадная (т. е. использующая располагаемый теплоперепад в одном расширителе – паровой турбине, винтовой машине и т. п.) схема ОРЦ может быть использована для преобразования сравнительно небольших теплоперепадов до 100–150 °С вследствие ограниченных термохимических и теплофизических свойств применяемых рабочих тел (изобутан, н-пентан, толуол, пентан и т. п.). Поэтому такие схемы являются достаточно эффективными для использования совместно с низкопотенциальными источниками тепловой энергии – геотермальной, солнечной и т. п. Для высокопотенциальных источников, например, газовой турбины, однокаскадная схема не позволяет в полном объеме использовать энергетический потенциал сбросной теплоты. В этом случае повышение эффективности утилизации сбросной теплоты можно обеспечить за счет применения многокаскадных ОРЦ. Многокаскадные установки замкнутого цикла с органическим рабочим телом запатентованы компанией WOW Energy, США [15]. На рис. 7.49 показана схема двухкаскадной установки замкнутого цикла, в которой в качестве рабочего тела используется пропан. Так же, как и для других органических теплоносителей, паровая турбина на пропане работает в достаточно узком диапазоне температур (Δt = 130÷150 °С). Однако, в отличие от других теплоносителей пропан химически устойчив до температур почти 540 °С. Поэтому в обоих каскадах установки может быть применено одно и то же рабочее тело – пропан. Для турбины первого каскада *1* пар генерируется в котле утилизаторе *3*.

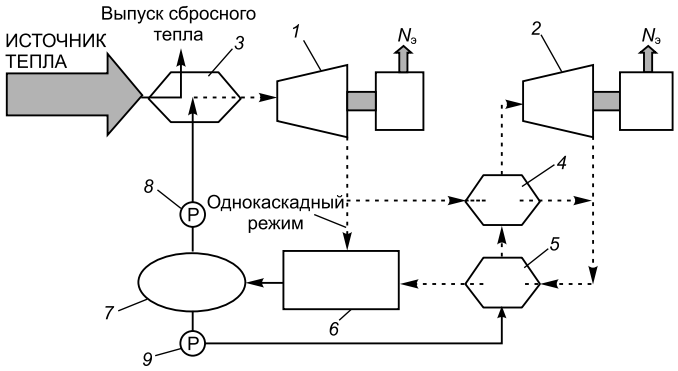


Рис. 7.49. Схема двухкаскадной установки ОРЦ замкнутого цикла.

В однокаскадном режиме пар после турбины *1* подается в конденсатор *6*. В двухкаскадном режиме пар из турбины подается в пароперегреватель *4*, в котором отдает часть своей теплоты рабочему телу II каскада и затем подмешивается к выхлопному пару турбины второго каскада *2*. Смесь выхлопных паров обеих турбин направляется в подогреватель-испаритель пентана II каскада *5* и из него подается в конденсатор *6*. Конденсат собирается в емкости *7*, откуда насосами *8* и *9* подается в котел-утилизатор *3* и подогреватель-испаритель *5*.

Диаграмма «давление–энтальпия» рабочего процесса двухкаскадной установки показана на рис. 7.50. Как видим, параметры пара перед турбинами обоих каскадов – сверхкритические, что позволяет обеспечить высокий КПД установки – свыше 30 % (см. рис. 7.51), в то время как КПД рассмотренной выше однокаскадной установки, использующей сбросную теплоту ГТУ, не превышает 18 %. К тому же в двухкаскадной установке вырабатывается дополнительная электрическая мощность.

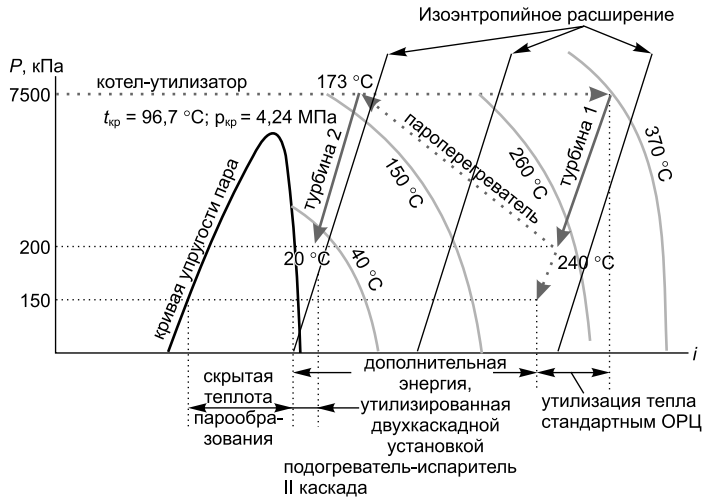


Рис. 7.50. Диаграмма «давление–энтальпия» двухкаскадной ОРЦ установки замкнутого цикла.

На рис. 7.51 прямоугольником обозначена область эффективной работы двухкаскадной установки. Как видим, в диапазоне температур источника от 150 до 500 °C эффективность двухкаскадной установки превышает эффективность как однокаскадной установки, так и эффективность пароводяного цикла. При температурах источника тепла ниже 150–180 °C и выше 500 °C применять двухкаскадную установку становится нецелесообразно, т. к. в этих случаях реализация однокаскадного ОРЦ или пароводяного цикла Ренкина становиться проще и дешевле.

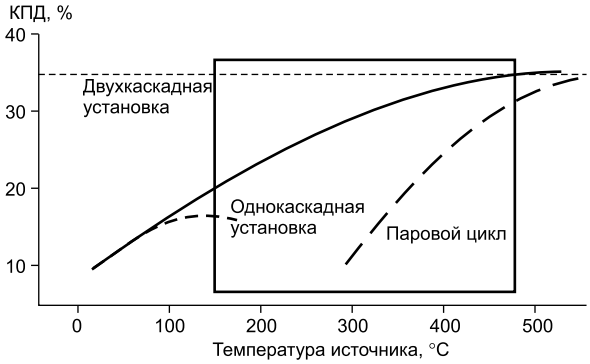


Рис. 7.51. Зависимость эффективности установки от температуры источника теплоты.

Литература

1. Клименко В. Н., Мазур А. И., Сабашук П. П. Когенерационные системы с тепловыми двигателями. Справочное пособие в 3 частях. Ч. 1. Общие вопросы когенерационных технологий. – Киев: ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2008. – 560 с.
2. Щегляев А. В. Паровые турбины. – М.: Энергия, 1976. – 358 с.
3. Андрющенко А. И. Термодинамические расчеты оптимальных параметров тепловых электростанций. – М.: Высшая школа, 1963. – 230 с.
4. Соболь И. Д. ТЭЦ малой мощности на базе котельных предприятий. – К.: Майстерня, 1996. – 56 с.
5. Васькин В. В., Петрущенков В. А. Работа мини-ТЭЦ с противодавленческими паровыми турбинами на базе нагрузки горячего водоснабжения // Новости теплоснабжения. – 2005. – № 6. – С. 21–30.
6. СП41-101-95 «Проектирование тепловых пунктов».
7. Петрущенков В. А., Васькин В. В. Сравнительные характеристики тепловых схем мини-ТЭЦ на базе противодавленческих паровых турбин // Новости теплоснабжения. – 2005. – № 2. – С. 32–37.
8. Васькин В. В., Петрущенков В. А. Регулирование режимов работы мини-ТЭЦ с противодавленческими турбинами при работе на отопительную нагрузку // Новости теплоснабжения. – 2005, № 4. – С. 20–27.
9. Вавилочев А. С. Паровые турбины «Сименс» малой мощности. Турбины и дизели. Май–июнь 2008.
10. Кутателадзе С. С., Розенфельд Л. М. Патент № 941517/24-6, февраль 1965 г.
11. Moskvitcheva V. N., Popov A. E. Geothermial Power Plant on the Paratunka River/Geotermies. – Vol. 2. – P. 1567–1571.
12. Поваров О. А., Васильев В. А., Томков Ю. П., Томаров Г. В. Геотермальные электрические станции с комбинированным циклом для северных районов России. http://www/intersolar.ru/articles/geothermal/pressa/povarov_1.html
13. Бритвин О. В., Поваров О. А., Клочков Е. Ф., Саакян В. А., Никольский А. И., Лузин В. Е. Верхне-Мутновская геотермальная электрическая станция // Теплоэнергетика. – № 2. – 1999. – С. 2–9.
14. Recovering Energy from GT-powered Compressor Stations. Diesel & Gas Turbine Worldwide, May 2008, p. 16–19.
15. Stinger D., Romero M. Презентация компании WOW Energy. Материалы AIChE Chicago Symposium, сентябрь 2007.

Глава 8

КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ НА БАЗЕ БИОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ТЕХНОЛОГИЙ

1. КЛАССИФИКАЦИЯ И СВОЙСТВА БИОМАССОВЫХ ТОПЛИВ

1.1. Общие сведения и классификация биомассы

В современном мире биоэнергетика рассматривается как важный источник возобновляемой энергии и является составной частью энергетики, базирующейся на использовании возобновляемых источников энергии. В широком смысле биоэнергетика включает в себя биомассу, как биологический материал, который может быть использован в качестве топлива, или как сырье для получения топлива, а также социальные, экономические, научные и технические отрасли, связанные с использованием ВИЭ.

Биомасса (БМ) – это органическое вещество в виде углеводородов и сахаров, образующееся в процессе фотосинтеза при поглощении диоксида углерода CO_2 из воздуха под воздействием солнечного света. Солнечная энергия сохраняется в виде химических связей структурных компонентов биомассы, которые под действием физико-химических процессов способны высвобождать накопленную в них энергию, образуя потребленные во время роста воду и CO_2. Этот процесс циклический, поэтому биоэнергетика считается CO_2-нейтральной технологией преобразования и получения энергии, следовательно, рассматривается как важное социально-экологическое мероприятие по снижению выбросов парниковых газов в атмосферу.

Суммарное потребление БМ ежегодно стабильно растет, и за последние 40 лет увеличилось более чем в два раза. Доля биомассы в общем потреблении первичных энергоресурсов составляет около 10 %, из которых две трети традиционно используется в быту для приготовления пищи и отопления, а одна треть – для промышленного производства тепловой и электрической энергии (8 ЭДж/год) и жидких биотоплив (1,7 ЭДж/год), по данным Международного Энергетического Агентства (МЭА) [1].

Прогноз производства теплоты из биомассы в ЕС до 2020 г. показан на рис. 8.1.

На сегодня объемы потребления биомассы для производства энергии в Европейском Союзе составляют более 120 млн т н.э./год,

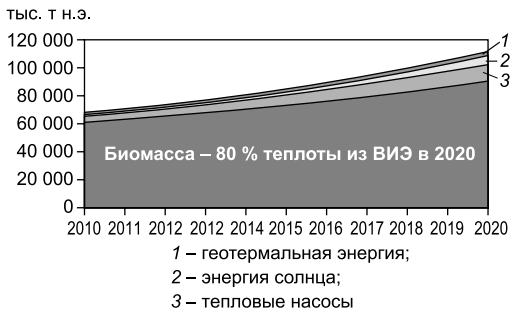


Рис. 8.1. Прогноз Еврокомиссии по производству теплоты из ВИЭ в ЕС.

а к 2020 году валовое конечное потребление биомассы должно вырасти до 138 млн т н.э./год. Основным видом используемой биомассы является твердая биомасса. Ее доля в общем объеме потребления неизменно составляет около 70 %.

Вклад биомассы в валовое конечное энергопотребление ЕС уже превысил 8 %, а к 2020 году должен вырасти до 14 %. В отдельных странах-лидерах уровень развития биоэнергетики значительно выше среднеевропейского. Так, в Финляндии доля биомассы в конечном энергопотреблении составляет 28 %, в Латвии – более 27 %, в Швеции и Эстонии – около 26 % (для сравнения – в Украине 1,78 %). Австрия и Эстония на сегодня уже практически выполнили свои обязательства 2020 года по вкладу биомассы в валовое конечное энергопотребление.

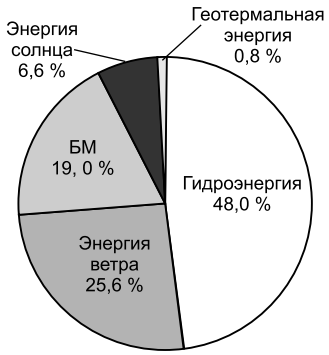


Рис. 8.2. Структура производства электроэнергии из ВИЭ в ЕС, 2011 г. [2].

Вклад биомассы в секторе электроэнергии Европейского Союза более скромный – 4 % общего объема генерации и 19 % от всех ВИЭ (рис. 8.2). В отдельных странах (см. табл. 8.1) этот вклад существенно выше: в Финляндии из биомассы вырабатывается 15,3 % общего объема электроэнергии, в Дании – 12,4 %, в Швеции – 7,7 %, в Австрии – 6,9 %.

Таблица 8.1

Установленная мощность электрогенерации на биомассе в некоторых странах ЕС и в Украине, 2011 г. [2]

Страны ЕС	Установленная мощность, МВт$_э$			
	древесина	бытовые отходы	биогаз	жидкие биотоплива
ЕС-27	**16874**	**6158**	**7191**	**1102**
Швеция	3397	571	4	–
Австрия	2394	459	607	25
Германия	2148	1486	3233	243
Финляндия	1910	–	–	–
Великобритания	1667	401	1189	–
Дания	920	295	77	–
Нидерланды	713	649	217	17
Бельгия	701	240	129	81
Испания	563	224	209	–
Португалия	478	76	44	–
Италия	421	742	732	736
Венгрия	436	38	45	–
Франция	324	910	233	–
Украина (2014 г.)*	**6**	**–**	**11**	**–**

** – данные по Украине – оценка авторов.*

Фактические и прогнозные данные по потреблению биомассы в ЕС до 2030 г. приведены в табл. 8.2.

Таблица 8.2

Фактическая и прогнозная доля ВИЭ и биомассы в энергобалансе ЕС [2, 3, 4, 5], %

Показатели	Факт 2011–2012 гг.	Прогноз 2020 г.
Доля ВИЭ в валовом конечном энергопотреблении	14,1	20
Доля биомассы в валовом конечном энергопотреблении	8,4	14
Доля ВИЭ в валовом производстве тепловой энергии	16,5	20
Доля биомассы в валовом производстве тепловой энергии	15,8	18–19
Доля ВИЭ в валовом производстве электроэнергии	23,5	34
Доля биомассы в валовом производстве электроэнергии	4,0	7
Доля ВИЭ в транспортном секторе	5,1	10
Доля биомассы в транспортном секторе	5,0	10

По состоянию на 2012 г. в Украине биомасса использовалась в объемах, приведенных в табл. 8.3.

Таблица 8.3

Использование биомассы и биотоплив для производства энергии в Украине (2012 г.)*

Вид биомассы (биотоплива)	Годовой объем потребления**		Доля в годовом объеме потребления, %	Доля использования экономического потенциала, %
	натуральные единицы	тыс. т у. т.		
Солома зерновых культур и рапса	84 тыс. т	43	2,0	1,0
Дрова (население)	1,7 млн $м^3$	413	19,0	80
Древесная биомасса (кроме потребления населением)	3,8 млн т	1296	59,6	
Лузга подсолнечника	627 тыс. т	343	15,8	42
Биоэтанол	52 тыс. т	48	2,2	6,7
Биодизель	~0	~0	~0	~0
Биогаз из отходов с/х	20 млн $м^3$	12	0,6	3,9
Биогаз с полигонов ТБО	26 млн $м^3$	18	0,8	6,8
Всего		**2173*****	**100**	

* *Экспертная оценка авторов.*

** *Для производства энергии в Украине. Экспорт гранул/брикетов из биомассы не учитывается.*

*** *Согласуется с данными Государственной службы статистики Украины: 2,17 млн т у. т. в 2012 году [6].*

Внедрение когенерационных технологий на БМ является одним из наиболее перспективных путей эффективного использования энергии топлива и замещения основного дефицитного ископаемого топлива – природного газа. Теплоснабжение с дополнительной выработкой «зеленой» электроэнергии для собственных нужд или для продажи в сеть позволяет значительно улучшить экономические показатели биоэнергетических проектов, поскольку установленный «зеленый тариф» на производимую электроэнергию компенсирует низкий тариф и недостаточность потребителей на тепловую энергию в летнее время. Когенерация на базе паросилового цикла позволяет работать в широком диапазоне тепловой и электрической мощности при длительных ресурсах оборудования. Использование парового цикла целесообразно при наличии потребителей тепловой энергии, а получение электроэнергии является лишь дополнительным источником доходов. Использование когенерационных станций на базе ГПД частично решает вопрос повышения электрического КПД станции, однако возникает ряд технических и экономических трудностей для реализации таких проектов, связанных, в том числе, с получением биогаза высокого качества, применением систем очистки и подготовки топлива, что в значительной степени влияет на ресурс основного оборудования.

Наиболее доступными и перспективными технологиями являются:

– строительство новых ТЭЦ на биомассе;
– совместное сжигание биомассы с углем на существующих угольных ТЭС и ТЭЦ;
– перевод котельных в режим ТЭЦ с надстройкой паровой турбиной и переходом на сжигание биомассы и совместное сжигание с другими видами топлива;
– строительство когенерационных станций на биогазе.

Детальный анализ и выбор наиболее рациональных технических решений в области биоэнергетических технологий приведены ниже.

В соответствии с действующим в Украине законодательством термин «биомасса» употребляется в следующем значении [7] – это биологически возобновляемое вещество органического происхождения, которое подвергается биологическому разложению (отходы сельского хозяйства – растениеводства и животноводства, лесного хозяйства и технологически связанных с ним отраслей промышленности, а также органическая часть промышленных и бытовых отходов). К биологическим видам топлив (биотопливам) относят: твердое, жидкое или газообразное топливо, изготовленное из биологически возобновляемого сырья (биомассы), которое может использоваться как топливо или компонент других видов топлива.

Классификация биотоплив может быть выполнена по натуральной форме биомассы, по группе происхождения биомассы и по видам топлива; пример такой классификации приведен в табл. 8.4.

К древесным топливам отнесены все виды биотоплив (твердые, жидкие, газообразные), полученные непосредственно или косвенно из деревьев и кустарников (включая энергетические плантации леса) в результате лесохозяйственной деятельности, а также промышленные побочные продукты от первичной и вторичной древесной продукции. Основными источниками про-

исхождения древесины для получения биотоплив являются: природа, отходы промышленности и общество.

Таблица 8.4

Классификация биотоплив

Натуральная форма биомассы	Группа происхождения	Вид биотоплива
Древесина Отходы древесины Вторичная древесина Возобновляемая древесина	древесные топлива	ТВЕРДЫЕ: необработанная древесина, щепа, опилки, гранулы ЖИДКИЕ: черный щелок, метанол, пиролизные масла ГАЗООБРАЗНЫЕ: продукты газификации и пиролиза
Отходы агрокультур Отходы животноводства Отходы переработки агропродукции Энергетические культуры	агротоплива	ТВЕРДЫЕ: солома, стебли, шелуха, энергетические травы ЖИДКИЕ: этанол, метанол, пиролизные масла, масла ГАЗООБРАЗНЫЕ: биогаз, продукты газификации и пиролиза
Муниципальные отходы Промышленные отходы	муниципальные отходы	ТВЕРДЫЕ: муниципальные твердые отходы, гранулы ЖИДКИЕ: жидкие стоки, пиролизные масла ГАЗООБРАЗНЫЕ: биогаз полигонов ТБО, биогаз стоков

К группе агротоплив относят продукты растительного и животного происхождения, сельскохозяйственную биомассу и отходы ее промышленной переработки. Следует отметить, что в состав энергетических культур входит растительная БМ, выращенная на почве и в воде: масличные, сахаро- и крахмалосодержащие культуры, а также быстрорастущие энергетические травяные культуры, водоросли, планктоны и другая растительность водных хозяйств.

К группе муниципальных отходов относятся отходы БМ общественных, коммерческих и промышленных секторов, состоящие из твердых бытовых отходов и жидких в виде стоков (ил, жидкие стоки, биогаз).

1.2. Свойства биомассовых топлив и продуктов сгорания

Изучение физико-химического состава БМ и процессов преобразования позволяют уже на начальных стадиях исследований оценить результаты, которые могут быть получены, определить риски и трудности. Многолетний мировой опыт исследования энергетических характеристик БМ может быть использован для проведения узкоспециализированных исследований, опира-

ясь на полученные данные. С целью обмена информацией и накопления знаний о различных типах биомассы МЭА создана база данных, которая в настоящее время содержит информацию о 1560 различных видах БМ и образцах золы [8]. Характеристики биотоплив зависят от типа БМ и предварительной подготовки, что определяет стоимость, расходы на транспортировку и выбор соответствующих технологий преобразования в тепловую и электрическую энергию.

Важными физическими характеристиками являются: размер частиц, насыпная и энергетическая плотность, низшая теплота сгорания, выход летучих веществ и содержание влаги. Теплотворная способность может быть рассчитана в зависимости от химического состава горючих элементов и содержания органических соединений. Размер и форма частиц зависит от технологии подготовки и определяет насыпную и энергетическую плотность биотоплив, что особенно важно при решении вопросов топливной логистики (размер склада, характеристики транспорта, способ загрузки) (табл. 8.5).

Таблица 8.5

Физические характеристики некоторых видов твердого биотоплива

Топливо	**Влажность, %**	$Q_{н}^{р}$, **МДж/кг**	**Насыпная плотность, кг/м^3**	**Энергетическая плотность, МДж/м^3**
Древесные гранулы	10	16,4	600	9840
Древесная щепа твердых пород	30	12,2	320	3900
Древесная щепа мягких пород	30	12,2	250	3050
Кора	50	8,2	320	2620
Опилки	50	8,0	240	1920
Соломенные тюки высокой плотности	15	14,5	120	1740
Травяные тюки высокой плотности	18	13,7	200	2740
Оливковые отходы	63	6,1	1130	6890

Размер частиц, форма, абразивные свойства в значительной степени влияют на выбор способа подачи топлива (конвейером, шнеком, пневмотранспортом) и организацию способа сжигания, газификации или сбраживания. Влажность топлива снижает его теплотворную способность и адиабатическую температуру сгорания, а также требует большего времени для выгорания топлива и большего размера топочной камеры. Высшая теплота сгорания большинства биомассовых топлив колеблется в диапазоне 18–22 МДж/кг сухого беззольного вещества, а для масленичной БМ с остаточным содержанием растительных масел может быть еще выше.

В биомассовых топливах наблюдаются значительные колебания содержания элементов в различных типах БМ, как это видно из табл. 8.6. Древесина

имеет высокую реакционную способность, характеризуется содержанием летучих веществ на уровне 70–86 %, тогда как в угле около 8–30 %. Углерод, водород и кислород, которые входят в состав топливной биомассы, являются главными компонентами, участвующими в реакциях окисления (горения), которые проходят с выделением тепловой энергии и образованием углекислого газа и воды. Органически связанный кислород лишь частично покрывает потребность для реакций горения, а для реакций полного окисления используется кислород воздуха. Содержание азота и серы в древесине низкие, что при смешивании БМ с углем снижает выбросы оксидов серы и азота. Биомасса отличается от угля в целом высоким содержанием влаги, потенциально высоким содержанием хлора, относительно низкой теплотворной способностью и низкой насыпной плотностью.

Таблица 8.6

Характеристики биомассового топлива, % (с.м.)

Элементы	Древесная щепа	Отходы древесины	Кора	Солома пшеничная	Водоросли	Оливковые отходы	Органические отходы
C	47–51	42–51	48–51	30–47	52,70	48–50	24–48
H	5,7–6,3	5–8	4,6–6,2	3,9–6,3	7,22	5,4–6,5	4,3–5,9
N	0,1	0,1–3,9	0,1–0,6	0,3–1,3	8,01	0,5–0,7	0,7–3,5
O	38–45	34–47	38–42	23,8–49,3	28,90	34–37	18–40
S	0,1	0–0,1	0–0,2	0,1–0,5	0,49	0,1	0–1,1
Cl	0,0	0–0,4	0,0	0–3,3	0,177	0,1	0,0
Выход летучих	76–86	44–86	69–77	47–81	–	–	45–50

Продукты сгорания биомассы. Проведенные исследования [9, 10] показали, что образование NO_x во время сжигания биомассы происходит при температурах 800–1100 ºС и главным образом зависит от содержания азота в топливе, конструкции топочной камеры и способа подвода воздуха. При сжигании древесной щепы с содержанием N 0,15 % (на сухую массу) в кипящем слое уровень выбросов NO_x ниже, чем при послойном сжигании и составляет 30–100 мг/м^3. Методы снижения выбросов NO_x в продуктах сгорания принципиально не зависят от видов топлива и были описаны в 1-й части настоящего справочного пособия.

Хлор Cl полностью испаряется во время горения и образует HCl, Cl_2 и щелочные соединения хлоридов. При уменьшении температуры дымовых газов, щелочи и хлориды будут конденсироваться на поверхностях нагрева и на частицах летучей золы, при сжигании на решетке 40–85 % Cl остается в золе. Важным фактом является влияние эмиссии HCl на формирование полихлоридов, диоксинов и бензофуранов, а также коррозионное воздействие на элементы оборудования.

Содержание серы S влияет на формирование оксидов серы SO_x и щелочных сульфатов, которые конденсируются на поверхностях нагрева и частицах

летучей золы. Поскольку содержание S в биомассе незначительное, 40–90 % S остается связанной в золе, поэтому особое внимание уделяется процессам коррозии.

Содержание золы для различных типов биомассы колеблется в диапазоне от 0,5 % для некоторых видов чистой древесины до 12 % для некоторых видов соломы и зерна, которые загрязнены посторонними примесями. Содержание золы в топливе влияет на выбор технологии сжигания и необходимого оборудования, способ удаления золы, а также влияет на выброс твердых частиц с дымовыми газами, и, следовательно, на выбор системы их очистки и объемов зольных отвалов. Содержание минеральных элементов Si, Ca, Mg, K, Na и P в различных типах БМ и образующих зольную часть топлива, представлено в табл. 8.7.

Таблица 8.7

Содержания минеральных элементов в топливе и золе биомассы

Элементы	**Древесная щепа**	**Кора**	**Солома пшеницы**	**Злаковые зерна**	**Оливковые отходы**
Зольность, %	1,0–2,5	5–8	3–8	4–12	2–4
	Содержание в топливе, мг/кг (с.м.)				
Si	440–2900	2000–11000	4200–27000	6800–12000	80–1800
Ca	2900–7000	7700–18000	440–7000	1400–2800	1500–3400
Mg	310–800	960–2400	100–3200	1100–1200	320–710
K	910–1500	1500–3600	320–21000	6000–8900	7500–16000
Na	20–110	71–530	56–4800	19–78	74–440
P	97–340	380–670	110–2900	2200–3400	560–1200
	Содержание в золе, мг/кг (с.м.)				
Si	4–11	7–17	16–30	16–26	0,3–4,9
Ca	26–38	24–36	4,5–8,0	3–7	5,1–13,5
Mg	2,2–3,6	2,4–5,6	1,1–2,7	1,2–2,6	1,3–1,8
K	4,9–6,3	5,0–9,9	10–16	11–18	30,5–42,1
Na	0,3–0,5	0,5–0,7	0,2–1,0	0,2–0,5	0,2–1,1
P	0,8–1,9	1,0–1,9	0,2–6,7	4,5–6,8	2,3–3,1

Элементы K, P и Mg являются питательными веществами и играют важную роль при использовании БМ и золы в качестве биологических удобрений. Содержание Ca и Mg приводит к росту температуры размягчения золы, в отличие от Na и K в сочетании с Si. Изучение этих процессов важно для предотвращения спекания золы, ошлакования поверхностей и появления образований на поверхностях нагрева. Зола соломы, злаковых зерен и трав, содержащих низкие концентрации Ca и высокие концентрации K, как это видно из табл. 8.8 [11], начинают плавиться значительно раньше, чем зола древесных топлив.

В последние годы большой интерес вызывает получение биотоплив из водорослей высокопроизводительных морских и индустриальных биоферм. В первую очередь это относится к красным и бурым водорослям, а также к специальным штаммам водорослей, способных к быстрому размножению и образованию большого количества биологической массы в единице объема за короткий промежуток времени. Основными энергетическими продуктами, которые могут быть получены из водорослей, являются твердая биомасса, биогаз после сбраживания, генераторный газ, бионефть после пиролиза и этанол. Хотя и существуют отдельные демонстрационные объекты, технологии получения энергии из водорослей пока не получили широкого распространения.

Таблица 8.8

Характеристики температур плавления золы биомассовых топлив, ℃

Топливо	Температура		
	начала деформации	начала размягчения	начала плавления
Древесина	1110–1340	1410–1640	1700
Кора	1250–1390	1320–1680	1410
Солома пшеницы	800–850	850–900	1080
Зерно пшеницы	970–1010	1020	1180
Травы	890–980	950–1020	1140

Биомасса социально-промышленного происхождения. Твердые бытовые отходы (ТБО) являются одними из основных загрязнителей природной среды. В Украине ежегодно образуется около 11 млн т ТБО, из которых лишь 1 % перерабатывается. Структура ТБО представляет собой смесь обычных бытовых отходов, строительного мусора, отходов по уходу за зелеными насаждениями, промышленных отходов. Усредненный состав ТБО (в %) определялся по данным морфологического состава отходов украинских городов, собранных за последнее десятилетие, и приведен в табл. 8.9 [12, 13]. По данным исследований [14] морфологического состава ТБО, образующихся в Харькове, в среднем составляют (в % по массе):

- в жилом секторе: пищевые отходы – 54,07, бумага и картон – 7,61, полимеры – 7,71, стекло – 6,3, черные металлы – 2,18, цветные металлы – 0,23;
- на предприятиях производственной сферы: пищевые отходы – 22,68, бумага и картон – 29,84, полимеры – 11,91, стекло – 10,72, черные металлы – 2,7, цветные металлы – 2,16.

Из приведенных данных видно, что значительную часть ТБО возможно использовать для вторичной переработки, часть направлять на получение энергетического сырья для сжигания и сбраживания, а остаток подвергать захоронению. Усредненный физико-химический состав ТБО для средней климатической зоны [15] составляет: зольность на сухую массу – 20–32 %, органических веществ на сухую массу – 68–80 %, влажность – 35–60 %, плотность – 190–200 кг/м^3, низшая теплота сгорания на рабочую массу – 5–8 МДж/кг. Элементный состав сухой массы: азот N – 0,8–1,0 %, фосфор P – 0,7–1,1 %, калий K – 0,5–0,7 %, кальций Ca – 2,3–3,6 %. Содержание тяжелых

металлов в ТБО намного превышает допустимые нормы и вызывает ряд проблем с вторичной переработкой и использованием отходов для энергетических целей.

Таблица 8.9

Морфологический состав ТБО Украины

Вид отходов	Номера отобранных образцов ТБО							Среднее
	1	2	3	4	5	6	7	
Пищевые отходы	30,0	39,0	41,5	29,3	12,5	34,7	41,4	33,1
Бумага, картон	18,4	5,9	2,8	12,6	5,4	11,6	13,5	8,6
Дерево	2,2	1,8	0,0	10,5	2,1	2,3	1,7	3,0
Черный металлолом	3,7	2,5	1,8	0,0	2,0	2,0	2,3	1,8
Цветной металлолом	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,2	0,6	0,1
Текстиль	4,1	3,2	2,7	4,2	2,5	2,7	3,8	3,2
Кости	0,0	0,6	0,0	3,2	0,0	0,0	0,0	0,6
Стекло	5,1	7,1	7,7	0,0	5,1	4,6	7,7	5,4
Кожа, резина	0,0	1,8	0,0	5,0	0,0	0,0	0,0	1,1
Камни, штукатурка	0,0	1,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,3
Пластмасса	3,3	7,9	2,3	6,5	5,0	9,4	7,7	6,5
Другое	0,0	4,2	17,8	0,0	0,0	0,0	20,9	7,2
Отсев (меньше 15 мм)	33,3	24,6	23,3	28,7	65,3	32,6	0,5	29,2

Использование сточных вод и отстоя (ила) является одним из направлений энергетического использования жидких отходов для получения тепловой и электрической энергии. Сбор этих отходов также осуществляется с целью биологической очистки воды. В зависимости от происхождения, состава и качественных характеристик загрязнения (примесей) сточные воды подразделяют на три основные категории: бытовые (хозяйственно-фекальные), производственные (промышленные) и атмосферные. Состав промышленных отходов приведен в табл. 8.10. Загрязнения сточных вод разделяют на минеральные (песок, глина, соли и др.), органические и биологические (микроорганизмы и бактерии). Органические загрязнения растительного и животного происхождения, основным составляющим химическим элементом которых является углерод С и азот N, являются органическим сырьем.

В бытовых сточных водах содержание минеральных примесей в среднем составляет 42 %, органических – около 58 % сухого вещества. Содержание влаги в неподготовленном отстое достигает 95 %. Для типичных отстоев содержание азота N достигает 2 %, фосфора (P_2O_5) – 4 %, калия K_2O – 0,5 %. Теплотворная способность отстоя примерно составляет 16,3 МДж/кг сухого вещества [16]. Использование отстоя в качестве топлива имеет определенные трудности, в первую очередь связанные с высокой влажностью сырья и высокими расходами на обеспечение приемлемых экологических норм при сжигании. Одним из наиболее эффективных методов получения энергии из

сточных вод является анаэробное сбраживание и получение биогаза с $Q_н^р$ = 18÷25 МДж/м^3. Основная часть использования установок анаэробного сбраживания приходится на агропищевые предприятия, где существует возможность использования не только сточных осадков, но и совместного сбраживания отходов животноводства (табл. 8.11) и растениеводства, что значительно увеличивает выход биогаза.

Таблица 8.10

Физико-химический состав промышленных стоков

Показатель	Спиртовые заводы, 4 кат.	Барда первичная	Хлебопекарные заводы	Пивзаводы
ph	5,5–6,2	5,0–5,5	4,0–7,2	6,9–7,8
Сухой остаток, г/л	0,45–10,00	70–85	–	2000
ХПК, мл/л	1000–4000	49 000–69 000	67,0–2,3	–
$БПК_{заг}$, мг/л	180–300	44 000–59 000	–	–
$БПК_5$, мг/л	600–3700	29 000–48 000	0,5–1,7	–
Азот общий, мг/л	45	2500–3800	40–254	29
Фосфор общий, мг/л	15	–	<100	7
Суспензированные вещества, мг/л	300–400	–	227–765	2650

Таблица 8.11

Состав отходов животноводства

Показатель	Куриный помет	Коровий навоз
Содержание сухого вещества, % (от общей массы)	10,1	16,4
Влажность, %	89,9	83,6
Зольность, % (от сухого вещества)	20,3	18,8
Содержание сухих органических веществ, %	79,7	81,2
Общий азот, % (от сухого вещества)	1,4	0,3
Фосфаты P_2O_5, % (от сухого вещества)	2,4	1,44
Поташ K_2CO_3, % (от сухого вещества)	1,6	2,09
Pb, мг/кг сухого вещества	630	860
Cd, мг/кг сухого вещества	87	110
Cu, тыс. мг/кг сухого вещества	8	2
Zn, тыс. мг/кг сухого вещества	31	19

Среди ***жидких биотоплив*** наиболее распространены биодизель и биоэтанол. Биодизель представляет собой метиловый (этиловый) эфир, который получают из растительного масла путем реакции переэтерификации. Биоэтанол – этиловый спирт, который получают путем гидролиза и ферментации сахаров (сахароза и глюкоза) и полимеров сахаров (крахмал, целлюлоза и

гемицелюлоза), которые содержатся в углеводах и лигнине биомассы. Используются как добавка к традиционному моторному топливу.

Для получения биодизеля используют любые виды растительных масел: подсолнечное, рапсовое, соевое, пальмовое, льняное. Технологии производства биодизеля разделяют на «холодную», по которой процесс получения биотоплива проходит при температуре 20–70 °С с применением щелочных катализаторов, и «горячую», которая требует протекания реакции при температуре 240 °С и при давлении 10 МПа. Для второй технологии необходим дешевый источник тепловой энергии, а также большое количество метанола, который можно снова возвратить в технологический процесс. Теплота сгорания биодизеля составляет 34,3–41,7 МДж/кг, что намного ниже показателя для стандартного дизельного топлива, поэтому биодизель рекомендуется применять как добавку в объеме 5–25 %.

Углеводы, которые содержались в БМ в виде простых и полимерных сахаров, используют для получения этилового спирта. Процессу спиртовой ферментации подвергаются только простые сахара путем гидролиза, который заключается в разложении сахаров в воде или водных растворах с добавлением кислот. Гидролиз лигнино-целлюлозной биомассы требует тщательного измельчения сырья, более высокой температуры, давления и более эффективных катализаторов.

Наиболее распространенным методом производства биоэтанола является метод гидролиза полисахаридов до простых сахаров (мальтозы – из крахмала зерновых, картофеля; сахарозы – из мелассы и свеклы, а также целлюлозы древесины). В меньшем масштабе применяют процессы гидролиза целлюлозы из гемицеллюлозы и целлюлозы из лигнина.

Процесс спиртовой ферментации состоит в преобразовании простых сахаров (глюкоза, фруктоза) под воздействием ферментов в этанол и углекислый газ. Сырьевой базой могут быть культуры, которые непригодны для производства продуктов питания.

Технологические схемы производства, состав оборудования, характеристики процессов и обзор существующих производств [17] свидетельствуют о достижении коммерческого уровня развития производства биодизеля и путей его применения.

В табл. 8.12 [18] представлены основные технологии преобразования энергии, получившие применение при энергетическом использовании биомассы с общей характеристикой их практического использования. Ниже рассматриваются примеры реализации этих технологий. Наибольшее распространение получили технологии прямого сжигания твердой биомассы. Газификация – одно из важных направлений в сфере использования биомассы для производства электроэнергии, в том числе, главная альтернатива прямому сжиганию. Преимущество этой технологии состоит в достижении высокой эффективности превращения энергии в парогазовых циклах комбинированного производства тепловой и электрической энергии, а также возможность прямого использования продуктов газификации в газовых горелках котлов и в двигателях внутреннего сгорания. Не менее важным свойством технологии газификации твердых топлив являются низкие выбросы вредных веществ. Процессы газификации твердых топлив (углей) и аппараты для их осуществления были подробно описаны ранее в части 1 настоящего справочного пособия (стр. 285–293). Не

менее значительными для энергетического использования биомассы являются технологии анаэробного сбраживания.

Таблица 8.12

Основные технологии и характеристики энергетического использования биомассы

Технология преобразования	Тип биомассы	Вид топлива	Основной продукт производства	Конечный продукт	Технический статус	Примечания
Прямое сжигание биомассы	Сухая биомасса	Дрова, щепа, гранулы, другая твердая биомасса, подстилка	Тепло	Тепло и электроэнергия (паровая турбина)	Коммерческий	Тепловая эффективность >80 %; электрическая эффективность >15–40 %
Совместное сжигание	Сухая биомасса	Агро-лесные отходы (солома, отходы лесозаготовок и т. п.)	Тепло и электроэнергия	Тепло и электроэнергия (паровая турбина)	Коммерческий (прямое сжигание), демонстрационный (газификация и пиролиз)	Большой потенциал для использования разных типов биомассы, снижение выбросов, низкий уровень инвестиционных затрат. Существуют определенные технические проблемы.
Газификация	Сухая биомасса	Древесная щепа, гранулы и твердые отходы	Синтетический газ	Тепло (котел), электроэнергия (ГПД, газовая турбина, комбинированный цикл), моторные топлива	Демонстрационный и начальный коммерческий	Хорошие возможности для широкого использования разных типов биомассы для разных конечных потребителей
Пиролиз	Сухая биомасса	Древесная щепа, гранулы и твердые отходы	Пиролизные масла и продукты переработки	Тепло (котел), электроэнергия (ГПД)	Демонстрационный и начальный коммерческий	Проблема обеспечения качества пиролизных масел и их соответствия требованиям экономии

Окончание табл. 8.12.

Технология преобразования	Тип биомассы	Вид топлива	Основной продукт производства	Конечный продукт	Технический статус	Примечания
Комбинированное производство тепла и электроэнергии	Сухая биомасса, биогаз	Солома, лесные отходы, ТБО, биогаз	Тепло и электроэнергия	Комбинированное производство тепла и электроэнергии	Коммерческий (средние и большие мощности) и начальный коммерческий (малые мощности)	Политические приоритеты, высокая эффективность >90 %, потенциал для применения в топливных элементах
Переэстерификация	Масличные культуры	Семена рапса	Биодизель	Тепло (котлы), электроэнергия (ДВС), транспортные топлива	Коммерческий	Высокая стоимость
Гидролиз, ферментация	Сахарные, крахмальные и целлюлозные материалы	Сахарный тростник и свекла, кукуруза, древесная биомасса	Биоэтанол	Жидкие топлива (транспорт), химическое сырье	Коммерческий, в развитии (для переработки целлюлозы)	–
Анаэробное сбраживание	Влажные материалы	Навоз, канализационные стоки, органические отходы	Биогаз	Тепло (котел), электроэнергия (ГПД, газовая турбина, топливные элементы)	Коммерческий, за исключением топливных элементов	Локальное использование

2. ТЕХНОЛОГИИ ПРЯМОГО СЖИГАНИЯ ТВЕРДОЙ БИОМАССЫ

Энергетическое использование биомассы отличается большим разнообразием технологий преобразования энергии. Опыт использования биомассы в качестве топлива в действующих энергетических установках показал, что в силу специфических особенностей этого вида топлива, описанных в преды-

дущем разделе, существующее оборудование и, в первую очередь, котлы нуждаются в модернизации для сжигания конкретного вида биотоплива.

Свыше 90 % энергии из биомассы производится путем сжигания с получением полезной энергии в виде горячего воздуха, горячей воды, пара и электроэнергии. Промышленные установки позволяют сжигать множество типов биомассы – от древесных отходов до твердых бытовых отходов. Крупномасштабные энергетические установки могут использовать менее качественные топлива, в то время как более качественные биотоплива используются в малых и бытовых установках. Электростанции на биомассе с паровыми турбинами имеют КПД 17–25 %, а при работе по когенерационной технологии коэффициент использования теплоты топлива (Кит) может достигать 85 %.

Характеристики топлива, стоимость оборудования и мощность энергетической станции являются определяющими показателями при выборе технологии сжигания для внедрения. Технологии сжигания твердой биомассы разделяют на три основных типа: сжигание в слое, пылевидное сжигание, сжигание в псевдоожиженном состоянии, а также комбинированный тип – совместное сжигание (ССж) биомассы с другими топливами. Существующие технологии сжигания биомассы схематически представлены на рис. 8.3.

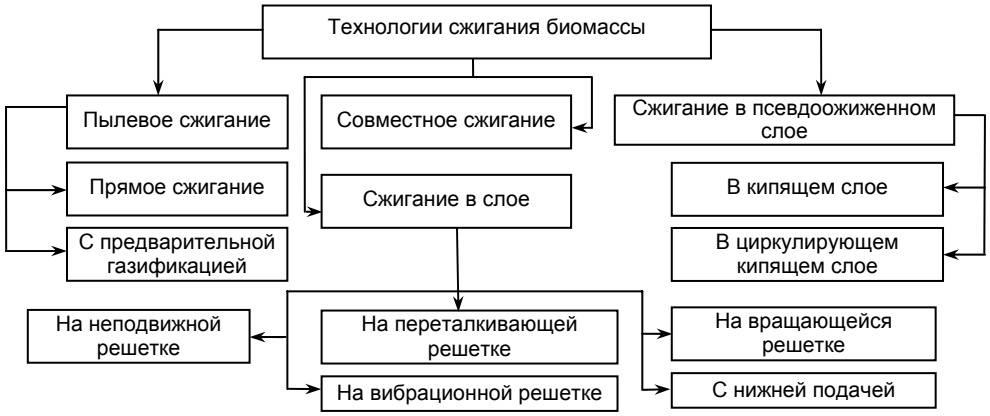


Рис. 8.3. Технологии сжигания биомассы.

2.1. Сжигание биомассы на решетках

Сжигание в слое (рис. 8.4, *а*) включает топливную решетку, на которой происходит процесс горения, топливоподающее устройство (механическое, гидравлическое или пневматическое), систему подачи воздуха и удаление золы. Первичный воздух подается под решетку и через отверстия поступает в слой топлива, где активирует процесс газификации топлива. Вторичный воздух подается в зону окисления над слоем топлива. Зола, которая образуется в процессе сжигания, периодически удаляется путем стряхивания, соскребания, сдвига или чистки.

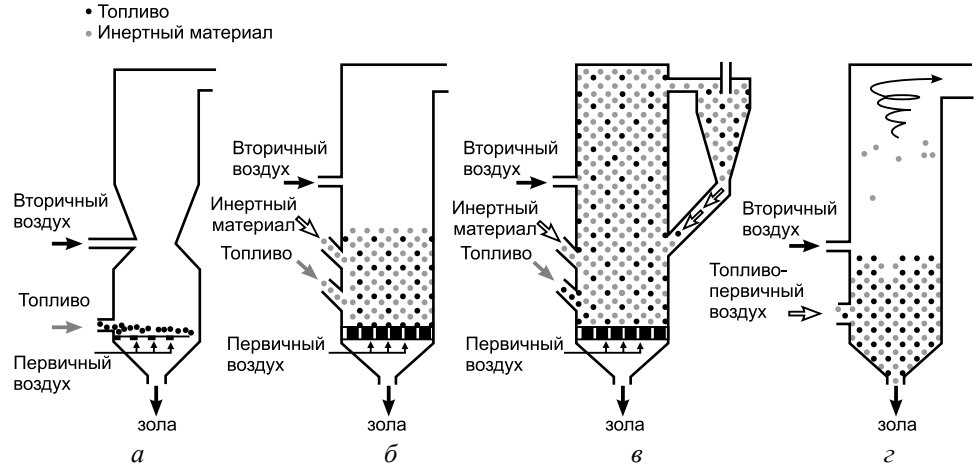


Рис. 8.4. Принципиальные схемы технологий сжигания:
а – сжигание в слое; *б* – сжигание в псевдоожиженном слое (кипящий слой – КС); *в* – сжигание в псевдоожиженном слое (циркулирующий кипящий слой – ЦКС); *г* – пылевидное сжигание (PF).

Сжигание на подвижной цепной колосниковой решетке используется для сжигания как угля, так и БМ (гранул, брикетов и щепы) (рис. 8.5, 8.6).

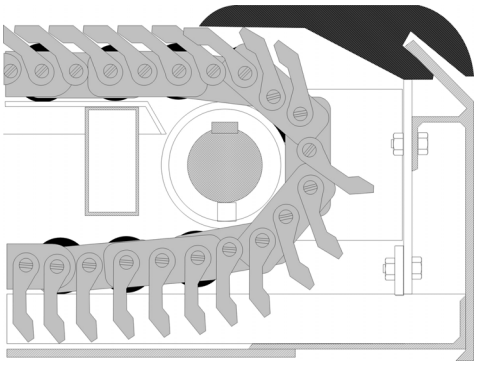


Рис. 8.5. Элемент подвижной цепной решетки.

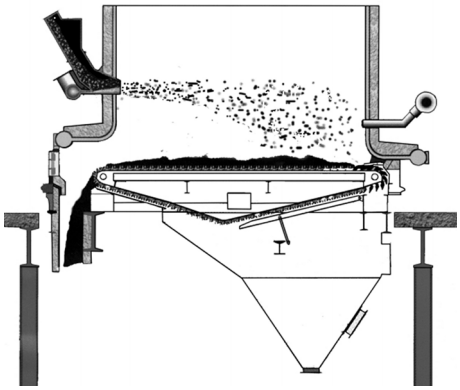
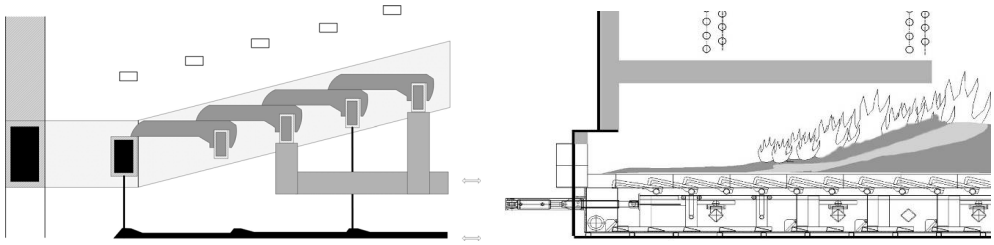


Рис. 8.6. Подвижная цепная решетка с пневматическим набрасывателем топлива.

Скорость движения решетки регулируется с целью достижения полного выгорания топлива. Первичный воздух подается под решетку, охлаждая ее, и обеспечивает горение топлива в слое, что приводит к низкому уровню выбросов твердых частиц. Подвижные цепные решетки достаточно металлоемкие, однако, надежные и простые в обслуживании. К основным недостаткам следует отнести неравномерность распределения топлива на решетке, и, соответственно, высокие потери с механическим и химическим недожогом. Частично эти вопросы решаются путем пневматической подачи топлива (рис. 8.6). Мощность котлов, оборудованных такими решетками, не превы-

шает 15 МВт. Сжигание биомассы на неподвижных решетках не применяется (кроме бытовых котлов малой мощности).

Сжигание на наклонной подвижной решетке позволяет эффективно организовать процесс сжигания, объединяя одновременно перемешивание топлива и его движение по решетке, путем обратно-поступательного движения колосников. Таким образом, сгоревшие и несгоревшие частицы перемешиваются, поверхность слоя топлива обновляется и равномерно распределяется. В высокоэффективных решетках применяют секционирование, что позволяет на разных этапах сгорания управлять частотой движения колосников. В отличие от наклонной переталкивающей решетки (рис. 8.7, *а*) решетка с горизонтальным размещением (рис. 8.7, *б*) позволяет ограничить неконтролируемое движение топлива под действием гравитационных сил и уменьшить общую высоту решетки. Технология сжигания на наклонных и горизонтальных подвижных решетках позволяет обеспечить высокое качество выгорания влажного и высокозольного топлива, а также предупредить спекание топлива в слое. Для влажных топлив используют решетки с воздушным охлаждением, в то время как для сухих топлив используют решетки с водяным охлаждением. Упомянутый тип решеток используется как в малых водогрейных котлах, так и в паровых котлах средней мощности.



а *б*

Рис. 8.7. Элементы наклонной (*а*) и горизонтальной (*б*) переталкивающих решеток.

Сжигание на вибрационной решетке позволяет избежать возможности шлакования за счет постоянного движения и пониженной температуры топлива в слое, который образуется на водоохлаждаемой решетке (рис. 8.8). Этот способ особенно актуален для топлив с низкой температурой шлакования и плавления золы (солома, древесина). Вибрационная решетка, образованная из плавниковых труб, опирается на пружинный блок и приводится в движение вибрационным устройством. Топливо подается в камеру сгорания шнековым, гидравлическим или пневматическим набрасывателем в верхнюю часть решетки. Под действием гравитационных и вибрационных сил топливо движется по решетке в направлении зоны удаления золы. Первичный воздух подается через отверстия в плавниках труб в направлении движения топлива, тем самым стимулируя движение топлива на решетке. К недостаткам вибрационной решетки относят более высокие выбросы летучей золы, вызванные колебаниями решетки и перемешиванием слоев золы и топлива, а также неполное выгорание зольного остатка.

Одной из разновидностей сжигания на вибрационной решетке является дожигание несгоревшего остатка при сигарном сжигании (рис. 8.9), разрабо-

танного в Дании для осуществления непрерывного сжигания целых тюков соломы, которые с помощью гидравлического толкателя подаются через тоннель в топку котла, где на выходе установлена система сопел подвода воздуха, что обеспечивает горение сечения тюка соломы. Несгоревшие частицы материала попадают на решетку, и дальнейшее сжигание происходит в слое на вибрационной решетке. Контроль температуры в топке котла является важным моментом для обеспечения эффективного сжигания соломы, причем для нормальной работы температура в топке не должна превышать 900 °С. Водоохлаждаемые вибрационные решетки используются в котлах средней и большой мощности при сжигании сухих топлив с низкой температурой шлакования, а также используются при реконструкции существующих котлов для совместного сжигания разных видов топлива, в том числе и ТБО. Одним из путей применения совместного сжигания разных видов топлива является установка вибрационных решеток в газомазутных котлах, для организации пылевого сжигания биомассы с догоранием частиц твердого топлива на вибрационных решетках.

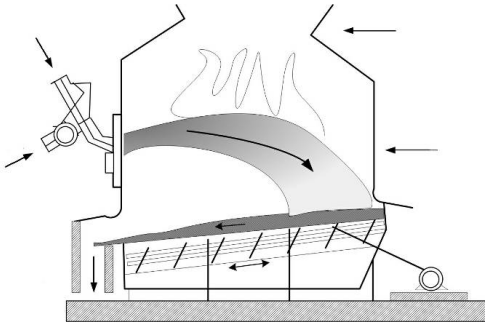


Рис. 8.8. Вибрационная решетка с пневмозагрузчиком топлива

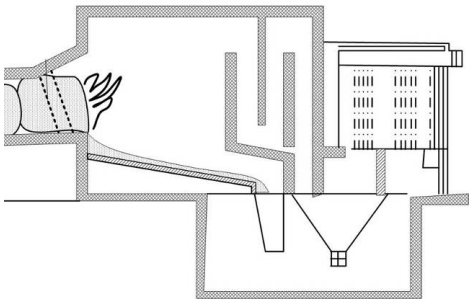


Рис. 8.9. Сигарное сжигание биотоплива на вибрационной решетке

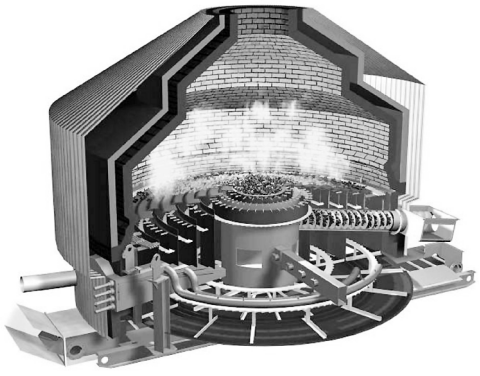


Рис. 8.10. Сжигание топлива на вращающейся решетке.

Сжигание на вращающейся решетке – новая технология, предложенная финскими специалистами для сжигания биомассы с влажностью до 65 %. Коническая решетка образована рядами колосников, которые движутся в противоположном направлении друг к другу (рис. 8.10). Топливо подается на решетку с помощью шнеков, что требует соблюдения размера частиц топлива не более чем 50 мм. Первичный воздух подается снизу через слой топлива. Образовавшиеся горючие газы сжигаются в горизонтальной или вертикальной топ-

ке. Горизонтальные топки используются в водогрейных и паровых котлах с номинальной мощность 3–17 МВт. Вертикальный вариант применяется для ТЭЦ на биомассе с мощностью 1,0–4,5 $МВт_э$ и 7,7–14,5 $МВт_т$. Топливо по мере выгорания, движется к периферии решетки. На краю решетки зола направляется в емкость с водой, и с помощью скребкового транспортера удаляется из-под котла. Сжигание на вращающейся решетке позволяет использовать смеси твердых биотоплив, а также биологический ил [19].

Сжигание в топках с нижней подачей топлива – дешевая и безопасная технология для малых и средних систем с тепловой мощностью до 6 МВт. Топливо подается в камеру сгорания с помощью шнеков и выталкивается вверх на решетку (рис. 8.11). Внешние решетки более распространены в современных установках и позволяют более гибко выполнять процесс удаления золы. Первичный воздух подается через отверстия в питательном устройстве и проходит через слой топлива, инициируя его газификацию. Вторичный воздух подается над слоем топлива на входе в камеру дожигания. Топки с нижней подачей топлива подходят для сжигания биомассы с низким содержанием золы и размерами частиц топлива до 50 мм. Сжигание топлив с высоким содержанием золы и с низкой температурой шлакования приводит к спеканию и забиванию решетки. Преимущества использования указанной системы состоят в простоте конструкции и легком управлении мощностью, которое может быть достигнуто за счет изменения скорости вращения шнека.

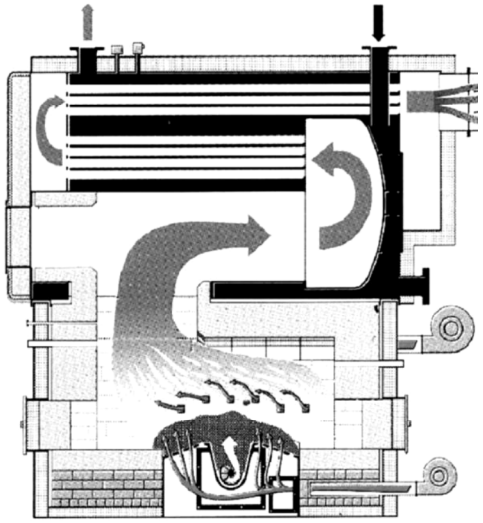
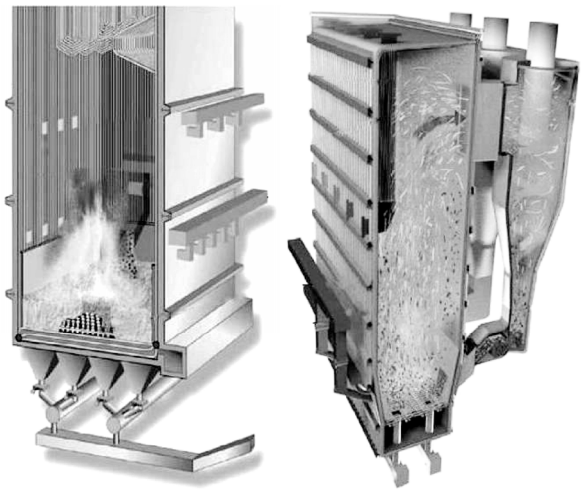


Рис. 8.11. Топка с нижней подачей топлива.

Сжигание в псевдоожиженном слое. Технология сжигания в псевдоожиженном слое (рис. 8.4 *б*, *в*) предусматривает сжигание свежего топлива в смеси с разогретыми инертными материалами и зольными частицами. Благодаря высокой скорости первичного воздуха, который движется сквозь решетку, частички топлива и инертного материала находятся во взвешенном состоянии, что создает эффект ожижения. При такой технологии происходит равномерный подвод воздуха к горючему веществу, а также интенсивный теплообмен между частицами инертного материала и топлива, что приводит к эффективной газификации. Различают псевдоожижение при сжигании в кипящем слое (КС) и в циркулирующем кипящем слое (ЦКС) в зависимости от плотности псевдоожиженной смеси и конструктивного выполнения установки.

Сжигание в псевдоожиженном слое впервые было применено в 1960 г. для сжигания муниципальных и промышленных отходов. С того времени более чем 300 коммерческих установок кипящего слоя и циркулирующего

кипящего слоя работают во всем мире. Интенсивный теплообмен обеспечивает хорошие условия для полного сгорания с низким уровнем выбросов. Низкая температура горения 650–900 °С достигается путем развитой поверхности теплообмена, рециркуляцией дымовых газов, впрыскиванием воды и примешиванием «холодного» инертного материала, что предотвращает спекание золы. В топках с КС возможно эффективно сжигать разные смеси топлив, однако существуют определенные ограничения относительно размеров частиц топлива. Обычно для ЦКС размер частиц не превышает 40 мм и 80 мм для КС. Другие ограничения касаются использования БМ с высоким содержимым щелочных металлов, которые могут приводить к агломерации частиц золы. В кипящем слое невозможно работать с большими частицами соломы или травянистых растений без специальных мер.



а *б*

Рис. 8.12. Котлы со сжиганием топлива в КС (*а*) и в ЦКС (*б*).

Сжигание в КС большей частью используется в котлах мощностью свыше 20 МВт (рис. 8.12, *а*). В качестве инертного материала используют песок размером 0,5–1,0 мм. Скорость псевдоожижения составляет 1,0–2,0 м/с. Вторичный воздух подается несколькими ярусами сопел над верхней частью КС. При сжигании в ЦКС скорость псевдоожижения составляет 5–10 м/с и используется более мелкий песок 0,2–0,4 мм (рис. 8.12, *б*). Частички топлива и песка выносятся из топки в горячий циклон и снова возвращаются в нижнюю часть камеры сгорания. Температура ЦКС находится в диапазоне 750–900 °С и регулируется с помощью внешних теплообменников использованного песка. Высокая турбулентность в слое ЦКС приводит к лучшей передаче тепла и более равномерному распределению температуры в слое, однако увеличивает вынос твердых частиц из котла. Недостатками котлов с ЦКС являются большие размеры, а соответственно и высокая стоимость. Эта технология применяется в установках мощностью от 30 МВт.

Низкий уровень выбросов вредных веществ достигается интенсивным перемешиванием во время сжигания, низким избытком воздуха и использованием дополнительных примесей (например, известняка). Основными недостатками установок кипящего слоя являются повышенный вынос твердых частиц из котла, что требует значительных затрат на систему очистки дымовых газов, и постоянная потеря инертного материала [20].

2.2. Пылевидное сжигание биомассы

Технология пылевого сжигания (рис. 8.4, *г*) пригодна для сжигания топлив с малым размером частиц (до 20 мм). Смесь топлива с первичным воздухом подается через горелку в топку котла, где происходит горение и окончательное окисление вторичным воздухом. Зола, которая образуется при горении, частично выносится с дымовыми газами, а основная часть в твердом или жидком состоянии, удаляется из нижней части топочной камеры.

Пылевидное сжигание таких топлив как опилки и стружка осуществляется путем вдувания их в топочную камеру, где происходит сжигание. Транспортировка топливной смеси осуществляется воздухом, который является первичным для процесса горения. Вторичный воздух может подаваться отдельным каналом в горелке (рис. 8.13) или дополнительно подводиться по периметру топочной камеры на разных уровнях. Для разогрева котла используют вспомогательную газовую или мазутную горелку, которая по мере увеличения подачи БМ отключается. Важным в организации пылевидного сжигания является необходимость соблюдения соответствующего размера частиц топлива 10–20 мм и влажности, которая не должна превышать 20 %. Особое внимание необходимо обращать на возможность самовозгорания или взрыва при приготовлении и транспортировке топливной смеси. Для сжигания сухой измельченной БМ используют топочные устройства с водяным охлаждением, где в процессе сжигания температура газов не превышает температуру начала размягчения золы. В противном случае сжигание при высоких температурах может привести к шлакованию в топочной камере, снижению номинальной мощности, перегреву металла и внеплановой остановке оборудования. Для пылевидного сжигания влажной БМ используются предварительная газификация топлива с последующим сжиганием горючих газов в топке котла (рис. 8.14). Как правило, газификационная камера не имеет отбора тепла, которое в процессе газификации используется для высушивания влажного топлива. Тангенциальное движение в газификационной камере

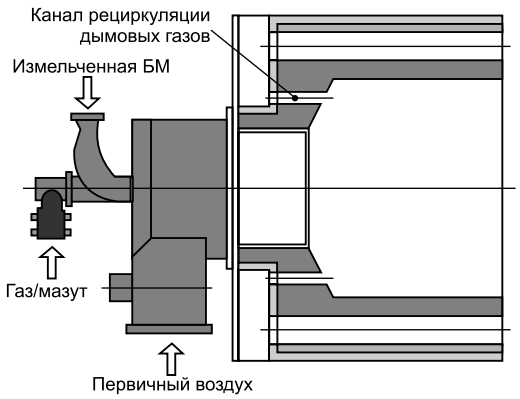


Рис. 8.13. Горелка для сжигания биомассы.

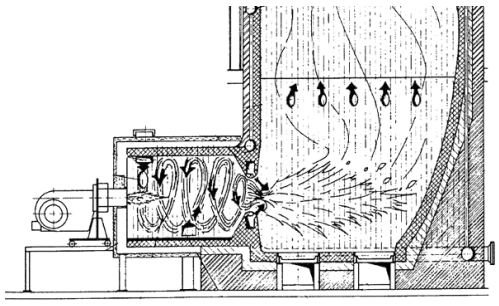


Рис. 8.14. Использование предварительной газификации биомассы в сочетании с водотрубным котлом.

содействует эффективному перемешиванию свежего топлива и частиц золы, увеличивает время пребывания топливных частиц в зоне горения и способствует улучшенному выгоранию. Вторичный воздух подается на выходе из камеры с целью достижения качественных показателей дымовых газов и низких выбросов вредных веществ, в частности решается путем рециркуляции дымовых газов. Эта технология доступна для использования в котлах мощностью 1–10 МВт.

Таблица 8.13

Основные недостатки и преимущества технологий сжигания биомассы

Преимущества	Недостатки
Сжигание на решетке	
низкие инвестиционные затраты для котлов мощностью < 20 МВт низкие эксплуатационные затраты низкий уровень твердых частиц в дымовых газах меньшая чувствительность к шлакованию	неэффективное сжигание смеси разных видов БМ и травянистой БМ снижение NO_x требует специальных дополнительных мер высокий коэффициент избытка воздуха (5–8 %), что снижает тепловую эффективность неоднородность сгорания необходимо управление процессом для снижения уровня выбросов при пониженных нагрузках
Сжигание с нижней подачей топлива	
низкие инвестиционные затраты для котлов мощностью < 6 МВт простая и надежная конструкция, простота в управлении низкие выбросы при пониженных нагрузках	используется для биомассы с низким уровнем золы в топливе и для топлив с высокой температурой плавления золы ограничение по размеру частиц топлива (< 50 мм)
Сжигание в кипящем слое	
низкий уровень эмиссии высокая гибкость по отношению к типу топлива и его влажности низкий уровень избытка воздуха (3–4 %), что повышает эффективность отсутствие подвижных частей в горячей зоне топки котла	высокие инвестиционные и эксплуатационные затраты ограничение по размеру частиц < 80 мм ограничение по использованию топлив с высоким содержимым щелочных металлов высокая концентрация пыли в дымовых газах потеря инертного материала необходимость разжигающей горелки

Окончание табл. 8.13.

Преимущества	Недостатки
Сжигание в циркулирующем кипящем слое	
низкий уровень эмиссии высокая гибкость по отношению к типу топлива и его влажности однородность условий протекания сжигания высокая эффективность теплопередачи возможность использования добавок низкий коэффициент избытка воздуха (1–2 %), что повышает эффективность отсутствие подвижных частей в горячей зоне топки котла	высокие инвестиционные и эксплуатационные затраты ограничение по размеру частиц < 40 мм ограничение по использованию топлив с высоким содержимым щелочных металлов высокая концентрация пыли в дымовых газах потеря инертного материала высокая интенсивность спекания золы необходимость разжигающей горелки
Пылевидное сжигание	
низкий коэффициент избытка воздуха (4–6 %), что содействует повышенной эффективности снижение эмиссии NO_x путем ступенчатого сжигания простое управление мощностью	ограничение по размеру частиц 10–20 мм стирание футеровки необходимость разжигающей горелки

2.3. Совместное сжигание

Совместное сжигание биомассы с другими видами топлив является одним из основных вариантов энергетического использования биомассы. Технологии совместного сжигания биомассы с ископаемыми видами топлива, в первую очередь углем или бурым углем, получили широкое применение за рубежом и достигли уровня промышленного внедрения. Географическое распределение электростанций, которые работают по технологии совместного сжигания биомассы с углем, приведено на рис. 8.15.

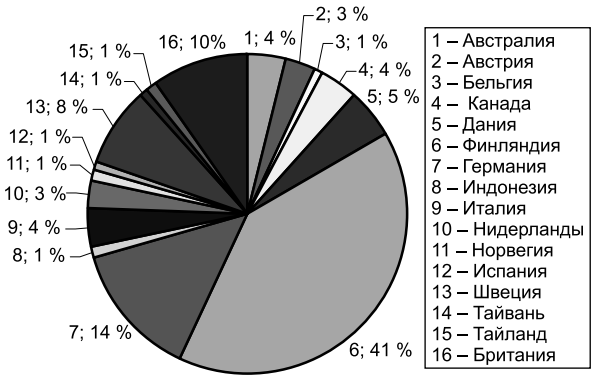


Рис. 8.15. Распределение по странам электростанций совместного сжигания.

Технологиям совместного сжигания биомассы с углем (ССжБУ), а также пылевидному сжиганию их смесей, на существующих

пылеугольных блоках ТЭС отводится больше всего внимания, поскольку, например, в США 56 % электроэнергии производится на угольных энергоблоках. Проведенные в США испытания на 40 установках показали, что совместное сжигание биомассы с углем имеет технический и экономический потенциал, чтобы заменить не меньше 26 ГВт до 2020 года [21].

Для большинства угольных электростанций эффективность преобразования энергии составляет 30–38 %, что значительно эффективнее, чем при сжигании на обычных биомассовых ТЭС. Основные выгоды от использования ССж биомассы: увеличение доли возобновляемых источников энергии в энергетическом балансе и уменьшение выбросов парниковых газов в атмосферу. Дополнительные выгоды могут быть рассмотрены как меры для снижения зависимости от импорта ископаемого топлива, а также как потенциал для развития производства и потребления местных биотоплив.

Различают три основных вида технологий ССж: прямое, непрямое и параллельное (рис. 8.16). Технология прямого ССж предусматривает сжигание биомассы вместе с ископаемыми видами топлива в одной топке. Технология непрямого ССж предусматривает предварительную обработку биомассы с целью получения более пригодного для использования топлива. Различают основные виды непрямого ССж: газификация, пиролиз и гидротермическая обработка.

Рис. 8.16. Виды технологий совместного сжигания биомассы.

При ССж биомасса может быть смешана с углем в разных пропорциях, в частности, при совместном сжигании в слое доля биомассы может колебаться в диапазоне 0–100 %, в то время как при пылевидном ССж существуют технические ограничения и доля биомассы (по энергии), как правило, не превышает 25 %.

Анализ применения совместного сжигания показал, что более 150 угольных электростанций имеют опыт совместного использования биомассы или отходов. Распределение электростанций совместного сжигания биомассы по

технологиям горения и по видам использованной биомассы приведено на рис. 8.17.

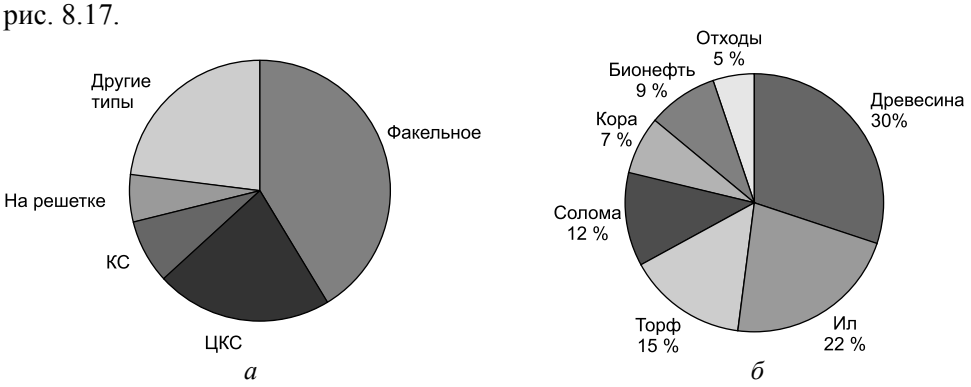


Рис. 8.17. Распределение электростанций совместного сжигания по технологиям горения (*а*) и по видам использованной биомассы (*б*).

Эти электростанции работают в диапазоне 50–700 МВт$_э$, хотя число небольших станций также существенно. На большинстве из них установлены пылеугольные котлы как с тангенциальными топками, так и с топками, в которых горелки расположены на вертикальных экранах. Также распространены котлы с циклонными топками, со сжиганием в циркулирующем кипящем слое и на решетке.

Эффективность применения технологии ССж существенно зависит от выбора разновидности технологии в зависимости от характеристик топлива, типа существующего оборудования, технологических параметров процессов, способов дальнейшего использования золы и решения проблем коррозии, шлакования и очистки поверхностей нагрева от золы.

Основные производители энергетического оборудования, использующие описанные выше технологии сжигания, приведены в табл. 8.14.

Таблица 8.14

Примеры производителей энергетического оборудования для сжигания биомассы

Технология сжигания	Производитель
В слое с нижней подачей топлива	Polytechnik (Австрия), Danstoker (Дания), HURST (США), AXIS Industries (Литва)
На подвижной решетке	KARA (Нидерланды), Polytechnik (Австрия), HURST (США), AXIS Industries (Литва), Wyncke (Бельгия), B&W (США), БиКЗ (Россия), Bioner, Aalborg (Дания)
На вибрационной решетке	Bioner, FLS Miljo, Ansaldo, Volund (Дания), BWE (Италия), B&W (США), KIRKA SURI (Финляндия)
Камерное сжигание	БиКЗ (Россия), Енергомашпроект (Украина), Wyncke (Бельгия), HURST (США), Rafako, Stalowa Wola (Польша)
Сжигание в КС	B&W (США), ONINEN (Финляндия)
Сжигание в ЦКС	B&W (США), Foster Wheeler, Alhstrom (США)

3. ТЕХНИЧЕСКИЙ УРОВЕНЬ ЗАРУБЕЖНЫХ ТЭЦ И ТЕС, РАБОТАЮЩИХ НА БИОМАССЕ

Наибольшее распространение в Швеции, Дании и Финляндии получили ТЭЦ небольшой мощности (1–20 $МВт_э$), работающие на биомассе и реализующие паротурбинный цикл Ренкина. Характерно, что такие ТЭЦ зачастую входят в системы централизованного теплоснабжения. Когенерация позволяет не только повысить эффективность цикла, но и получить экономически привлекательные показатели проекта, такие как прибыльность, срок окупаемости, себестоимость тепловой и электрической энергии. Развитие комбинированного производства было связано со значительным ростом потребления к 2000 г. электроэнергии (в два раза) и тепловой на 66 %.

Уже в 2004 г. в Финляндии насчитывалось свыше 40 малых ТЭЦ с электрической мощностью до 20 $МВт_э$, из которых 30 работают на биомассе и торфе, остальные на мазуте или угле. Можно отметить, что благодаря широкому применению торфа, доля биомассы в таких ТЭЦ в Финляндии, составляет до 30 %. Некоторые технические характеристики малых биомассовых ТЭЦ приведены в табл. 8.15.

Таблица 8.15

Характеристики малых биомассовых ТЭЦ Финляндии

Названия ТЭЦ	Мощность $МВт_э/МВт_т$	КПД$_э$	Кит	Параметры пара (т/ч)/°С/МПа	Топливо	Технология
Tervola	0,47/1,13	0,24	0,815	–	отходы древесины	газификация + газ. двигатель
Kiuruvesi	0,9/6,0	0,11	0,852	10/350/2,5	кора, щепа, опилки	решетка + паровой двигатель
Karstula	1/10	0,08	0,850	–/350/2,4	кора, опилки	решетка + паровой двигатель
Kuhmo	4,8/12,9	0,24	0,881	–/490/8,1	отходы древесины	ЦКС
Kuusamo	6,1/17,6	0,22	0,860	30/510/6,1	торф, щепа, опилки	КС
Kankaanpaa	6/17	0,23	0,885	28/10/6,0	торф, дерево	КС
Lieksa	8/22	0,24	0,885	30/510/6,1	торф, отходы древесины	ЦКС
Iisalmi	14,7/30,0	0,31	0,931	63/515/9,3	щепа, отходы древесины	КС
Forssa	17,2/48,0	0,24	0,910	82/510/6,2		КС
Kokkola	20/50	0,25	0,890	97/482/8,0	щепа, торф	КС

Для строительства таких объектов в Финляндии были предоставлены государственные субсидии в размере 14–16 % общих инвестиций. Так, для примера, удельные затраты на строительство станции Tervola с технологией газификации и газовым двигателем составили 2720 EUR за 1 кВт$_э$ установленной мощности, для более мощных станций (Kuusamo, Lieksa) с КС и ЦКС, соответственно стоимость составила около 1400 EUR/кВт$_э$; наиболее дорогими оказались станции малой мощности со сжиганием на решетке и паровым двигателем – до 5600 EUR/кВт$_э$.

Промышленная **ТЭЦ Savonlinna** вырабатывает 17 МВт электроэнергии, 33 МВт тепловой энергии для централизованного теплоснабжения и 20 МВт для технологических нужд соседнего предприятия по производству фанеры. Станция использует древесные отходы производства, а также отходы деревозаготовительных участков со смежных территорий. Станция может также работать на древесной щепе, торфе и мазуте. Промышленная ТЭЦ (Ristiina) вырабатывает 10 МВт электроэнергии и 64 МВт тепловой энергии в виде пара для производства фанеры, причем в качестве топлива используются отходы производства и, при необходимости, мазут. Сжигание БМ организовано в котле с КС с включениями инертного материала, обеспечивающего высокую эффективность сжигания щелочных топлив, например, отходы фанеры. Параметры пара: температура 482 °С, давление 8,4 МПа, паропроизводительность 110 т/ч.

Станция Kokemaki с газификатором NOVEL вырабатывает генераторный газ с термическим разложением смол, системой очистки газов и сжиганием газа в ДВС. Газогенератор позволяет работать на БМ с влажностью до 50 %, обеспечивать сушку топлива до 25 % за счет сбросной теплоты двигателя. Три газовых двигателя позволяют получить 1,8 МВт электрической и 3,3 МВт тепловой мощности. Электрический КПД станции 30 % [22].

В Швеции биомассу используют, как правило, на мощных ТЭЦ, созданных на базе существующих ТЭС. Когенерационные установки малой мощности (1–20 МВт) менее распространены и работают па природном газе, биогазе, угле с добавкой биомассы и реализуют паровой цикл со сжиганием биомассы в котлах на решетке, в КС и ЦКС. Средняя эффективность производства электроэнергии колеблется в диапазоне 20–35 %. Характеристики некоторых ТЭЦ приведено в табл. 8.16.

На промышленно-отопительной **ТЭЦ Myresjohus** производится около 2 МВт электроэнергии и 4,9 МВт тепловой энергии, которые используются для технологических нужд лесопильного завода, отопления и сушки древесины. В холодный период зимы, когда лесопилка останавливается, электроэнергия подается в сеть. Отходы производства, такие как кора и опилки, сжигаются на решетке в котле мощностью 10 МВт$_т$. Для горения используют воздух, предварительно нагретый водой из экономайзера. Температура дымовых газов на входе в теплообменные поверхности составляет 1100 °С. Перегретый пар с давлением 6,0 МПа и температурой 470 °С подается в паровую турбину и конденсатор, который используется для нагрева воды. Дымовые газы очищаются в мультициклоне и в электрофильтре, после чего концентрация твердых частиц в дымовых газах составляет менее 10 мг/МДж.

Таблица 8.16

Характеристики малых биомассовых ТЭЦ Швеции

Станция	Мощность $МВт_э/МВт_т$	$КПД_э$	Кит	Параметры пара (т/ч)/°С/МПа	Топливо	Технология
Falun	8/22+8	0,23	1,09*	36/490/6,3	кора, древесные отходы	КС
Hallsberg	2/9	0,14	0,80	15/500/6,5	дерево	Multi-bfb
Hudiksvall	13/36	0,22	0,82	65/475/6,7	торф, дерево	решетка
Karlstad	20/55+20	0,20	1,08*	105/500/6,7	Дерево	ЦКС
Lomma	3,5/14	0,19	0,93	20/510/6,0	отходы древесины и бумаги	ЦКС
Mala	3/10	0,18	0,85	16/48/4,1	отходы древесины	КС
Sala	10/22	0,28	0,89	45/480/8,0	дерево	КС
Tranas	1,6/8,3+2,7	0,14	1,04*	12/345/1,6	кора, опилки	Biograte
Varnamo	5,5/9	0,30	0,76	–/455/4,0	дерево	IGCC
Forssjo	1,5/6,5	0,20	–	–	отходы древесины	стокер
Myresjohus	2/4,9	0,20	0,90	10/470/6,0	опилки	решетка

* *– схема с глубокой утилизацией теплоты дымовых газов.*

ТЭЦ Vaxjo состоит из двух блоков, в которых вместо старых мазутных котлов были установлены котлы для сжигания БМ. На первом блоке установлен котел для совместного сжигания БМ с мазутом общей мощностью 100 МВт. При работе на отходах древесины мощность блока составляет 18 $МВт_э$, а совместно с мазутом 30 $МВт_э$, тепловая мощность 47 МВт и 70 МВт соответственно. На втором блоке станции установлен котел Foster Wheeler с ЦКС паропроизводительностью 155 т/ч. В качестве топлива используется смесь древесной щепы, коры и торфа (20 %). Перегретый пар с давлением 14,2 МПа температурой 540 °С направляется в двухступенчатую турбину ABB Stahl, вращающую электрогенератор мощностью 38 $МВт_э$. Тепловая мощность блока 66 МВт используется для центрального теплоснабжения. Для очистки газов от твердых частиц используют электрофильтр, который обеспечивает концентрацию твердых частиц в дымовых газах не более 0,3 мг/$нм^3$. После очистки производится глубокая утилизация теплоты дымовых газов, в результате чего дополнительно получают 10–20 МВт тепловой энергии. В схему централизованного теплоснабжения также входит бак-аккумулятор, который может вмещать до 2000 $м^3$ горячей воды; используется для пикового покрытия нагрузки и баланса объема воды в системе. При высокой электрической нагрузке и низком потреблении тепловой энергии, сбросная теплота турбины в воздушной градирне отводится в атмосферу.

ТЭЦ Harnosand вырабатывает 11,7 МВт$_э$ и 26 МВт тепла для центрального теплоснабжения. Путем глубокой утилизации за счет конденсирования влаги дымовых газов станция получает дополнительно 7,3 МВт тепловой энергии. В качестве топлива используют древесные топлива (отходы древесины, кору, опилки) и торф. Соотношение доли древесного топлива и торфа 70:30. На станции установлены котел КС паропроизводительностью 50 т/ч на параметры пара 9,0 МПа/510 °С, который подается на турбину с противодавлением. Для разогрева котла используется мазутная горелка, которая выключается при достижении температуры инертного материала 350 °С. Температура дымовых газов за котлом 130–140 °С, при которой происходит первичная очистка в мультициклоне и рукавном фильтре от твердых частиц, обеспечивающая уровень выбросов 35 мг/м^3.

Программа маломощных биомассовых ТЭЦ в Дании предполагает использование технологий газификации, прямого сжигания и применения биотоплив в двигателях Стирлинга; мощность таких ТЭЦ составляет от 10 до 15 МВт$_э$. Некоторые станции используют технологию газификации и пиролиза для преобразования энергии БМ и ТБО, а также технологию анаэробного сбраживания и биогаз из полигонов ТБО. Особое развитие приобрела технология получения энергии из отходов сельского хозяйства – соломы. Характеристики некоторых ТЭЦ мощностью менее 20 МВт$_э$ приведены в табл. 8.17 [23].

На **ТЭЦ Neustadt** реализована технология газификации в неподвижном слое с получением низкокалорийного газа и дальнейшим использованием его в газовом двигателе мощностью 500 кВт$_э$ и КПД 25 %. Состав сухого очищенного газа: H_2 – 16–18 %, CO –17–20 %, CH_4 – 2–4 %, CO_2 – 9–11 %, содержание смолы 15–35 мг/нм^3, твердых частиц – 5 мг/нм^3. Теплотворная способность сухого газа составляет около 4,5–5,0 МДж/нм^3.

Демонстрационная **ТЭЦ Lienz на биомассе с циклом Ренкина на органическом теплоносителе** мощностью 1 МВт$_э$ и 4,4 МВт$_т$, введенная в эксплуатацию в 2001 г., снабжает город тепловой энергией в объеме 60 ГВт·ч в год и вырабатывает около 7,2 ГВт·ч в год электроэнергии [24]. Сжигание БМ производится в двух термомасляных котлах с глубокой утилизацией теплоты уходящих газов, которые используются также для подогрева воздуха. Годовое потребление лесных и промышленных отходов (щепы, опилок, коры) составляет около 100 тыс. насыпных м^3. Очистка дымовых газов происходит сначала в мультициклоне, а затем – во влажном электростатическом фильтре, который интегрирован в теплообменник глубокой утилизации.

Технология комбинированного производства электроэнергии, тепла и холода **(тригенерация)** с ОЦР была реализована в рамках национального демонстрационного проекта в Австрии на станции **Vorarlberg** [25]. В реализованном термодинамическом цикле получены следующие параметры: электрическая мощность 1,1 МВт, тепловая мощность для отопления 2,6 МВт, тепловая мощность охладительной установки 2,4 МВт. Температура холодной воды на выходе из установки составляет 5 °С.

Экспериментальная МТЭЦ [26], работающая на биомассе, была реализована на существующей станции в **Hartberg** (Австрия) и предназначалась для отработки технологии использования в когенерационной схеме паровой винтовой машины (ПВМ). В схеме использован существующий паровой водо-

трубный котел мощностью 18 $МВт_т$, работающий на биомассе (кора, щепа, опилки и др.) и генерирующий насыщенный пар давлением 2,5 МПа и температурой 255 °С для центрального теплоснабжения и технологических нужд соседнего предприятия. Часть этого пара отбирается для получения перегретого пара тепловой мощностью 5,33 МВт и направляется на ПВМ мощностью 730 $кВт_э$. Отработавший пар тепловой мощностью 4,8 МВт с параметрами 0,05–0,15 МПа и температурой 80–100 °С используется в системе теплоснабжения. Изучались вопросы электрической эффективности ПВМ, влияние влажности пара на работу двигателя, его характеристики, эксплуатационные затраты. Испытания показали, что при нагрузках 300 и 790 $кВт_э$ при использовании перегретого пара электрический КПД составил 9,08 % и 12,56 % соответственно. Если ПВМ работает на насыщенном паре с электрической мощностью 826 $кВт_э$, электрический КПД составляет 12,6 %. В целом рассмотренная технология является перспективной для мелкомасштабных ТЭЦ мощностью 200–1000 $кВт_э$.

Таблица 8.17

Характеристики малых биомассовых ТЭЦ в Дании

Станция	**Мощность $МВт_э/МВт_т$**	**$КПД_э$**	**Кит**	**Параметры пара (т/ч)/°С/МПа**	**Топливо**	**Технология**
Assens	4,67/10,3	0,27	0,87	20/525/7,7	древесная щепа, опилки	водоохлажд. вибр. решетка
Harboore	1,5/8,0	0,32	1,05	–	древесная щепа	газификатор + газовый двиг.
Haslev	5/13	0,19	0,86	26/450/6,7	солома	горелка
Hogild	0,13/0,16	0,22	0,57	–	древесина	газификатор
Masnedo	8,3/20,8	0,28	0,91	43/522/9,2	солома, древесина	водоохлажд. вибр. решетка
Mabjerg	28/67	0,27	0,88	122/520/6,5	ТБО, солома, отходы древесины	решетка + горелки
Rudkobing	2,3/7,0	0,22	0,87	13/450/6,0	солома	решетка
Slagelse	11,7/28,0	0,29	–	40/450/6,7	солома	решетка
Koge 7	10/–	0,20	0,89	55/525/9,3	солома, отходы древесины	вибрационная решетка
Koge 8	16/–	0,29	0,91	65/525/9,3		
Rudkobing	2,55/7,55	0,22	0,90	13/450/6,0	Солома	
Slagelse	11,4/28,0	0,25	–	57/450/6,7	ТБО, солома	подвижная решетка
Maribo	10,6/22,5	0,29	0,89	50/540/10,2	солома	решетка
Fynsvaerket	35/86	0,33	1,02	165/540/11,0	солома	вибрационная решетка, сигарное сжигание

Инновационный проект **ТЭС Sanguessa** (Испания) демонстрирует высокую эффективность использования древесной щепы и соломы, с преодолением проблем спекания золы и коррозии металлов при сжигании соломы. Электрическая станция мощностью 25 МВт$_э$, использующая на собственные нужды около 2,5 МВт$_э$, работает в конденсационном режиме с водяным (речным) охлаждением. За 8 тыс. ч эксплуатации в год ТЭС вырабатывает около 200 ГВт·ч электроэнергии и за этот период потребляет 160 тыс. т соломы в виде больших прямоугольных тюков. Паровой котел Bioner с вибрационной водоохлаждаемой решеткой вырабатывает 100 т/ч пар давлением 9,2 МПа и температурой 542 °С. КПД котла превышает 92 %, электрическая эффективность станции 32 %.

Шесть энергетических проектов получения электроэнергии из сельскохозяйственных отходов реализуется в Китае, где в качестве БМ используется солома и шелуха риса. В 2007 г. введенные в эксплуатацию **ТЭС Zhongjieneng Sugian** и **Zhongjieneng Jurong** [27] электрической мощностью по 12 МВт используют в качестве топлива солому пшеницы и риса. Годовое количество отходов риса, которое образуется на предприятиях в радиусе 25 км, составляет 1 690 тыс. т, из которых максимум 195 тыс. т используется на каждой из станций. На станциях реализован паровой цикл и установлены котлы с ЦКС, спроектированные для работы на разных видах БМ. Еще одна **ТЭС Jiangsu Rudong Biomass Power Generation** мощностью 25 МВт$_э$ рассчитана на использование соломы пшеницы, риса и кукурузы.

4. ПОЛУЧЕНИЕ БИОГАЗА ПУТЕМ АНАЭРОБНОГО СБРАЖИВАНИЯ БИОМАССЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ БИОГАЗОВЫХ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ СТАНЦИЙ

Для получения биогаза в настоящее время находит широкое применение технология анаэробного сбраживания, разработанная первоначально с целью биологической очистки и переработки органических соединений. Анаэробное сбраживание (метановое брожение) – процесс ферментативного расщепления органических соединений, в котором при соответствующих условиях образуется горючая смесь газов (биогаз), состоящая из метана (биометана), углекислого газа, небольшого количества сероводорода и попутных соединений.

Практически все органические соединения в разной степени подвергаются метановому брожению. Образование метана из органических отходов происходит в результате метаболизма четырех основных групп бактерий [28]: кислотообразующих, ацетогенных, ацетокластичных метаногенов, водородтрофических метаногенов. Для стойкого метаболизма метанообразующих бактерий необходимы следующие условия: строгое соблюдение анаэробиоза, постоянность температуры и давления, отсутствие света, нейтральная или слабощелочная среда. Основными компонентами биогаза являются метан и двуокись углерода. Содержание этих компонентов составляет практически 99 % объема биогаза. В биогазе есть также целый ряд примесей (азот, водород, сероводород, аммиак), общее содержание которых обычно не превы-

шает 1 %. Соотношение компонентов биогаза зависит от источника получения биогаза и условий протекания процесса метанового брожения. Состав и объем биогаза зависит, прежде всего, от компонентного состава органического материала, который подвергается анаэробному распаду. Известно, что при распаде разных групп органических соединений – белков, жиров и углеводов – образуется разный объем биогаза. Так, из жиров получают наиболее калорийный биогаз с высоким содержанием CH_4; распад белковых веществ приводит к образованию биогаза, содержащего меньше метана. Наименьшее количество метана образуется при распаде углеводов. Излишек белков и аминокислот вызывает рост показателя кислотности pH, что также приводит к затуханию процесса [29]. Состав и объем образующегося биогаза на станциях анаэробного сбраживания являются контролируемыми параметрами. Температура процесса сказывается на скорости распада органического вещества, а, соответственно, и на продолжительности процесса и общем объеме реакторов. Различают три характерных процесса сбраживания: психрофильный – при температуре <20 °С, мезофильный – при 39–43 °С и термофильный – при 50–52 °С. Для указанных режимов оптимальная продолжительность содержания субстрата в реакторе составляет, соответственно, 80–120 суток, 30–50 суток, 10–20 суток.

Субстрат или смесь субстратов, которые будут сбраживаться в биореакторе, должны отвечать основным критериям: pH – 6,9–8,0; влажность – 90–92 %; содержание жирных кислот – 600–1500 мг/л; щелочность – 1500–3000 мг CaCO/л; C:N – (10...16):1.

Существуют две основные группы субстратов: базовые субстраты и косубстраты. Принципиальное различие между ними заключается в том, что первые включают в себя основное количество компонентов, необходимых для развития популяции метанообразующих бактерий, как и собственно значительное количество самых бактерий, а вторые лишь дополняют содержание этих компонентов, в основном за счет органического углерода, и фактически не включают в себя базовой популяции бактерий.

К первой группе относят навозные отходы животноводческих ферм, помет птиц, осадок и флотошламы канализационных очистительных сооружений. Среди них наиболее пригодным для анаэробного сбраживания представляет навоз крупного рогатого скота (КРС), содержащий наибольшее количество метанообразующих бактерий, являясь к тому же наиболее сбалансированным по компонентному составу, в частности, по соотношению C:N.

В качестве косубстратов широко используют сельскохозяйственную продукцию, так называемые энергетические культуры растений – кукуруза (стебли), рожь (зерно) и свекла (корнеплоды и свекольная ботва). Использование таких косубстратов оправдывается довольно высоким удельным выходом из них биогаза, который улучшает экономические показатели работы станций анаэробного сбраживания. Практическое использование приведенных косубстратов для каждого региона должно обосновываться с экономической точки зрения.

Производство биогаза на основе смеси навозных стоков свинофермы и силоса кукурузы обеспечивается в биогазовой станции; основные узлы типичной фермерской биогазовой станции показаны на рис. 8.18. Центральным

сооружением в технологической схеме является анаэробный биореактор полного смешивания проточного типа с температурой реакционной среды 38 °С.

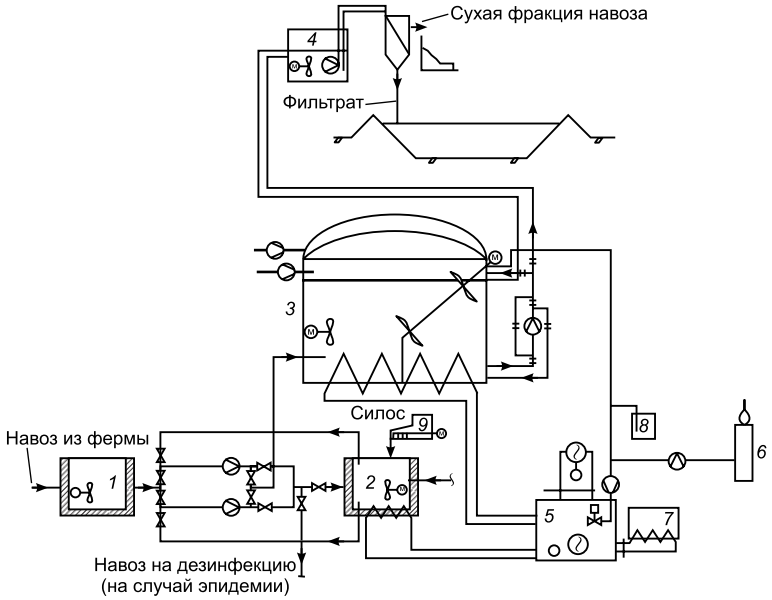


Рис. 8.18. Технологическая схема типичной фермерской биогазовой станции:
1 – приемная емкость навоза; *2* – емкость приготовления смеси субстратов; *3* – ферментатор; *4* – приемная емкость сепаратора; *5* – когенерационная установка; *6* – факельная установка; *7* – конденсатосборник; *8* – внешний потребитель газа; *9* – емкость силоса со шнековым транспортером.

Навозные стоки подаются в приемочную емкость, после чего системой перекачивания направляются в емкость для приготовления смеси субстратов, куда добавляется также силос кукурузы из специальной емкости со шнековым транспортером. В емкости приготовления смеси происходит смешивание и, при необходимости, предварительный подогрев субстратов. Подготовленная смесь подается системой насосов в реактор, оборудованный мешалками, где происходит процесс анаэробного сбраживания. Сброженная смесь направляется на сепаратор для разделения на сухую и жидкую фракции. Образовавшийся биогаз, после предварительного осушения, поступает в двигатель-генератор. Часть тепловой энергии (20–30 % от общего количества), которая образуется при сжигании биогаза в двигателе, направляется на подогрев субстрата. Оставшаяся теплота или просто сбрасывается в окружающую среду или может быть полезно использована (при наличии потребителя). В случае плановой или аварийной остановки когенерационной установки или же при необходимости сброса излишка биогаза, последний сжигается на факельной установке.

Станции анаэробного сбраживания

Экономическая и техническая целесообразность обусловливают необходимость расположения станций анаэробного сбраживания в непосредственной близости к источнику образования основного объема отходов, которые подлежат метанизации. При этом базовыми объектами могут являться животноводческие предприятия (фермы крупного рогатого скота, свинокомплексы и птицефабрики), предприятия пищевой перерабатывающей промышленности, мусороперерабатывающие заводы, канализационные станции очистки сточных вод. Реже строят централизованные установки получения биогаза, куда завозят любые органические отходы, образующиеся на предприятиях, расположенных в радиусе экономической целесообразности их доставки, и которые подлежат обезвреживанию.

При определении потенциала газообразования важно корректно оценить потоки субстратов, которые будут поступать на биогазовую станцию в течение года, поскольку последние могут иметь циклический характер с существенным коэффициентом месячной, сезонной или годовой неравномерности образования.

При использовании когенерационной схемы генерирования электрической и тепловой энергии наиболее важным конкурентным преимуществом является обеспечение максимальной утилизации тепловой энергии в течение года. Наиболее рационально теплота может быть утилизирована на предприятиях пищевой промышленности, которые работают круглый год и имеют относительно стабильные потребности в теплоте. Что касается животноводческих комплексов, то в теплый период года, как правило, образуется избыток неиспользуемой теплоты. В некоторых случаях, например на фермах КРС молочного направления, в летний период существует объективная необходимость в охлаждении молокопродуктов, а потому здесь может быть целесообразно применение тригенерационной схемы энергетической утилизации биогаза.

Диапазон реализуемых энергетических мощностей достаточно широкий в зависимости от количества сырья для биогазовых станций. Так, крупнейший биогазовый комплекс в г. Пенкун (Германия) имеет установленную электрическую мощность 20 МВт.

Схема потоков энергии для биогазового комплекса представлена на рис. 8.19. При составлении энергетического баланса в общем случае учитываются следующие составляющие: потенциальная энергия субстрата, которая может быть трансформирована в энергию биогаза; затраты энергии на сбор, транспортировку и подготовку субстрата к сбраживанию; потери потенциальной энергии с органическим веществом, которое не распалось в анаэробных условиях с выделением биогаза; потери энергии биогаза в когенерационной установке; потери энергии при транспортировке теплоты к потребителю; потери неиспользованной тепловой энергии в атмосферу; потребление энергии на собственные нужды САС; полезно использованная энергия.

Сбор и подготовка отходов и побочной продукции отдельных типов предприятий пищевой перерабатывающей промышленности может существенно отличаться. Например, отходы из цехов забоя животных должны пройти предварительную термическую обработку для согласования с санитарно-эпи-

демическими требованиями, а это нуждается в соответствующей затрате тепловой и электрической энергии. Сырье требует измельчения и/или деструктуризации, затраты электрической энергии на которые часто соизмеримы с прибавкой выхода биогаза от реализации этих процессов (деструктуризация бывает необходимой по технологическим или другим условиям). Степень выхода биогаза от теоретически возможного определяется условиями протекания процесса и непосредственно конструктивными особенностями биогазовой установки и достигает 80–90 %.

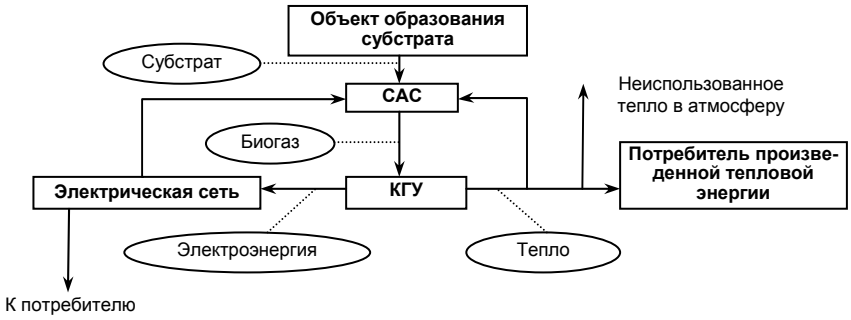


Рис. 8.19. Схема потоков потенциальной и полезной энергии биогазового комплекса.

Таким образом, основными требованиями к объектам, на которых намечено сооружение когенерационной станции, является наличие необходимого количества биомассы и технологическое обеспечение. В Украине наибольший потенциал получения биогаза имеют отходы животноводства поэтому поголовье скота и выход навоза является базовой величиной для определения мощности когенерационной станции. На основе статистических данных для группы предприятий в определенном диапазоне наличия крупного рогатого скота, свиней и птицы всех видов и расчетов выхода биогаза был построен график зависимости проектной электрической мощности когенерационных станций на биогазе от поголовья на предприятии (рис. 8.20).

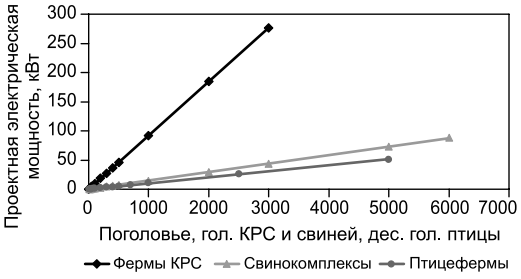


Рис. 8.20. Зависимость проектной электрической мощности когенерационных станций на биогазе от поголовья на животноводческих предприятиях.

В табл. 8.18 приведены данные о потенциале внедрения КГУ на биогазе мощностью 200 кВт$_э$ и больше на разных типах предприятий в Украине.

Оценка экономически целесообразного потенциала строительства БГУ на животноводческих предприятиях в Украине, показывает, что лишь на 288 из них можно установить КГУ мощностью 200 кВт$_э$ и больше, если использовать в качестве субстрата только навозные отходы.

Таблица 8.18

Характеристики потенциальных объектов для сооружения когенерационных станций на биогазе

Объекты КГУ	Поголовье/ продукция	Максимально возможная мощность, МВт$_э$	Количество КГУ	Суммарная мощность, МВт$_э$
Фермы КРС	25,8 тыс.	2,400	41	16,9
Свинокомплексы	72,7 тыс.	1,100	20	7,9
Птицефабрики	7 900 тыс.	8,000	60	75,7
Сахарные заводы	98 427 т	16,000	50	204,1
Спиртовые заводы	20 920 тыс. л	0,950	24	8,9
Пивоваренные	1 105 460 тыс. л	2,693	8	7,4
Винодельческие	18 540 тыс. л	0,344	4	1,1
Маслоэкстракционные заводы	178 500 т	11,925	40	125,4
Консервные заводы	459 575 т	1,812	4	3,2
Сырзаводы	15 815 т	0,180	–	–

Когенерация на базе технологии анаэробного сбраживания

Последнее десятилетие характеризуется стремительным развитием биогазовых технологий и ростом объемов утилизации биогаза в двигателях внутреннего сгорания когенерационных установок. Средний годовой темп прироста производства электрической энергии из биогаза за период с 1990 по 2008 гг. составляет 12,7 %. В 2008 г. общий вклад электроэнергии из биогаза среди всех возобновляемых источников составлял 1,7 %, а тепловой энергии – 2,8 %.

За период с 2000 по 2008 гг. общая установленная электрическая мощность двигателей на биогазе всех видов в 34-х странах, которые входят в Организацию экономического сотрудничества и развития (ОЭСР), возросла в 2,8 раза, с 2349 до 6638 МВт [30]. При этом основная часть приходится на страны Европы – 68,9 % в 2008 году. Почти 26 % установленной мощности приходится на страны Северной Америки. Две трети всего генерирующего потенциала (66,5 %) приходится на три страны – Германию (27,8 %), США (23,7 %) и Великобританию (15 %).

В 2008 г. в странах ОЭСР только электрогенерирующими установками было произведено 25,87 тыс. ГВт·ч энергии при сжигании биогаза, что составляет 82,8 % от всего количества произведенной электрической энергии из биогаза. В то же время когенерационными установками было произведено 5,37 тыс. ГВт·ч (17,2 %). Среди стран ОЭСР когенерацию на биогазе практически во всех случаях используют Швеция, Финляндия, Дания, Люксембург, Польша и Венгрия (100 % в 2008 г.). Наиболее низкие уровни использования когенерации на биогазе в Австрии (4,4 %), Австралии (6,4 %), Корее и Испании (по 7,5 %).

Общее производство тепловой энергии для тепловых сетей, подключенных к потребителям, в странах ОЭСР составило 13,2 тыс. ТДж, из которых 46,4 % – на когенерационных установках, остальное – на теплогенерирующих. В Японии весь произведенный и собранный биогаз направляется на производство и снабжение тепловой энергией потребителей.

Китай, Индия, США и страны ЕС относятся к странам с интенсивным развитием технологий производства биогаза. Биогазовые установки в странах Азии – это преимущественно небольшого объема приусадебные установки, где произведенный биогаз потребляется на нужды частного хозяйства. Среди стран Азии, наибольшее количество биогаза производится в Китае. По состоянию на начало 2007 г. количество китайских семей, которые используют биогаз для приготовления пищи и освещения домов, превышало 22 млн, а общее производство биогаза составляло 8,5 млрд $м^3$ [37]. Промышленное использование биогаза направлено главным образом на замещение моторного топлива. Так, более 60 % всего автобусного парка страны, в том числе около 80 % транспорта в сельской местности, работает на биогазе.

Строительство станций анаэробного сбраживания (САС) в США в значительной мере ускорилось на протяжении последнего десятилетия. В 2007 г. в стране насчитывалось 111 коммерческих САС, работающих на отходах животноводческих комплексов. Общее производство энергии на этих САС составило 215 млн кВт·ч, из которых 170 млн кВт·ч – произведенная электрическая энергия [31]. Во многих случаях тепло, утилизированное на двигателях когенерационных установок, используется для собственных нужд предприятий. Определенные объемы биогаза сжигаются либо непосредственно в котлах для производства тепловой энергии, либо в факельных установках для предотвращения выбросов метана в атмосферу.

В Европе в 2007 г. функционировало 4242 станции фермерского типа и 26 централизованных установок [32]. За последующих три года число САС уже превышало 5900 с суммарной установленной электрической мощностью 2,3 $ГВт_э$. Суммарное производство биогаза в ЕС в 2007 г. составило 8,43 млрд $нм^3$ CH_4 и электрической энергии из биогаза (брутто) 19,2 ТВт·ч [33]. Из указанного объема биогаза 48,5 % было произведено на фермерских хозяйствах и централизованных биогазовых станциях, при этом выработка электроэнергии составила 18,9 % общего объема электрической энергии. Поскольку на САС в технологическом процессе сбраживания используется тепловая энергия приводных газовых двигателей, такие станции следует отнести к разряду когенерационных. По данным *EurObserv'ER* в странах ЕС в 2007 г. когенерационными станциями, которые работают на биогазе, было произведено 1,87 млн Гкал тепловой энергии.

Европейским лидером биогазовых технологий является Германия. За период с 2000 г. по 2010 г. установленная электрическая мощность на фермерских биогазовых станциях возросла с 78 МВт до 1950 МВт, при этом количество установок увеличилось примерно в пять раз.

Анализ работы биогазовых станций в Германии показал, что для энергетической утилизации биогаза преимущественно используют газодизельные ДВС (в 66 % случаев), газо-поршневые ДВС (27 %) или два этих типа одновременно (7 %). При этом в 60–70 % случаев установлен лишь один модуль когенерационной установки, в 30 % – два, в 7 % – три, в 3 % – больше трех. В

2010 г. установленная суммарная электрическая мощность когенерационных установок в составе одной биогазовой станции составляла от 25 $кВт_э$ до 20 $МВт_э$ (г. Пенкун, Германия). Среди рассмотренных биогазовых установок в 46 % случаев установленная электрическая мощность КГУ составляла меньше 150 $кВт_э$, в 27 % – от 150 до 250 $кВт_э$, и лишь в 7 % случаев – больше 500 $кВт_э$.

Главной особенностью эксплуатации биогазового комплекса является потребность в значительном количестве тепловой энергии для поддержания температурного режима процесса. Для условий Украины такая потребность может составлять 14–18 % от энергетического эквивалента произведенного биогаза и еще 3–5 % идет на собственное потребление электрической энергии для привода насосов, мешалок и т. п. Учитывая то, что на современных когенерационных установках возможно снимать до 55 % энергии биогаза в виде теплоты, в подавляющем большинстве случаев существует избыток выработанной теплоты в пределах биогазового комплекса, а из-за отсутствия постоянного потребителя тепла в течение года, это сказывается на экономических показателях биогазовой станции. Так, среди исследованных ТЭЦ на биогазе, на 20 % утилизация тепла внешними потребителями составляет лишь 10 % от доступного потенциала, на 25 % ТЭЦ утилизация тепла составляет более 30 %. Две из исследованных биогазовых ТЭЦ обеспечивают теплом хозяйственные здания и частные дома, достигая тем самым максимального показателя использования излишка тепла.

В газодизельных двигателях доля топлива для розжига колеблется в пределах 1–10 %; в 7 % когенерационных модулей Германии с такими двигателями расход топлива для розжига достигает 15 %. С 2007 г. в стране действует обязательная норма использования в качестве пилотного (для розжига) топлива растительного происхождения. В табл. 8.19 приведены данные по опыту эксплуатации ТЭЦ на биогазе в Германии.

Таблица 8.19

Обобщенные энергетические характеристики биогазовых когенерационных станций Германии

Показатель	Размерность	Среднее значение	Min	Max
Использование мощности по производству электроэнергии	%	85	52	98
Использование мощности по производству тепловой энергии	%	23	2	67
Электрический КПД	%	36,5	30,5	42,4
Удельное производство электроэнергии на биогазе	$кВт \cdot ч/нм^3$	1,9	1,6	2,2
Удельное производство электроэнергии из тонны сухого органического вещества субстрата	$кВт \cdot ч/т$	1 296	629	1 646
Удельное производство электроэнергии из тонны субстрата	$кВт \cdot ч/т$	325	95	519

Окончание табл. 8.19.

Показатель	Размерность	Среднее значение	Min	Max
Потребность в электроэнергии на собственные нужды	% от произведенной	7,9	5,0	20,6
Удельная потребность в электроэнергии на собственные нужды	кВт·ч/т субстрата	26,3	7,4	47,3
Потребность в тепловой энергии на собственные нужды	%	11,5	5,5	21,5

Опыт эксплуатации 96 САС показал, что годовая наработка на электрогенерирующий модуль составляет от 4332 до 8725 часов.

5. ПОЛУЧЕНИЕ БИОГАЗА С ПОЛИГОНОВ ТБО

В основе генерирования биогаза в теле полигона твердых бытовых отходов (ТБО) также лежат процессы анаэробного сбраживания. Принципиальное отличие между полигонами ТБО и станциями организованной метанизации биомассы в метантенках состоит в условиях образования метана. В случае полигонов ТБО биогаз образуется спонтанно в условиях окружающей среды и способы влияния на ход процессов метанообразования довольно ограничены (укрытие полигона пластом засыпки, принудительное увлажнение тела полигона). Биогаз с полигонов ТБО собирается на месте его образования. В метантенках процессы метанизации подконтрольны и управляемы.

5.1. Получение биогаза с полигонов ТБО

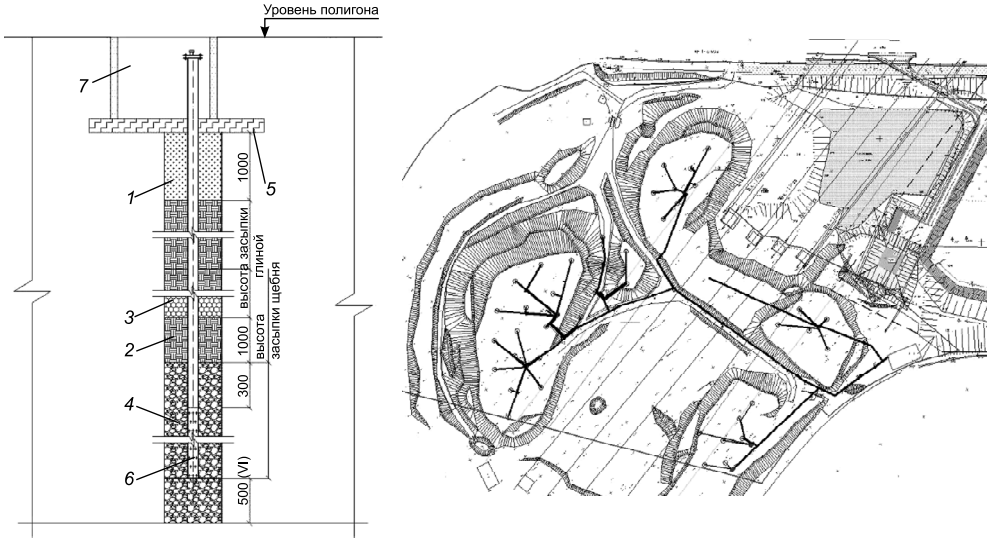
На свалках и полигонах ТБО, закрытых по наружной поверхности слоем грунта и изолированных от доступа атмосферного воздуха, с органической частью отходов происходят биохимические процессы с образованием биогаза, иногда называемого в литературе свалочным газом. Он собирается и отводится из тела полигона при помощи системы сбора, которая сооружается после закрытия полигона и его изоляции от атмосферы. Система сбора состоит из вертикальных скважин, соединенных с газосборными пунктами, которые подключаются к газопроводу, подающему биогаз на технологическую площадку. На площадке он либо сжигается в факеле, либо используется в когенерационной установке или котле. К системе сбора биогаза относится также оборудование для откачивания газа из скважин и факельная установка для его сжигания. Для отвода конденсата, образующегося в элементах системы сбора, устанавливаются дренажные колодцы и конденсатосборники.

Реализация технологии сбора биогаза и детальное построение газосборной системы рассмотрим на примере обустройства полигона ТБО вблизи г. Мариуполя. Полигон ТБО был введен в эксплуатацию в 1976 г. и закрыт для приема отходов в 2011 г. Общее количество всех вывезенных отходов

составило 831,4 тыс. т с учетом 30 % отходов, которые успели биологически разложиться с выделением биогаза и воды. Площадь полигона составляет 17,6 га, активная площадь – 12,1 га (см. рис. 8.21, *б*). На территории полигона размещены три участка складирования отходов с толщиной слоя 23 м в северной и 17 м в южной части полигона. Поверхность полигона имеет различие отметок до 10 м. Масса накопленных отходов на полигоне составляет 3, 654 млн т. (по состоянию на конец 2008 г.). По данным топографической съемки реальный объем части полигона ТБО, на которой целесообразно собирать биогаз, составлял 821,143 тыс. м^3. Отходы уплотнялись с помощью бульдозеров, причем плотность отходов оценивается в среднем 750 кг/м ^{3} [34].

Для сбора биогаза из тела полигона ТБО пробурено 43 вертикальные скважины диаметром 60 см и шагом 30 м (рис. 8.21, *а*). Скважина бурится на 2/3 от толщины слоя ТБО, которая, как указывалось, различна для трех участков складирования отходов. Таким образом, буровые скважины имеют глубину от 12 до 16 м.

На дно скважины устанавливают полиэтиленовую трубу диаметром 125 мм, нижняя часть которой перфорирована отверстиями диаметром 18 мм. Верхние 4–5 метров трубы остаются сплошными и выходят в колодец *7*. Пространство между стенкой скважины и перфорированной трубой обсыпают гравием на высоту 30 см над уровнем перфорации. Над гравием кольцевая щель заполняется бентонитовой пробкой *2* высотой до 1 м, а остальное пространство над пробкой засыпают глиной и бетонируют на высоту 1 м от дна колодца *7* (рис. 8.21, *а*). Сверху колодец закрыт крышкой.



а *б*

Рис. 8.21. Конструкция газосборной скважины (*а*) и схема сбора биогаза на полигоне ТБО (*б*) в г. Мариуполь.

1 – бетон; *2* – бентонит; *3* – глина; *4* – щебень фракции 20–40 мм; *5* – подсыпка из щебня 150 мм; *6* – перфорация; *7* – колодец.

От каждой смонтированной буровой скважины прокладывают отводящий трубопровод в сторону газосборного пункта, который имеет наклон не меньше 3°. Отводящий трубопровод прокладывают в траншеях глубиной до 1 м, во избежание замерзания конденсата во время эксплуатации системы в холодный период года. Для соединения трубопровода с буровой скважиной последнюю обкапывают по кругу радиусом 1,5–2,0 м. На дно образованного колодца засыпают гравий и устанавливают два железобетонных кольца, которые закрыты сверху крышкой. В середине нижнего кольца, делают отверстие, куда запускают конец отводящего трубопровода. Соединение отводящего трубопровода с буровой скважиной выполняют с помощью полиэтиленового тройника с использованием гибкой вставки, которая используется для компенсации возможной просадки тела полигона вокруг буровой скважины. Запорная регулирующая арматура (полиэтиленовый кран для подземной установки) и отвод для отбора проб размещают на отводной трубе. Пространство между стенкой кольца и буровой скважиной засыпают глиной. При этом шток крана и отвод выводят из глины на поверхность, в колодец.

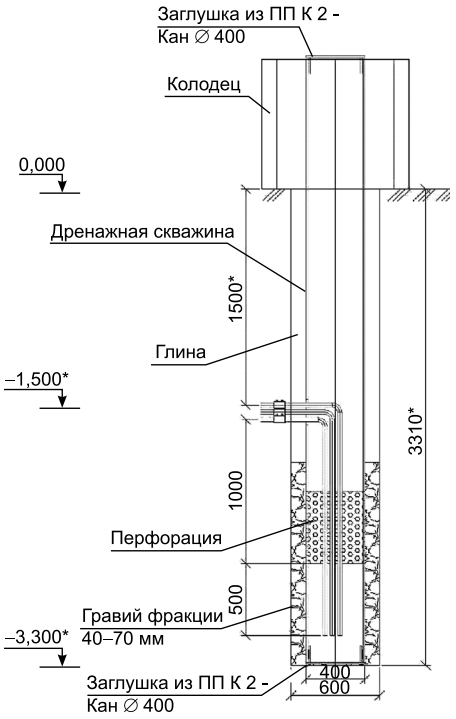


Рис. 8.22. Конструкция дренажного колодца.

Другой конец отводной трубы подводят к газосборному пункту, где он соединяется с общим полиэтиленовым коллектором. Коллекторы размещены в подземном полиэтиленовом шкафу, который закрывается сверху крышкой. Ввод труб в полиэтиленовый шкаф происходит через боковые отверстия, а соединение трубопровода и коллектора выполняется с использованием муфт и гибких вставок. На каждой отводной трубе между стенкой шкафа и коллектором устанавливают регулирующий вентиль и порты для отбора проб и измерения расхода биогаза, что дает возможность централизованно осуществлять контроль за работой скважин системы сбора. Всего на территории полигона размещено 7 газосборных пунктов. В свою очередь, каждый коллектор газосборного пункта соединен трубопроводами с магистральным газопроводом. Это соединение выполняется с использованием запорных вентилей и портов для измерения параметров биогаза, которые будут характеризовать отдельный газосборный пункт. Магистральный газопровод от газосборных пунктов прокладывается вдоль дорог полигона ТБО по направлению к технологической площадке. Он разделен на отдельные участки с помощью полиэтиленовых кранов подземной установки, которые обсыпают глиной, а на поверхность в

пределах специально установленного бетонного кольца выводят только штоки. Трасы трубопроводов и газопровода прокладывают в траншеях с обеспечением углов наклона для стекания конденсата (не меньше 3°). Выход магистрального газопровода на поверхность выполняют в пределах технологической площадки с использованием перехода полиэтилен–сталь и стальной трубы.

В нижних точках трубопроводов системы сбора и возле газосборных пунктов сооружаются дренажные колодцы из трубы ПВХ диаметром 40 см, которая размещена в пробуренном шурфе глубиной до 4 м в теле полигона. Конструкция колодца выполнена таким образом, чтобы создать гидравлический затвор и предупредить возможное попадание кислорода в систему сбора биогаза. Труба колодца имеет участок перфорации на высоте 50 см от дна, превышающей высоту столба жидкости, который создается максимальным вакуумом газодувки системы сбора. Выше уровня перфорации в трубе ПВХ сделано отверстие, куда заходят дренажные трубы, имеющие поворот 90° и доходят до дна дренажной скважины. Пространство между шурфом и трубой засыпано гравием на высоту перфорации, а остальное уплотнено глиной (рис. 8.22). Таким образом, создаются условия для отвода конденсата в тело полигона ТБО. Поскольку конденсат содержит много твердых примесей, возможно забивание дренажных трубопроводов и колодцев. Поэтому, система сбора биогаза дополнительно оборудована портами для продувки и фильтрами, которые периодически обслуживаются.

Конец трассы магистрального трубопровода в пределах технологической площадки соединен со входом на факельную установку. Факельная установка оборудована системой автоматики и управления, которая обеспечивает надежную работу как самой установки, так и системы сбора биогаза в целом. На факельной установке биогаз сначала проходит через барабанный сепаратор, где от него отделяется капельная влага, которая дренируется в конденсатосборник. После сепаратора, по ходу движения биогаза, стоит механический фильтр, который удаляет пыль с размерами частиц до 5 мкм. Он необходим для очистки биогаза от механических примесей, если газ будет использоваться в двигателе КГУ. За фильтром установлен пламегаситель для предохранения от возможного загорания биогаза в оборудовании.

Непосредственно движение биогаза в системе сбора и на факельной установке осуществляется с помощью центробежной газодувки, которая установлена после пламегасителя. С одной стороны газодувка создает вакуум, который необходим для откачивания биогаза (обычно 3–20 кПа), а с другой – избыточное давление (обычно 10–12 кПа), которое необходимо для подачи биогаза в КГУ. После газодувки биогаз проходит узел измерения его состава и расхода, и с помощью автоматического регулирующего вентиля делится на два потока. Один поток через отсечный вентиль и пламегаситель подается на факел, где сжигается, а другой направляется в КГУ.

Факельная установка (рис. 8.23) оборудована системой автоматики и управления, которая обеспечивает надежную работу как самой установки, так и системы сбора биогаза в целом. Она требует постоянного надзора и периодического технического обслуживания, поэтому на полигоне ТБО должен присутствовать технический персонал, который будет следить также за работой системы сбора.

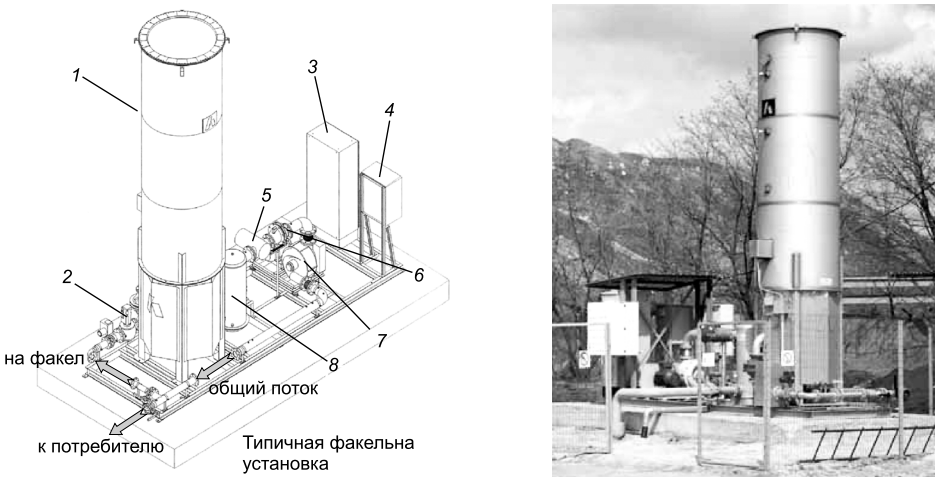


Рис. 8.23. Факельная установка Hofgas-ready 800 на полигоне ТБО:
1 – закрытый факел; *2* – автоматический клапан; *3* – шкаф управления; *4* – газоанализатор; *5* – механический фильтр; *6* – пламегаситель; *7* – газодувка; *8* – сепаратор влаги.

5.2. Расчетное определение количества собираемого биогаза

На эффективности использования когенерационных установок полигонов ТБО сказывается режим образования и сбора биогаза во времени, его физико-химические характеристики. Объем генерируемого биогаза зависит от количества, возраста, морфологического состава накопленных на полигоне отходов, условий эксплуатации полигона и ряда других факторов. Установлено, что интенсивное образование биогаза начинается через 2–3 года после начала эксплуатации полигона и имеет место в пластах отходов, расположенных на глубине большей, чем 5 м. Со временем, в условиях дальнейшей эксплуатации и постоянного накопления отходов на полигоне, объемы образования биогаза постоянно возрастают. Максимальная величина образования биогаза приходится на первый год после окончательного закрытия полигона, затем наблюдается стремительная убыль.

Оценить динамику образования биогаза можно с использованием модели Агентства Защиты Окружающей среды (USEPA), США [35]:

$$Q(t) = L_0 \cdot R \cdot (e^{-kc} - e^{kt}), \qquad (8.1)$$

где Q – количество метана, который генерируется в теле полигона в текущем году t ($м^3$/год); L_0 – потенциал образования метана или удельное газообразование ($м^3$/т ТБО); R – среднее количество ТБО, вывезенных на полигон в течение года ($м^3$/год); k – параметр скорости образования метана (1/год); c – время с момента закрытия полигона (лет), «0» – для действующих полигонов; t – время с начала активной эксплуатации полигона (лет).

Потенциал образования метана L_0 зависит от морфологического состава ТБО и климатических условий региона, в котором расположен полигон, и может меняться в широком диапазоне от нуля (для неорганических отхо-

дов) до 270 м^3/т (для органических отходов с высоким содержанием углерода).

Более точный прогноз выхода биогаза из полигона ТБО можно выполнить согласно методике, которая рекомендована Международной комиссией по проблемам изменения климата (IPCC). Методика использует уточненные значения параметров по годам и базируется на расчетной зависимости:

$$Q(t) = \sum_{x=1}^{t} \left[A \cdot k \cdot L_0(x) \cdot R(x) \cdot e^{-k \cdot (t-x)} \right], \tag{8.2}$$

где $A = (1 - e^{-k})/k$ – множитель нормирования; $L_0(x)$ – потенциал образования метана или удельное газообразование в течение года x (м^3/т ТБО); $R(x)$ – количество ТБО, вывезенных на полигон в течение года x (т/год); x – параметр суммирования по годам, который меняется от единицы до года t; k – параметр скорости образования метана (1/год).

В модели IPCC потенциал образования метана $L_0(x)$ в течение года x может быть определен с помощью следующего уравнения:

$$L_0(x) = MCF \cdot D_1(x) \cdot D_2 \cdot F \cdot (16/12), \tag{8.3}$$

где MCF – показатель коррекции величины образования метана; $D_1(x)$ – массовая частица органического углерода в ТБО (т С/т ТБО); D_2 – доля углерода, который принимает участие в образовании метана и углекислого газа; F – объемная часть метана в биогазе (0,5 в случае образования метана и углекислого газа в соотношении 1:1); 16/12 – стехиометрический коэффициент для перерасчета углерода С в метан CH_4.

Показатель коррекции величины образования метана показывает, какая часть органических фракций отходов окислилась в верхних пластах полигона, который имеет место при недостаточном уплотнении отходов и отсутствии верхнего пласта покрытия на стихийных свалках и полигонах. Для санитарных (управляемых) полигонов рекомендуется использовать значение MCF = 1,0; для неуправляемых свалок с глубинами более 5 м и менее 5 м соответственно 0,8 и 0,6; для некатегорийных свалок – 0,6.

Массовая доля органического углерода в ТБО $D_1(x)$ определяется морфологическим составом ТБО и может быть оценена с помощью известного среднего содержания углерода в разных составляющих ТБО или по соотношению:

$$D_1 = (0{,}4 \cdot A) + (0{,}17 \cdot B) + (0{,}15 \cdot C) + (0{,}3 \cdot D), \tag{8.4}$$

где A – доля бумаги и текстиля (сухого вещества) в ТБО; B – доля садовых и парковых отходов, а также других непищевых органических отходов; C – доля пищевых отходов; D – доля древесных отходов.

Показатель D_2 учитывает ту часть углерода, который содержится в ТБО и не распадается, а потому не принимает участие в образовании метана. IPCC рекомендует использовать для D_2 значение 0,77. В последнее время считается, что эта величина завышена и может быть использована лишь в случае, если из расчетов заранее исключен лигнин, который содержится в ТБО. В противном случае рекомендуется использовать значение показателя D_2 равным 0,5–0,6.

Параметр скорости образования метана k является функцией следующих факторов: морфологического состава ТБО; влажности ТБО; содержания в ТБО органических веществ, в основном целлюлозы и гемицеллюлозы; pH и температуры. В модели IPPC используются значения k в диапазоне от 0,003 до 0,21 (1/год). Для условий Украины рекомендованным значением является 0,05 1/год.

Согласно модели USEPA можно использовать значения k, полученные в полевых исследованиях газообразования на нескольких полигонах. Исследования проводились компанией НТЦ «Биомасса» (г. Киев). В табл. 8.20 представлены данные по скорости образования метана для различных типов ТБО.

Таблица 8.20

Значение параметра скорости образования метана

Тип отходов	Фракция отходов	Модель IPPC				Модель USEPA
		Северный и умеренный климат (СТ ≤ 20 °С)		Тропический климат (СТ > 20 °С)		Рекомендованные для Украины (Метан на рынок – БМ)
		Сухой (СО/СИ < 1)	Влажный (СО/СИ > 1)	Сухой (СО < 1000 мм)	Влажный (СО > 1000 мм)	Умеренный (СО/СИ ≈ 1)
Отходы, которые медленно разлагаются	Бумага, картон, текстиль	0,04	0,06	0,045	0,07	0,028
	Дерево и солома	0,02	0,03	0,025	0,035	0,014
Отходы со средней скоростью разложения	Непищевые органические отходы (садово-парковые отходы)	0,05	0,10	0,065	0,17	0,07
Отходы, которые быстро разлагаются	Пищевые	0,06	0,185	0,085	0,40	0,14

Примечание: СТ – среднегодовая температура, СО – среднегодовое количество атмосферных осадков, СИ – суммарное испарение (испарение плюс транспирация).

На основе полученной динамики образования биогаза можно определить часть биогаза, которая может быть собрана с полигона ТБО и полезно использована. Для закрытых полигонов ТБО эта доля составляет от 30–50 % до 85 %. Для находящегося в эксплуатации полигона доля отбираемого биогаза относительно небольшая в начале периода эксплуатации и возрастает по мере увеличения глубины и площади складирования ТБО. Объем отбираемого

биогаза определяется тремя факторами: относительной площадью полигона, которая покрывается совокупностью радиусов влияния буровых скважин (покрытие полигона), эффективностью сбора биогаза отдельными скважинами и коэффициентом технической готовности системы, зависящем от количества рабочих скважин. Опыт эксплуатации полигонов ТБО показал, что радиус влияния отдельной буровой скважины примерно в 1,25–3,00 раза превышает глубину самой скважины. Эффективность сбора биогаза отдельной скважиной в среднем составляет 85 %. Таким образом, для моделирования динамики образования и сбора биогаза необходимо проанализировать следующие характеристики полигонов ТБО: количество ТБО, вывезенных на полигон; состав ТБО, накопленных на полигоне; площадь, глубина и плотность ТБО на полигоне.

Средняя величина количества ТБО, вывезенных на полигон на протяжении определенного года, и их общее количество, определяются на основе данных, предоставленных оператором полигона. Как правило, операторы полигонов в Украине не имеют полных и достоверных данных относительно количества вывезенных отходов. В случаях, когда такие данные отсутствуют или имеются сомнения в их достоверности, используются геодезические или другие методы определения общего количества накопленных на полигоне отходов, после чего применяются математические подходы для воспроизведения режима поступления ТБО на протяжении всех лет его эксплуатации.

Приближенно можно считать, что количество ТБО, которое ежегодно вывозится и скапливается, пропорционально количеству населения города или района, который обслуживает полигон, норме образования отходов на одного жителя, доле отходов, которые попадают на полигон, и продолжительности эксплуатации полигона. Для Украины удельная норма образования отходов составляет 0,35 т/чел/год, из которых свыше 90 % собирается и попадает на полигон ТБО [36]. При использовании такого метода важно также иметь информацию о других имеющихся полигонах или свалках, которые обслуживают город и район, поскольку определенная часть от общего количества оцененных отходов может вывозиться на эти полигоны.

Для расчетов образования биогаза с использованием модели IPCC рекомендуется использовать усредненный морфологический состав ТБО. Плотность ТБО на полигонах или свалках, на которых не используется уплотнение с использованием специальной техники, может варьироваться в пределах от 0,6 до 0,8 т/м^3 [35], для условий Украины – примерно 0,70–0,75 т/м^3. Динамику образования биогаза, согласно модели IPCC, а также количество собранного метана, который может быть утилизирован, показано на рис. 8.24.

Из условий технической и экономической целесообразности перспективными для внедрения проектов сбора и энергетической утилизации биогаза могут служить полигоны ТБО, на которых объем накопленных отходов составляет не меньше 500 тыс. т, возраст отходов – не менее 3 лет, а глубина полигона – не менее 10 м. С учетом описанных приближенных подходов при определении основных характеристик полигонов ТБО и с использованием модели IPCC, проанализированы основные показатели полигонов ТБО в Украине, на которых целесообразно внедрение систем сбора и утилизации биогаза. Результаты расчетов приведены в табл. 8.21.

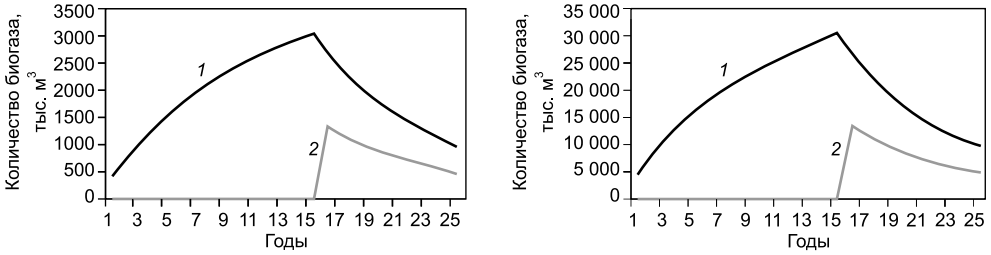


Рис. 8.24. Образование и сбор биогаза из разных полигонов ТБО Украины:
а – полигон города с 200 тыс. жителей; *б* – полигон города с 1 млн жителей; *1* – образованный биогаз; *2* – собранный биогаз.

Таблица 8.21

Основные характеристики полигонов Украины, пригодных для внедрения систем сбора биогаза

Характеристики полигона ТБО	Полигон городов с населением		
	100–200 тыс. чел.	**200–500 тыс. чел.**	**500 тыс. – 1 млн чел.**
Норма образования ТБО, т/чел/год	0,35		
Доля вывезенных ТБО, %	90		
Время эксплуатации полигона, лет	15		
Объем накопленных ТБО, тыс. $м^3$	634,0–1259,0	1259,0–3148,7	3148,7–6347,1
Плотность накопленных ТБО, $т/м^3$	0,75		
Площадь полигона, га	8,5–13,9	13,9–23,8	23,8–33,0
Глубина полигона, м	10–12	12–18	18–28
Количество накопленных ТБО, тыс. т	475,5–944,2	944,2–2361,6	2361,6–4760,3
Количество образованного биогаза за 10 лет, млн $м^3$	16,6–33,2	33,2–83,1	83,1–166,3
Средняя электрическая мощность, возможная к установке, $кВт_э$	260–520	520–1300	1300–2600

Примечание: показатель коррекции величины образования метана MCF = 0,8; доля собранного биогаза φ = 0,5.

Рассматривался условный полигон в форме усеченного конуса с пологой боковой поверхностью (наклон 1:3). Также было сделано предположение, что полигоны, которые удовлетворяют минимальным требованиям, расположены возле городов с населением, большим чем 100 тыс. чел.

В Украине существует потенциал для внедрения 13 КГУ на биогазе из полигонов ТБО мощностью до 0,5 $МВт_э$, 23 КГУ мощностью от 0,5 до 1,3 $МВт_э$ и 9 КГУ мощностью свыше 1,3 $МВт_э$. Эти 45 проектов составляют лишь 5 % от общего количества полигонов, которые эксплуатируются или уже закрыты.

5.3. Когенерация на базе биогаза с полигонов ТБО

Наиболее распространенная технология использования биогаза полигонов ТБО связана с его утилизацией в газопоршневых электрогенерирующих установках. Единичная установленная электрическая мощность газопоршневого двигателя (ГПД) находится в диапазоне от 0,33 до 1,20 МВт. Сбросное тепло рубашки охлаждения двигателя, дымовых газов и масляной системы полезно используется при производстве тепловой энергии, повышая коэффициент использования топлива до 80–90 % (см. гл. 3). ГТУ для утилизации биогаза используется значительно реже, не считая микротурбинных генераторов мощностью 30–200 кВт$_э$. Например, в США по состоянию на 2009 г. в 379 проектах из 526 реализованных на полигонах ТБО предусмотрено производство электрической энергии, из которых 26 проектов с использованием когенерационных схем, причем в последнем случае ГПД были установлены на 60 % станций, а их общая установленная мощностью составляла около 55 МВт$_э$ [37]. В остальных случаях использованы ГТУ и микротурбины. Перед подачей биогаза в двигатель требуется подготовка и очистка его от избыточного содержания влаги, твердых частиц и некоторых агрессивный соединений. Даже незначительное содержание примесей может привести к техническим проблемам при эксплуатации двигателя. Например, высокое содержание хлористых и фтористых соединений приводит к быстрому старению смазочного масла двигателя. Биогаз из полигонов ТБО в ряде случаев может содержать значительное количество сероводорода, который обусловливает быструю коррозию элементов энергетического оборудования, особенно в низкотемпературных зонах.

Самое большое количество проектов (около 1150) осуществлено на полигонах ТБО в странах Европы; в странах Северной Америки (без США) – 400 таких проектов. Общая установленная электрическая мощность введенных установок в мире достигает 3500 МВт$_э$. Наибольшая часть установленных мощностей приходится на Северную Америку, в частности на США, благодаря наличию весьма крупных полигонов ТБО, на которых может работать несколько десятков ГПД с общей мощностью до 50 МВт$_э$. Подобная установка на 50 МВт$_э$ работает в Республике Корея.

В табл. 8.22 приведены статистические данные по энергетической утилизации свалочного газа в некоторых странах Европы, имеющих суммарную установленную мощность двигателей более 20 МВт, по состоянию на 2010 г.

Таблица 8.22

Обобщенные данные по энергетическим установкам на свалочном газе в некоторых странах Европы [38]

Страна	Количество проектов, шт.	Установленная мощность, МВт$_э$	Потребление биогаза, тыс. м^3/ч	Сокращение эмиссии CO_2, млн т$_{экв}$/год
Великобритания	202	450,2	213,3	15,1
Греция	2	28,8	13,7	1,1
Дания	25	22,0	5,9	0,5

Окончание табл. 8.22.

Страна	Количество проектов, шт.	Установленная мощность, $МВт_э$	Потребление биогаза, тыс. $м^3/ч$	Сокращение эмиссии CO_2, млн $т_{экв}$/год
Ирландия	12	29,5	14,0	1,1
Испания	14	36,0	20,7	1,6
Италия	141	210,0	99,5	7,9
Нидерланды	47	62,0	26,6	2,1
Германия	330	250,0	118,4	9,4
Норвегия	41	28,0	5,8	0,5
Польша	73	39,9	18,9	1,5
Турция	6	48,0	12,4	1,0
Финляндия	33	54,2	25,7	2,0
Франция	65	30,0	12,4	1,0
Чехия	61	23,0	10,9	0,9
Швеция	60	42,1	20,0	1,6

6. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БИОТОПЛИВА НА ПРЕДПРИЯТИЯХ УКРАИНЫ

Энергетический потенциал биомассы в Украине оценивается на уровне 25–27 млн т у. т., из которых около 16 млн т у. т. практически доступны уже сегодня. Отходы сельского хозяйства и древесины составляют свыше 90 % от общего потенциала БМ, что позволяет обеспечить около 8 % первичной энергии в энергетическом балансе государства. Экспорт из Украины гранул и брикетов из соломы и древесины составлял в 2012 г. 280 тыс. т (153 тыс. т у. т.) или 0,08 % ПЭР. Угольные энергоблоки ТЭС и ТЭЦ Украины, использующие технологии пылевого сжигания угля Львовско-Волынского и Донецкого бассейнов марок АШ, Г, Т, ДГ, ГСШ, пригодны для совместного сжигания угля с биомассой.

Сырьевая база

Наличие достаточного количества сырья по доступной цене есть одним из определяющих факторов при выборе местоположения энергетического объекта и основного вида биомассового топлива для него. Основные виды твердой биомассы, которые являются доступными в необходимом количестве и могут быть использованы в качестве топлива: излишек соломы зерновых культур и другие сухие сельскохозяйственные отходы в тюках; вторичные отходы сельского хозяйства и промышленности (зерно, шелуха); отходы лесного хозяйства и деревообработки, отходы бумажной промышленности; органическая часть ТБО и органическая твердая часть стоков; навоз и помет. Основной потенциал отходов сельского хозяйства сосредоточен в централь-

ной и юго-восточной части Украины, отходов древесины – в северной и западной части страны, биогаза, полученного из отходов животноводства, – в центральной и юго-восточной части, биогаза из полигонов ТБО – городах с населением свыше 500 тыс. чел.

Образование БМ и отходов может иметь локальный характер, например, на предприятиях деревообрабатывающей и перерабатывающей промышленности. Необходимое количество сырья для энергетического использования не должно превышать 50–80 % доступного потенциала в радиусе 50 км от объекта. Следует анализировать и учитывать существующее потребление БМ в данном регионе (животноводческие фермы, грибные хозяйства, другие котельные, предприятия по производству гранул и брикетов из БМ). Исходя из европейского опыта, количество биомассы в радиусе 50 км позволяет обеспечить станцию мощностью 2–15 МВт$_э$.

Использование собственных отходов производства для получения тепловой и электрической энергии с целью обеспечения технологических нужд является одним из простых и эффективных способов снижения энергетических затрат и уменьшения зависимости от импортированного природного газа. Этот путь повышения энергоэффективности широко используется на предприятиях масложирового комплекса («Винницкий МЖК», «Кировоград масло», «Запорожский МЭЗ»), на предприятиях деревообрабатывающей промышленности («ОДЕК Украина», «Униплит», завод МДФ в г. Коростень), где отходы сжигаются в котлах, предназначенных для производства технологического пара, а также в мощных животноводческих комплексах («Терезино», «Оленевка»), где производство электроэнергии из биогаза является дополнительной мерой при выполнении условий санитарной очистки и переработки отходов производства. Энергетический потенциал биомассы различных видов в Украине представлен в табл. 8.23.

Таблица 8.23

Энергетический потенциал биомассы в Украине, 2013 г.*

Вид биомассы	**Теоретический потенциал**	**Доля, доступная для получения энергии, %**	**Экономический потенциал, млн т у. т.**
Солома зерновых культур	30,6 млн т	30	4,54
Солома рапса	4,2 млн т	40	0,84
Отходы производства кукурузы на зерно (стебли, стержни початков)	40,2 млн т	40	4,39
Отходы производства подсолнечника (стебли, корзинки)	21,0 млн т	40	1,72
Вторичные отходы с/х (шелуха, жом)	6,9 млн т	75	1,13
Древесная биомасса (дрова, порубочные остатки, отходы деревообработки)	4,2 млн т	90	1,77
Биодизель (из рапса)	–	–	0,47

Окончание табл. 8.23.

Вид биомассы	Теоретический потенциал	Доля, доступная для получения энергии, %	Экономический потенциал, млн т у. т.
Биоэтанол (из кукурузы и сахарной свеклы)	–	–	0,99
Биогаз из отходов и побочной продукции АПК	1,6 млрд $м^3$ метана (CH_4)	50	0,97
Биогаз с полигонов ТБО	0,6 млрд $м^3$ CH_4	34	0,26
Биогаз из сточных вод (промышленных и коммунальных)	1,0 млрд $м^3$ CH_4	23	0,27
Энергетические культуры***: – ива, тополь, мискантус – кукуруза (биогаз)	 11,5 млн т 3,3 млрд $м^3$ CH_4	 90** 90**	 6,28 3,68
Торф	–	–	0,40
Всего	–	–	**27,71**

* *Экспертная оценка авторов. Консервативная оценка авторов включает основные виды биомассы, имеющие значительное влияние на объем потенциала. На практике источников биомассы намного больше – отходы зерноочистки элеваторов, ботва сахарной свеклы, биомасса камыша и другие.*

** *Учитываются потери при сборе урожая.*

*** *При условии 1 млн га под ивой, тополем, мискантусом и 1 млн га под кукурузой на силос.*

Площадь незадействованных сельскохозяйственных земель в Украине составляет **3–4** млн га, по данным 2012 года – **3,5** млн га.

Величина энергетического потенциала биомассы в Украине колеблется по годам и зависит главным образом от урожайности основных сельскохозяйственных культур. Так, в 2013 г. был собран рекордный за последние 20 лет урожай зерновых и зернобобовых культур (63 млн т), поэтому экономический потенциал биомассы также достиг своего максимального значения – почти 28 млн т у. т. Напротив, 2003 год был одним из самых неурожайных по зерновым культурам (20 млн т), и потенциал биомассы не превышал 18,5 млн т у. т.

7. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПАРОВЫХ ВИНТОВЫХ МАШИН ДЛЯ РЕКОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ КОТЕЛЬНЫХ

Применение паровых противодавленческих турбин в когенерационных установках небольшой мощности (менее 1 МВт), характерных для биоэнергетических технологий, становится малопривлекательным вследствие относительного снижения КПД требуемых для этого паротурбинных установок, а

также их высокой чувствительности к качеству пара – повышенной влажности, возможности каплеобразования и, как следствие, эрозии лопаточного аппарата последних ступеней турбины. В то же время комбинированные установки именно малой мощности представляют наибольший практический интерес для биоэнергетики вследствие широких потенциальных возможностей использования биотоплив в котельных небольшой мощности (паропроизводительностью – до 50 т/ч). Поэтому в конце XX столетия начались активные работы по созданию паровых винтовых машин (ПВМ), которые являются по сути обращением винтовых компрессоров, разрабатывавшихся еще с конца 30-х годов [39]. Ожидалось, что конденсация пара, возможная в процессе его расширения в ПВМ, не окажет такого отрицательного воздействия на характеристики машины, как это имеет место в лопаточных машинах. В частности, предполагалось, что попадание конденсата в зазоры между роторными и статорными деталями должно уменьшить утечки рабочего тела, а снижение скорости течения пара в рабочих каналах – уменьшит эрозионный износ деталей от образующихся в потоке капель конденсата. В результате ожидалось увеличение внутреннего КПД и надежности ПВМ по сравнению с паровой турбиной при одинаковых параметрах пара.

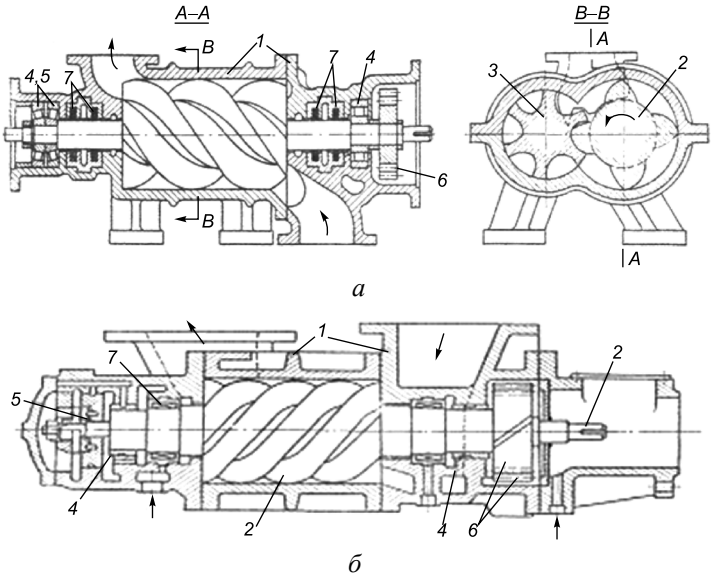
В 1991 г. в Центральном институте авиационного моторостроения (ЦИАМ) были проведены первые экспериментальные исследования на модельной установке ПВМ [40], подтвердившие работоспособность винтовой конструкции паровой турбины. Параллельно в ООО «Про-ком» под руководством В. И. Ведайко, одного из ведущих конструкторов винтовых компрессоров в ЦКБ «Компрессор», проводились работы по созданию опытного образца паровой винтовой турбины мощностью 250 кВт, успешно прошедшей в последствии опытно-промышленные испытания. Под его руководством с 2003 г. осуществляются опытно-конструкторские разработки ПВМ мощностью 1000 кВт в компании ЗАО «Эко-Энергетика» (г. С.-Петербург). В апреле 2011 г. установка ПВМ-1,0 введена в эксплуатацию в котельной МУП «Муравленковские коммунальные системы», г. Муравленко (ЯМАО) [41].

В модельном ряду продукции ЗАО «Эко-Энергетика» разработаны также ПВМ-500 и ПВМ-800 на начальные параметры пара $P_0 = 0{,}8 \div 1{,}4$ МПа, t_0 до 300 °С и давление на выходе 0,2–0,6 МПа при расходе пара 7–14 т/ч для ПВМ-500, 7–20 т/ч – для ПВМ – 800 и 10–25 т/ч для ПВМ – 1000.

Еще одним крупным производителем паровых винтовых машин в России является ООО «ВМ-энергия» (г. Уфа). Компанией разработана ПВМ-2000АГ мощностью $N_э = 800$ кВт с асинхронным генератором, установленная на ОАО «Раевский сахарный з-д» в 2004 г. В 2007 г. запущена в эксплуатацию на Уфимской ТЭЦ-4 ПВМ-2000АГ-1600 мощностью 1200–1400 кВт (новости ОАО «Башкирэнерго»).

Основными деталями винтовой машины являются винты, корпус, подшипники, уплотнения и шестерни, связывающие валы винтов (рис. 8.25). Винты постоянного сечения помещаются в цилиндрических расточках корпуса. Расточки пересекаются между собой, образуя в поперечном сечении фигуру в виде восьмерки. Витки (нитки) винта, в дальнейшем именуемые зубьями, в сечении плоскостью, перпендикулярной оси винта (в сечении торцевой плоскости), очерчены специальными кривыми, образующими профиль

зубьев. Профиль подбирается таким образом, чтобы при взаимном соприкосновении винтов их зубья образовывали теоретически беззазорное сопряжение. В свою очередь вершины зубьев, при вращении винтов описывающие цилиндрическую поверхность, образуют с расточками корпуса также теоретически беззазорное сопряжение, хотя практически и в том и в другом случае имеются малые, безопасные для движения винтов зазоры.



а

б

Рис. 8.25. Схематический разрез винтовой машины с подшипниками качения (*а*) и подшипниками скольжения (*б*).

Для сохранения двухсторонних боковых зазоров между зубьями винтов их валы соединяются шестернями, исключающими возможность взаимного касания винтов. Сохранение зазоров между винтами и корпусом в радиальном и осевом направлениях обеспечивается опорными и упорным подшипниками.

Клапаны либо другие какие-либо распределительные органы у винтового агрегата отсутствуют. Он не имеет также частей, совершающих возвратно-поступательные движения.

Число винтов в винтовых машинах равно двум. Один из них *2* – ведущий, присоединенный к генератору (насосу, дымососу и т. д.), имеет выпуклые и широкие зубья; другой *3* – ведомый имеет вогнутые и узкие зубья. Крутящий момент передается только ведущим винтом, поэтому шестерни, связывавшие винты (шестерни связи), почти полностью разгружаются от передачи усилий.

На валах роторов располагаются также другие детали, такие как маслоотбойные кольца, гребни упорных подшипников, элементы уплотнений *7*, втулки и т. п.

В качестве опорных подшипников *4* применяются подшипники качения или скольжения. Осевые усилия, действующие на роторы, воспринимаются упорными подшипниками *5*, которые иногда совмещаются с опорными.

Корпуса винтовых машин, как правило, литые, но они могут быть изготовлены и сварными. Материалом для литых корпусов служит серый чугун средних марок или модифицированный чугун; стальное литье типа Л-25; сплавы алюминия типа Л-2 применяются для винтовых машин транспортных установок, для которых снижение веса имеет существенное значение. Корпус винтовой машины обычно имеет несколько разъемов: продольный – в плоскости продольных осей валов и один или два поперечных – в плоскостях, совпадающих с торцами винтов. Как показывает опыт, корпус винтовой машины, несмотря на жесткость фланцев и поперечных ребер, при наличии продольного разъема может деформироваться. В таких случаях между осями винтов на корпусе ставят стяжные болты. Радикальным способов борьбы с деформацией корпуса является отказ на нем от продольного разъема. При этом достигается некоторая экономия в весе и в трудоемкости обработки корпуса. Обязательным является поперечный разъем в плоскости торца впуска.

При наличии всех трех разъемов (продольного и двух поперечных) открывается свободный доступ ко всем деталям агрегата при сборке и разборке, облегчается установка и регулировка зазоров между винтами, роторами и корпусом и т. п. Применение такого числа разъемов, особенно для средних и крупных машин, вполне себя оправдывает.

Роторы винтовой машины вращаются вокруг параллельных осей. Они состоят из валов, винтов и других деталей, насаженных на валы. Главной частью каждого ротора является винт. Винты изготавливаются заодно с валами или насаживаются на них. Насадные винты применяются преимущественно в случае изготовления их из дюраля, чугуна или других материалов при стальных валах. Иногда винты выполняются пустотелыми, с глухим креплением в них хвостовиков валов. Фланцы последних скрепляются с винтами гужонами или обваркой по периметру. Шестерни связи выполняются из стали средней твердости.

Рис. 8.26. ПВМ АВПР-1,0 с генератором электрической мощностью 1000 кВт в производственной котельной ОАО «НПФ ПИГМЕНТ».

Подшипники винтовых машин характеризуются прежде всего высокими окружными скоростями. Для малогабаритных и маломощных винтовых машин, как правило, удается подобрать каталожные подшипники качения. Применение подшипников качения в винтовых машинах упрощает и удешевляет конструкцию всей машины. Упорные подшипники применяются двусторонние ввиду возможности появления осевых сил обратного направления. Это может произойти в момент пуска или при работе агрегата.

Подробное описание агрегата АВПР-1,0 (см. рис. 8.26) мощностью 1 МВт, разработанного ЗАО «Эко-

энергетика» и в 2007 г. веденного в эксплуатацию в котельной завода «Пигмент» (г. Санкт-Петербург), с типичным для ПВМ винтовым паровым расширителем, приведено в [42].

Кроме указанных выше агрегат включает следующие основные узлы:

– встроенный редуктор;
– маслосистему;
– разгрузочное устройство.

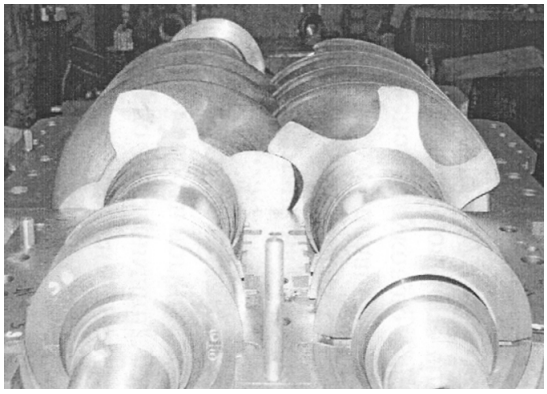


Рис. 8.27. Конструкция ротора ПВМ.

Корпус установки выполнен из высокопрочного чугуна, литой, имеет горизонтальный и вертикальные разъемы, обеспечивающие доступ к основным узлам при сборке и ремонтах.

Роторы (см. рис. 8.27) – стальные, установлены в корпусе на подшипниках скольжения, на них нарезаны винты специального профиля, находящиеся в бесконтактном зацеплении, обеспечиваемом шестернями связи. Здесь использован опыт проектирования винтовых компрессоров, обеспечивающий надежную регулировку профильных зазоров в области зацепления винтов. Устранение касания винтов обеспечило длительную надежную работу установки.

Встроенный редуктор обеспечивает требуемую частоту вращения генератора при минимально возможных габаритах установки. Вал шестерни редуктора установлен в подшипниках скольжения. Осевые усилия в шестернях редуктора воспринимаются радиально-упорными шарикоподшипниками с разрезным внутренним кольцом. На крышке редуктора установлен сапун, предназначенный для отвода паров масла из редуктора.

Маслосистема установки включает основной встроенный маслонасос, связанный с выходным валом редуктора, а также пусковой маслонасос с электроприводом. Пусковой насос используется для подачи масла в систему при пуске установки и отключается при выходе на режим встроенного основного маслонасоса. Маслосистема включает также масляный фильтр, охладитель масла и маслобак и обеспечивает смазку подшипников расширителя, редуктора а также смазку и охлаждение зубчатых передач.

Разгрузочное устройство установлено на ведущем роторе и за счет перепада давления пара позволяет снизить осевую силу, действующую на ротор. Частично осевые нагрузки на ротор воспринимаются радиально- упорным подшипником качения.

Для исключения протечек пара в масляную систему и в атмосферу применены лабиринтные и радиально щелевые угольные уплотнения, установленные на концах валов и в разгрузочном устройстве. Для предотвращения попадания масла в уплотнительные узлы использованы стандартные уплотнения лабиринтного типа.

Оригинальная конструкция камеры подвода пара к расширителю позволяет изменять размеры окон на входе путем механической обработки тор-

цевой части валов и за счет сменных литейных вставок в радиальной части окон. Это обеспечивает работу базовой установки при неизменной частоте вращения выходного вала (3000 об/мин) и противодавлении 0,2 МПа как при начальном давлении пара 1,4 МПа, так и 0,7 МПа.

Паровая винтовая машина (турбина) работает следующим образом. При согласованном вращении (в противоположных направления) роторов область сопряжения каждой пары гребня и канавки винтов перемещается от входа пара в расширитель к его выходу, увеличивая объем канавки в винте ведомого ротора. Зуб ведущего ротора в области сопряжения с ведомым ротором перекрывает в нем канал (впадину винта) и выполняет роль движущегося поршня. Пар, поступающий в канавку из камеры подвода, при некотором повороте ротора отсекается от камеры подвода и далее расширяется по мере увеличения объема канавки, совершая работу через ведущий ротор (рис. 8.28). Изменяя размеры впускного окна можно изменять объем начального заполнения паром канавки винта (за счет изменения времени отсечки) и, следовательно, изменять мощность расширителя при неизменных геометрических размерах его рабочих элементов.

Расширение пара в канавке винта завершается при достижении точкой сопряжения винтов выпускного окна, после чего пар поступает в трубопровод низкого давления и используется для технологических нужд потребителя.

Следует отметить, что винт расширителя проектируется многозаходным, поэтому расширение пара происходит одновременно во всех каналах винта, хотя фазы расширения в каналах различные – начиная от фазы заполнения в первом канале и кончая фазой выхлопа в последнем. Цикл расширения пара в каждом канале соответствует одному обороту ротора.

а *б* *в*

Рис. 8.28. Принцип действия ПВМ:
а – начальное заполнение паровой полости; *б* – расширение пара;
в – выпуск отработанного пара.

Как видим, рабочий процесс винтовой паровой машины аналогичен рабочему процессу поршневой паровой машины: порция пара расширяется в канале с движущимся поршнем, производящим полезную работу. Отличие состоит лишь в том, что в поршневой машине требуется возврат поршня в начальное положение, а в винтовой машине такой возврат не требуется: на каждом цикле в машину подается как бы новый цилиндр и поршень, благодаря чему возвратно-поступательное движение исполнительного механизма поршневой машины изменяется на вращательное винтовой, что является большим преимуществом последней. Кроме того процесс расширения пара в винтовой машине своей квазинепрерывностью подобен процессу расширения пара в

турбине, что обеспечивает высокий внутренний КПД винтовой машины и равномерность вращения рабочего вала.

При адиабатном расширении пара его температура снижается и возможно образование конденсата. Однако, в отличие от лопаточных машин выпадение влаги в винтовой машине является полезным, т. к. под действием центробежных сил влага собирается на периферийных участках винтов и закупоривает радиальные зазоры между ротором и статором, что снижает утечки через них рабочего тела, вследствие чего внутренний КПД расширителя увеличивается до 70 %. В то же время вследствие сравнительно невысоких скоростей потока пара в каналах винта (не более 100–110 м/с) образовавшиеся капли конденсата не вызывают эрозионного износа винтов, что обеспечивает высокий ресурс и надежность ПВМ.

При расчетах ПВМ основываясь на опыте создания винтовых компрессоров окружная скорость вращения ведущего винта принимается на уровне 100–110 м/с. Исходя из заданного перепада давлений пара на расширителе и мощности ПВМ определяется расход пара, геометрические размеры винта и впускного окна, обеспечивающего требуемый начальный объем подводимого пара и заданную степень его расширения. В табл. 8.24 приведены технические характеристики ПВМ АВПР-1,0.

Таблица 8.24

Технические характеристики базовой модели АВПР-1,0

Показатель	**Величина**
Тип расширителя	Винтовой
Диаметры (наружные) винтов, мм	315
Длина винтов, мм	425
Геометрическая степень расширения	3,5
Рабочая среда	Насыщенный водяной пар
Параметры пара: – давление на входе, МПа – температура на входе, °С – давление на выходе, МПа – температура на выходе, °С	 1,4 не более 195 0,2 не более 120
Массовый расход пара, тыс. кг/ч	18
Частота вращения ведущего ротора, тыс. об/мин	6
Частота вращения выходного вала, тыс. об/мин	3
Мощность на выходном валу, МВт	Не менее 1,0
Внутренний относительный КПД, %	67–70
Напряжение/частота тока, В/Гц	380/50
Габаритные размеры расширителя, Д×Ш×В, мм	2420×1300×1440
Масса расширителя, кг	3500

Агрегат АВПР-1,0 обладает следующими преимуществами по сравнению с другими типами паровых машин (поршневой машиной, паровой турбиной):

1) высокой надежностью, ремонтопригодностью и длительным моторесурсом, что определяется простотой его конструкции;
2) малыми габаритами и массой, что достигается быстроходностью рабочих органов, совершающих вращательное движение, и высокой степенью расширения в одной ступени;
3) неприхотливостью к чистоте и качеству пара, нечувствительностью к наличию в рабочем потоке капельной жидкости и к гидравлическим ударам;
4) более высоким относительным внутренним КПД (67–70 %);
5) высокой степенью уравновешенности роторов расширителя, позволяющей отказаться от массивных фундаментов;
6) высокой равномерностью вращения;
7) простотой обслуживания и низкими эксплуатационными расходами;
8) технической возможностью приспосабливать базовую конструкцию агрегата к конкретным условиям заказчика в широком диапазоне начальных и конечных параметров пара.

Если установка АВПР-1,0 предназначена для параллельной работы с сетью, то целесообразно применять асинхронный генератор, обладающий рядом преимуществ по сравнению с синхронным генератором (СГ):

– отсутствием дорогой и сложной системы синхронизации генератора с сетью;
– упрощается электросиловая часть установки, уменьшается количество релейных защит генератора, и, в конечном счете, повышается надежность электроснабжения;
– уменьшается стоимость всей энергоустановки за счет меньшей стоимости генератора и электросиловой части
– асинхронный генератор не влияет на частоту и форму синусоиды электрических колебаний сети.

Недостатком асинхронного генератора является потребление им реактивной мощности из сети, однако это можно скомпенсировать путем параллельного включения батареи конденсаторов или синхронного компенсатора.

Если энергоустановка с АВПР-1 предназначена для автономной работы, то целесообразно применять синхронный генератор. В этом случае:

– вырабатывается как активная, так и реактивная мощность, что дает возможность полного или частичного отключения конденсаторных батарей в сети потребителя, устанавливающего у себя синхронный генератор;
– возможно использовать СГ в любом режиме работы – базовом, автономном, аварийном.

ПВМ изначально создавались, как дополнительное оборудование для производства электроэнергии в паровых, пароводогрейных котельных (отопительных, производственных, производственно-отопительных), работающих на любом виде топлива и вырабатывающих пар давлением не ниже 1,3–0,6 МПа любого качества, в том числе насыщенный, высокой влажности.

На рис 8.29 показано преобразование существующей промышленно-отопительной котельной в мини-ТЭЦ для покрытия собственных нужд в электроэнергии и отдачи ее излишков во внешние сети.

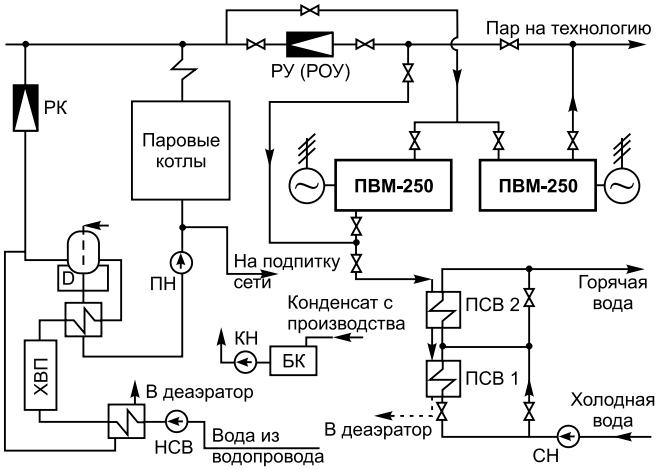


Рис. 8.29. Схема Мини-ТЭЦ на базе промышленно-отопительной котельной и 2-х ПВМ.
РУ (РОУ) – редукционная (редукционно-охладительная) установка; ХВП – химводоподготовка котельной; D – деаэратор атмосферного типа; ПН – питательные насосы; КН – конденсатные насосы; БК – бак конденсатный; СН – сетевой насос; НСВ – насос сырой воды; ПСВ1, ПСВ2 – подогреватели сетевой воды; РК – регулирующий клапан.

Исследования ЗАО «Малая независимая энергетика» показали, что для котельных с тремя котлами ДЕ-2,5 (4,0; 6,5; 10,0), работающими на газе (мазуте), 100 % потребности в электроэнергии покрываются двумя (или одной) ПВМ-250-ЭГ. Единичная мощность ПВМ-250 составляет 250 кВт, но в случае больших собственных нужд можно и целесообразно устанавливать несколько ПВМ-250 в параллель. Так, например, надстройка котельной группой из четырех ПВМ-250 позволит производить до 1 МВт электроэнергии во время отопительного сезона, а по мере снижения тепловой нагрузки можно останавливать «лишние» агрегаты и вырабатывать меньшее количество электроэнергии (750, 500, 250 кВт), в режиме, близком к номинальному. Для сравнения: при установке единичного лопаточного агрегата мощностью 1,0 МВт, только 1–2 месяца в году турбогенератор будет работать в режиме, близком к номинальному. По мере снижения тепловой нагрузки (при уменьшения производства и расхода пара) эффективность работы турбогенератора будет снижаться, а при достижении уровня 30 %, дальнейшая эксплуатация будет невозможной. Модульный (из ПВМ-250) набор мощности позволяет также снизить затраты на надстройку за счет установки агрегатов на разных площадках в существующих помещениях вместо строительства нового здания для агрегата мощностью 1 МВт, а также в четыре раза повысить надежность энергоснабжения.

Литература

1. Energy technology perspectives 2008 Scenarios and strategies to 2050, IEA
2. EU Energy in Figures. Publication of European Commission, 2013 http://ec.europa.eu/energy/publications/doc/2013_pocketbook.pdf
3. European Bioenergy Outlook. AEBIOM, 2013 http://www.aebiom.org/blog/aebiom-statistical-report-2013/
4. Renewable Energy Road Map. Renewable energies in the 21st century: building a more sustainable future. COM (2006) 848 final, Brussels, 10.01.2007. http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=COM:2006:0848:FIN:EN:PDF
5. Статистические данные Европейской Комиссии в секторе энергетики http://epp.eurostat.ec.europa.eu/portal/page/portal/energy/other_documents
6. Энергетический баланс Украины за 2012 год. Экспресс-выпуск Государственной службы статистики Украины № 08/4-16/240 от 20.12.2013.
7. Закон України про альтернативні види палива http://zakon.rada.gov.ua/cgi-bin/laws/main.cgi?nreg=1391-14
8. IEA Bioenergy http://www.ieabcc.nl/
9. Leckner B. and Karlsson M. (1993) 'Gaseous emissions from circulating fluidised bed combustion of wood' // Biomass and Bioenergy. – Vol. 4, N 5. – pp. 379–389.
10. Kilpinen P. (1992) Kinetic modelling of gas-phase nitrogen reactions in advanced combustion processes, Report 92–7, PhD thesis, Abo Akademy University, Abo, Finland.
11. Schmidt A., Zschetzsche A. and Hantsch-linhart W. (1994) Analysen von biogenen Brennstoffen, Endbericht zum gleichnamigen Forschungsprojekt, Bundesministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst (ed.), Vienna, Austria.
12. Посібник з моніторингу полігонів твердих побутових відходів – Донецьк: Тасіс, 2004. – 291 с.
13. «Ukraine National Municipal Solid Waste Management Strategy: Existing Situation and Strategic Issues Report», Danish Cooperation for Environment in Eastern Europe (DANCEE), Ukrainian State Committee for Housing and Municipal Services, 2004.
14. Горох Н. П. Экологическая оценка вредных веществ при комплексной утилизации муниципальных отходов // Научно-технический сборник. – № 63. – С. 172–181.
15. Экология окружающей среды стран СНГ www.ecplogylife.ru
16. Biomass Conversion process for Energy and Fuels. University of Oklahoma Norman / S. Sofer 1981.
17. The Biomass Assessmen Hand Book, 2007.
18. The Biomass Assessment Handbook. Bioenergy for a Sustainable Environment. Edited by Frank Rosillo-Calle, Peter de Groot, Sarah L. Hemstock and Jeremy Woods.
19. Co-firin techniques for wood and coal. Review of the various co-firing concepts in Europe. VTT Technical Research Centre of Finland, Heikki Oravainen, Janne Karki.
20. Bolhar-Nordenkampf M., Tschanun I. and Kaiser S. (2006) 'Operating experience from two new biomass fired FBC-plants', in Proceedings of the World Bioenergy 2006 Conference& Exhibition on Biomass for Energy, May/June 2006, Jönköping, Sweden, Swedish Bioenergy Association, Stockholm, Sweden, pp. 174–181.
21. Дунаевская Н. И., Засядько Я. И., Шупик И. С., Щудло Т. С. Технологии совместного сжигания биомассы и угля в пылеугольных топках // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2007. – № 3. – С. 10–17.

22. Eurostat http://epp.eurostat.ec.europa.eu
23. Combined Heat and Power. Evaluating the benefits of greater global investment. IEA 2008.
24. Баадер В., Доче Е., Бренндерфер М. Биогаз. Теория и практика. – М.: Колос, 1982.
25. Железная Т. А., Гелетуха Г. Г. Сучасний стан та перспективи розвитку біоенергетики в Україні. Частина 2 // Пром. теплотехника. – 2010. – Т. 32, № 4. – С. 94–100.
26. Tillman D. Biomass co-firing: the technology, the experience, the combustion consequences // Biomass and bioenergy. – 2000. – V. 19, № 6. – P. 365–384.
27. Wiltsee G. Lessons learned from existing biomass power plants // NREL / SR-570-26946. – 2000. – 144 p.
28. Kötter M. Report on the current situation and prospects of frame conditions for biogas technology in Germany and Europe. – International training course. IBBR. – 28 September – 2 October 2009.
29. Баадер В., Доче Е., Бренндерфер М. Биогаз. Теория и практика. – М.: Колос, 1982.
30. IEA Statistics. Renewables Information, OECD/IEA, 2010.
31. Anaerobic digesters continue growth in U.S. livestock market // US EPA, November, 2007
32. State of biogas plants in European agriculture // Danish Agricultural Advisory Service. – October, 2007
33. EurObserv'ER 2009.
34. Міжнародне Енергетичне Агентство http://iea.org
35. Orlic M., Kerr T. A Guide for Methane Mitigation Projects. Gas-to-Energy at Landfills and Open Dumps / U.S. EPA, pp. 67, November 1996.
36. Березницкая М. В., Бутрим О. В., Панченко Г. Г., Пироженко Ю. В., Скибик С. Я., Хабатюк А. П. Национальный кадастр антропогенных выбросов из источников и абсорбции поглотителями парниковых газов в Украине за 1990–2007 гг. – Киев: Министерство охраны окружающей природной среды Украины, 2009. – 319 с.
37. Sarah J. Simon, Amanda R. Singleton and John F. Carter. Landfill Gas as Fuel for Combined Heat and Power / Cogeneration and Distributed Generation Journal. Vol. 22, N 4. – 2007. – P. 33–44.
38. Gasification demonstration plants in Austria, Markus Bolhàr-Nordenkampf, Hermann. Hofbaue IV. International Slovak Biomass Forum, Bratislava, February 9th–10th, 2004.
39. Сакун И.А. Винтовые компрессоры. – Л.: Машиностроение, 1970. – 400 с.
40. Березин С. Р., Богачева А. И. Технология энергосбережения на базе паровой винтовой машины // Энергосвет. – 2010, № 7 (12).
41. Богачева А. И., Никитин М. Н., Шаповалов А. Н. Паровинтовая машина ПВМ-1000 обеспечивает электроэнергией центральную котельную в г. Муравленко // Турбины и дизели. – 2011, № 3.
42. Боровков В. М., Бородина О. А. Паровая винтовая машина мощностью 1000 кВт для использования в малой энергетике (http: // www. combienergy.ru/stat910p2.html).

Довідкове видання

Клименко Віктор Миколайович
Мазур Олександр Іустинович
Письменний Євгеній Миколайович та ін.

КОГЕНЕРАЦІЙНІ СИСТЕМИ З ТЕПЛОВИМИ ДВИГУНАМИ

(рос. мовою)

Довідковий посібник

В 3-х частинах

Частина 3

ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ДЛЯ КОГЕНЕРАЦІЇ

Комп'ютерна верстка та коректура О. В. Авдєєнко
Дизайн обкладинки О. І. Мазура

Формат 70×100/16. Ум. друк. арк. 42,57. Обл. вид. арк. 34,84.
Тираж 250 прим. Зам. № 1577/1.

Підготовлено до друку в Державному підприємстві
«Інженерно-Виробничий Центр АЛКОН» НАН України
04074, м. Київ, вул. Автозаводська, 2.

Свідоцтво видавничої справи ДК № 987 від 22.07.2002 р.

Виготовлено в друкарні «Видавництво «Фенікс».
03680, м. Київ, вул. Шутова, 13-Б.

Свідоцтво видавничої справи ДК № 271 від 07.12.2000 р.