Министерство образования и науки Российской Федерации

САНКТ–ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Приоритетный национальный проект «Образование»
Национальный исследовательский университет

Л. В. ЗЫСИН

ПАРОГАЗОВЫЕ И ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

Санкт-Петербург
Издательство Политехнического университета
2010

УДК 621.039.577(075.8)
ББК 31.6я73
З 97

Рецензенты:
Доктор технических наук, профессор
Санкт-Петербургского государственного политехнического
университета *В. В. Сергеев*
Доктор технических наук, профессор
Северо-Западного государственного заочного технического
университета *З. Ф. Каримов*

Зысин Л. В. **Парогазовые и газотурбинные тепловые электростанции**: учеб. пособие. – СПб. : Изд.-во Политехн. ун-та, 2010. – 368 с.
ISBN 978-5-7422

Кратко излагаются теоретические и практические вопросы, связанные тепловыми процессами и режимами работы современных газотурбинных и парогазовых тепловых электростанций. Дается описание конструкций и принципиальных тепловых схем комбинированных энергетических установок. Приводятся некоторые справочные материалы, необходимые при выполнении курсовых работ и заданий.

Пособие предназначено для подготовки магистров по направлению «Теплоэнергетика и теплотехника». Пособие может быть полезно для студентов, обучающихся по другим специальностям и направлениями, аспирантам, а также специалистам в области теплоэнергетики.

Работа выполнена в рамках реализации программы развития национального исследовательского университета «Модернизация и развитие политехнического университета как университета нового типа, интегрирующего мультидисциплинарные научные исследования и надотраслевые технологии мирового уровня с целью повышения конкурентоспособности национальной экономики».

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

© Зысин Л.В., 2010
© Санкт-Петербургский государственный
политехнический университет, 2010

ISBN 978-5-7422

ОГЛАВЛЕНИЕ

Список принятых сокращений……..…..…….…. 6

Введение.……..…..……. 7

1. Элементы технической термодинамики…….…….....….. 25

1.1. Способы реализации цикла Брайтона.…….……..... 25

1.2. Термодинамические параметры состояния и функции процесса……..…..…..……..... 32

1.3. Основные законы и процессы……..…... 45

1.4. Диаграммы состояния и термодинамические циклы.……..... 57

2. Рабочие процессы в газотурбинных установках……..... 67

2.1. Процесс сжатия в компрессоре……..…….…..…… 67

2.2. Процессы в камерах сгорания и дожигания……..…… 71

2.3. Процесс расширения в турбине..…….…….. 75

2.4. Преобразование энергии в турбинной ступени……..…... 79

2.5. Основные характеристики и показатели работы газотурбинной установки……..….. 86

3. Конструктивные особенности газотурбинных установок…….. 97

3.1. Общие принципы компоновки и конструкции..……...……. 97

3.2. Газовые турбины.…..…… 112

3.3. Компрессоры.….……..……. 119

3.4. Камеры сгорания..……..….……. 122

3.5. Вспомогательные системы и механизмы……..…….....…. 129

4. Вопросы охлаждения деталей газовых турбин……...……..... 132

4.1 Постановка задачи охлаждения газовой турбины….……. 132

4.2. Способы охлаждения турбинных лопаток.…….…….. 136

4.3. Оценка эффективности охлаждения……..……..…...……. 146

4.4. Выбор теплоносителя для системы охлаждения…....…… 150
4.5. Использования пара для охлаждения турбин……..…….. 161
5. Режимы работы газотурбинных установок……..……..……... 165
5.1. Рабочие режимы газотурбинных установок…..……...……. 165
5.2. Статические характеристики газотурбинных установок……. 170
5.3. Режимы пуска и остановки…….……..……..…. 175
5.4. Способы регулирования газотурбинных установок.……... 179
5.5. Управление работой газотурбинных установок.…....……... 182
6. Газотурбинная установка как двигатель тепловых электростанций.. 185
6.1. Сравнение газотурбинных установок с другими тепловыми двигателями…….. 185
6.2. Технические требования к энергетическим газотурбинным установкам……....…….…….. 186
6.3. Характеристики газотурбинных установок и фирмы, производящие газотурбинные установки……..…… 189
7. Комбинированные энергетические циклы……..…… 196
7.1. Ртутно-водяной цикл ……..……... 196
7.2. Цикл Фильда-Барановского ……..……..... 199
7.3. Бинарный парогазовой цикл. ……..... 201
7.4. Циклы с дожиганием топлива в продуктах сгорания газотурбинных установок…… 212
7.5. Цикл с высоконапорным парогенератором ……..……...……. 214
8. Парогазовые установки с котлами-утилизаторами..……..…… 218
8.1. Установки с раздельными контурами газа и пара (ПГУ-КУ)..……..……...……..…… 218
8.2. Особенности тепловых процессов в контактных газопаровых ……..……..…… 228
8.3. Котлы-утилизаторы…….……..……..…… 239
8.4. Паровые турбины для ПГУ-КУ……..…..…… 244

8.5. Регулирование нагрузки ПГУ-КУ..……..…..…… 249

9. Парогазовые установки с паровыми котлами……..... 254

9.1. Парогазовые установки сбросного типа……...……..….. 254

9.2. Парогазовые установки с параллельной и полузависимой работой…..……..... 258

9.3. Парогазовые установки с высоконапорным парогенератором.. 262

10. Теплофикационные установки с комбинированным циклом..... 267

10.1. Особенности ТЭЦ, использующих комбинированные циклы……..……. 267

10.2. Использование газотурбинных установок на ТЭЦ (ГТУ-ТЭЦ)……..…….…..…….. 274

10.3. Парогазовые установки ТЭЦ (ПГУ-ТЭЦ)……..….....….. 280

10.4. Мини-ТЭЦ: технические и экономические особенности….. 283

10.5. Комбинированные (когенерационные) установки с двигателями внутреннего сгорания…….…... 296

11. Проблема использования твердого топлива в ГТУ…….. 300

11.1. Основные процессы получения синтетического топлива….. 300

11.2. Аппаратурное оформление процессов газификации ……. 318

11.3. Некоторые схемы использования твердого топлива в газотурбинных установках……..... 329

11.4. Использование твердого топлива в парогазовых установках с двигателями внутреннего сгорания……...……..… 337

12. Комбинированные циклы тепловых насосов……... 347

12.1. Оценка эффективности тепловых насосов ……. 347

12.2. Рабочее тело для компрессионного теплового насоса……... 358

12.3. ТЭЦ с газомоторным приводом теплового насоса (ТН-ТЭЦ)…….…… 365

12.4. Котельные с напорной утилизацией теплоты…….…… 367

Библиографический список ……..... 376

СПИСОК ПРИНЯТЫХ СОКРАЩЕНИЙ

ПТУ — паротурбинная установка
ГТУ — газотурбинная установка
ПГУ — парогазовая установка
КУ — котел-утилизатор
ДВС — двигатель внутреннего сгорания
ПГУ-КУ — парогазовые установки с раздельными контурами газа и пара
ПГУ-ПК — парогазовые установки сбросного типа
ПГУ-ВПК — парогазовые установки с высоконапорным парогенератором

ВВЕДЕНИЕ

Когда в конце XIX века зарождалась современная электроэнергетика, основным двигателем для привода электрогенераторов была паровая машина. Но очень скоро, за первое десятилетие следующего столетия, на новых тепловых электростанциях паровая машина была практически полностью вытеснена паровой турбиной. Этот новый двигатель при выработке электроэнергии обладал перед паровой машиной неоспоримыми преимуществами. Но главная причина заключалась в том, что паровую турбину удалось быстро усовершенствовать, обеспечив необходимый промышленности уровней эффективности и надежности. С тех пор и почти до конца XX-го столетия паротурбинные установки (ПТУ) господствовали на всех тепловых электростанциях мира, с той поры и по сей день тепловые электростанции — основной производитель электроэнергии, на которой утвердилась современная цивилизация (доля гидроэнергетики никогда не была выше 15–20 %). Только в области малых и средних мощностей, да в автономной энергетике и в так называемой децентрализованной энергетике, оставалась ниша, уверенно занимаемая тепловыми электростанциями с двигателями внутреннего сгорания (ДВС).

В середине столетия возник принципиально новый вид тепловых электростанций — атомные электростанции, но и на них также стали использовать паротурбинные установки для привода электрогенераторов.

За сто лет паротурбинные установки достигли высокого уровня технического совершенства и надежности; их к.п.д. увеличился с 20 % примерно до 42–44 %; единичная мощность серийных ПТУ возросла от 1 МВт (в 1900 г.) до 500–800 МВт, а мощность отдельных образцов превысила 1500 МВт.

Ситуация резко меняется в конце XX века, когда также, практически за одно десятилетие, происходит смена приоритетов. В наращивании энергетических мощностей электростанций главенствующая роль переходит к газотурбинным установкам (ГТУ) и, главное, к созданным в результате прогресса ГТУ парогазовым установкам (ПГУ).

Так, на электростанциях США с начала 90-х годов XX века более 60 % вводимых и модернизируемых мощностей уже составляют ПГУ, а в некоторых странах в отдельные годы их доля достигала 90 %. Наряду с ПГУ в большом количестве строятся также простые ГТУ, используемые для покрытия пиковых нагрузок. Суммарная мощность газотурбинных установок, заказанных и установленных в 1999–2000 гг., достигла 120 тыс. МВт (против 8 тыс. МВт в начале 80-х годов). При этом значительная часть ГТУ (более 60 %) предназначались для работы в составе крупных бинарных ПГУ со средней мощностью порядка 350 МВт.

Теоретические основы применения парогазовых технологий были достаточно подробно изучены у нас в стране еще в начале 60-х годов прошлого века [6, 8, 13]. Уже в ту пору стало ясно: генеральный путь развития теплоэнергетики связан именно с парогазовыми технологиями. Однако для их успешной реализации были необходимы надежные и высокоэффективные газотурбинные установки. Именно существенный прогресс газотурбостроения определил качественный скачок теплоэнергетики, свидетелями которого мы являемся. Ряд зарубежных фирм успешно решили задачи создания эффективных стационарных ГТУ в ту пору, когда отечественные «головные и ведущие» организации в условиях «командной» экономики, с завидным упорством (и малыми силами) занимались продвижением наименее перспективных из парогазовых технологий.

Если в 60-х годах прошлого столетия КПД газотурбинных установок находился на уровне 24–32 %, то в конце 80-х годов лучшие

зарубежные стационарные ГТУ уже имели КПД при автономном использовании 36–37 %, что позволяло на их основе создавать парогазовые установки, КПД которых достигал 50 %. К началу нового века КПД ГТУ достиг 40 %, а ПГУ на их основе — 60 %. Ближайшей и реальной перспективой стало получение КПД 65 % и более. Для паротурбинных установок только в случае успешного решения в обозримый период ряда сложных научных проблем, связанных с генерацией и использованием пара сверхкритических параметров, можно надеяться на КПД не более 46–49 %. Таким образом, по экономичности ПТУ безнадежно проигрывают ПГУ.

Существенно проигрывают паротурбинные электростанции также по стоимости и срокам строительства. В 2005 г. на мировом энергетическом рынке стоимость 1 кВт установленной мощности на ПГУ мощностью 200 МВт и более составляла 500–600 $/кВт, а для ПГУ меньших мощностей стоимость была в пределах 600–900 $/кВт. Стоимость мощных ГТУ составляет 200–250 $/кВт, с уменьшением единичной мощности их стоимость растет, но не превышает обычно 500 $/кВт. Заметим, что реальные цены ПГУ зависят не только от мощности газовых и паровых турбин, но и от конструктивных особенностей и комплектации. Так, например, многовальные установки, в которых каждая газовая и паровая турбины приводят в действие отдельный электрогенератор, стоят на 8–10 % дороже, чем одновальные, где все турбины работают на один генератор. Удельная стоимость теплофикационных ПГУ на 10–15 % выше, чем у конденсационных. В целом реальная удельная стоимость сооружения электростанций с ПГУ по сравнению с публикуемыми усредненными ценами может оказаться выше на 60 %. Однако, это все равно ниже, чем у конденсационных паротурбинных электростанций (КЭС), где стоимость установленного киловатта колеблется в пределах 2000–3000 $/кВт, или атомных (АЭС), где аналогичный показатель 2500–3500 $/кВт [1, 3, 4].

Значительно сокращаются сроки строительства и ввода в действие тепловых электростанций. Для АЭС они в лучшем случае составляют 7–8 лет, а иногда 10–12, для КЭС — 3–5 лет, в то время как для ПГУ-ТЭС пуск в эксплуатацию на полную мощность обычно осуществляется не более чем через 2 года после заключения контракта или через 20 месяцев после начала сооружения. Такие сроки достигаются за счет комплектной модульной поставки энергетического оборудования и строительных конструкций высокой заводской готовности. При строительстве ряда крупных парогазовых тепловых электростанций (ПГУ-ТЭС) в странах Азии и Латинской Америки предусматривалась возможность автономной работы ГТУ. Это позволяло начинать выработку электроэнергии еще до полного завершения строительства паросиловой части ПГУ, ускоряя таким образом окупаемость капитальных затрат.

Наиболее короткие сроки ввода в эксплуатацию (до 45–60 дней после прибытия оборудования) достигаются путем сооружения автономных газотурбинных тепловых электростанций с ГТУ средней мощности при комплектовании их современными конвертированными авиационными газотурбинными двигателями. Пакетное, модульное исполнение и высокая заводская готовность данного типа энергооборудования позволяют свести к минимуму объем строительно-монтажных работ на объекте, которые часто сводятся только к подключению коммуникаций и инженерных сетей.

Важную роль в достижении высокого технического уровня новейших ГТУ и ПГУ сыграла широкая техническая и производственная кооперация основных зарубежных фирм-производителей газовых турбин. В настоящее время на мировом рынке парогазовых технологий задают тон, определяют технический уровень и стоимостные показатели новейшего оборудования три транснациональные компании: General Electric (США), Siemens-Westinghouse (Германия, США) и Alstom (Франция, Швейцария,

Швеция). Они имеют теснейшие технические, производственные и финансовые связи с энергомашиностроительными фирмами Японии, Италии, Англии и Бельгии, а также с ведущими производителями авиационных газотурбинных двигателей [5].

Подавляющее большинство ГТУ, работающих независимо или в составе ПГУ, рассчитаны на работу на природном газе. Жидкое топливо иногда используется в ГТУ малой мощности, а также в ограниченном числе ГТУ средней и большой мощности, предназначенных для работы в нефтедобывающих странах Ближнего Востока и Центральной Америки. Но в последние годы в мировой энергетике существенно активизировались работы по использованию в парогазовых технологиях твердого топлива. За рубежом накоплен опыт эксплуатации демонстрационных ПГУ на твердом топливе с использованием ГТУ различных типов. Указанные тенденции связаны с тем, что газ является ценным технологическим сырьем для химической промышленности, где его использование часто более рентабельно, чем в энергетике.

В России сосредоточено до 40 % разведанных мировых запасов угля. Традиционно отечественная энергетика ориентировалась на твердое топливо, доля которого в топливном балансе полвека назад достигла 78 %. Однако, за последние 40 лет в стране произошла переориентация, и теперь значительная часть централизованного производства тепла и электроэнергии вырабатывается за счет газообразного топлива. Так, в 2005 году доля газа в топливном балансе электростанций России составила уже 71,1 %. Особенно интенсивно росло потребление газа в европейских районах, где его доля в суммарном расходе топлива ТЭС увеличилась до 84,6 %. При этом увеличение потребления газа шло на традиционных паротурбинных блоках путем простого замещения газом угля и мазута. В результате потребление газа в теплоэнергетике резко увеличилось, а эффективность его использования, если и

увеличилась, то незначительно. Работы по использованию твердого топлива в парогазовых технологиях были остановлены у нас в стране более тридцати лет назад, а те технические решения, на которые они ориентировались, теперь безнадежно устарели.

Еще в 60-х годах прошлого века отечественные наука и практика в области теплоэнергетики отвечали мировому уровню развития. Если отдельные виды энергетического оборудования (в частности, ГТУ) и уступали зарубежным образцам, то незначительно, а некоторые типы паровых турбин, производимых в нашей стране, были лучше зарубежных.

Возникновение отечественной школы турбиностроения относится к рубежу XIX и XX веков, оно связано с именами наших выдающихся соотечественников, профессоров Петербургского политехнического института Н. Г. Пио-Ульского, автора первого в России курса паровых турбин, и А. А. Радцига, создателя первой в стране кафедры паровых турбин [11]. Отдаем мы также дань нашим блестящим инженерам, среди которых наиболее яркой фигурой был флотский офицер, конструктор, изобретатель П. Д. Кузьминский. Среди его многочисленных новаторских идей и разработок первая парогазовая турбина, которую он строил и успешно испытывал еще в 90-х гг. XIX века.

Масштабные теоретические и опытные работы тридцатых-сороковых годов прошлого века, на основе которых создавались у нас в стране первые газотурбинные установки, связаны с именами, прежде всего, В. М. Маковского, Б. С. Стечкина, В. В. Уварова, Г. С. Жирицкого, И. И. Кириллова, а позднее Я. И. Шнеэ, З. Х. Абианца, Г. Ю. Степанова, Л. С. Скубачевского и многих других. В одном ряду с ними стоят выдающиеся конструкторы: А. М. Люлька, создавший в середине 40-х гг. первый отечественный авиационный двигатель, а позже — целый ряд уникальных двигателей; создатели серийных авиационных газотурбинных двигателей В. Я. Климов,

А. А. Микулин, Н. Д. Кузнецов, С. К. Туманский; создатели отечественной школы в области газотурбостроения для военно-морского флота Г. И. Зотиков и С. А. Колосов.

Прогресс в области газотурбостроения в середине XX века, связанный с успехами в авиации, оказал влияние на развитие стационарного газотурбостроения. Ведущие зарубежные фирмы приступают к выпуску энергетических ГТУ, единичная мощность которых уже скоро превышает 100 МВт. Пока ГТУ сильно уступают по КПД паротурбинным установкам, потому используются в основном для покрытия пиковых нагрузок. С конца 60-х гг. прошлого века газотурбостроение развивается динамично, и совершенство энергетических ГТУ быстро возрастает, прежде всего, за счет создания эффективных систем охлаждения и повышения на этой основе начальной температуры газа.

Серийное производство ГТУ в нашей стране начинается с 60-х годов, причем выпускаются только ГТУ малой мощности. Так, завод «Экономайзер», ныне входящий в АО «Пролетарский завод», в 1962 г. осваивает производство газотурбинных электростанций судового назначения мощностью 0,6 МВт, созданных под руководством С. Я. Ошерова и Г. М. Левина. Невский машиностроительный завод с 1963 г. приступил к производству ГТУ мощностью 5 МВт для привода нагнетателей газоперекачивающих станций, определяющая роль в ее создании принадлежит Л. А. Кузнецову, Г. А. Зальфу, В. Ф. Рису. Для своего времени по большинству технико-экономических показателей эти установки вполне соответствуют мировому уровню.

Первая отечественная крупная энергетическая ГТУ (мощностью 50 МВт) была построена в 1962 г. на Харьковском турбогенераторном заводе (ХТГЗ). Она имела весьма прогрессивную конструкцию, однако ее доводочные испытания затянулись и завершить их не удалось. Также на долгие годы растянулась доводка другой ГТУ (мощностью 100 МВт), которая была создана на Ленинградском

металлическом заводе (ЛМЗ) в 1970 г. В последующие годы выпущено около десяти подобных турбин, которые в основном использовались для покрытия пиковых нагрузок. К концу 60-х годов относится и свертывание успешно развивавшихся работ по созданию энергетической ГТУ на начальную температуру 1200 °С, которые велись в ЦКТИ под руководством С. Я. Ошерова и И. И. Кириллова. Нам представляется, что прекращение указанных работ было грубейшей ошибкой тех, кто в ту пору принимал стратегические решения. Результатом явилось катастрофическое отставание отечественного стационарного газотурбостроения от мирового уровня к началу XXI в.

Практически с первых шагов газотурбостроения рассматривались варианты комбинированных парогазовых установок, сочетающих в рамках единой тепловой схемы паровую и газовую турбины. Идея комбинированных установок была сформулирована основоположником термодинамики С. Карно, который писал в 1824 г.: «*Воздух представляется более пригодным, чем пар, для использования движущей силы падения теплорода при высоких градусах; при низких градусах водяной пар может быть более подходящим*». Полагаем, что «нестандартная» терминология не помешает читателю понять смысл сказанного. Дальнейшее развитие идей комбинирования паровых и газовых термодинамических циклов мы находим в трудах выдающегося ученого начала XX века А. Стодолы, на трудах которого в области паровых и газовых турбин в значительной мере шло развитие всего турбиностроения, по крайней мере, первой половины предыдущего столетия.

По-видимому, первую парогазовую установку, которая по современным представлениям вполне могла эффективно работать, начал строить в 1892 г. П. Д. Кузьминский, имя которого выше мы упоминали в связи с зарождением отечественного газотурбостроения. К сожалению, преждевременная кончина (в 1900 г.) не позволила ему

завершить успешно начатое дело. В начале XX в., когда эффективность ГТУ оставалась еще крайне низкой, был ряд мало удачных попыток создания парогазовых установок, в которых малую эффективность ГТУ той поры пытались компенсировать работой паровой турбины. Обычно в этой связи называют комбинированную установку Хольцварта-Шюле. Фирма Броун Бовери соорудила эту установку в 1908 г. и до 1930 г. доводила и модернизировала, пока не признала продолжение работ бесперспективным.

Иное значение для судьбы ПГУ имели работы, проводившиеся в 1930–1932 гг. швейцарской фирмой Велокс (дочерним предприятием фирмы Броун Бовери). Фирма занималась вопросами, казалось бы, далекими от проблем ГТУ — производством судовых паровых котлов. Стремление снизить габариты судового котла привело фирму к созданию высоконапорного парогенератора (ВПГ), т. е. котла, работающего под избыточным давлением (габариты котла при этом снижаются пропорционально давлению). В результате фирмой Велокс (при участии А. Стодолы) был разработан и практически реализован высоконапорный парогенератор, наддув которого осуществлялся компрессором, приводимым в действие газовой турбиной, срабатывающей избыточное давление газов, выходящих из котла. При доступных в ту пору значениях внутренних КПД турбомашин (компрессора и турбины) получить избыточную мощность на турбокомпрессорном валу было крайне трудно, да это и не требовалось, т. к. фирма ограничивалась конкретной задачей: получения малогабаритного котлоагрегата.

С увеличением допустимой для турбины начальной температуры газа и ростом внутренних КПД турбомашин, такая возможность открывается, и тогда установка становится парогазовой: энергия вырабатывается комбинированно на паровой и газовой турбинах, работающих в составе единой тепловой схемы. В последующие годы, когда совершенство ГТУ возросло, фирма Броун

Бовери стала выпускать подобный ПГУ и, в ряде случаев, они успешно конкурировали с ПТУ.

В нашей стране ПГУ с высоконапорными парогенераторами были изучены в сороковых годах А. Н. Ложкиным, получившим полные тепловые характеристик подобных установок, определившего их целесообразные тепловые схемы. В ЦКТИ приступили к разработке специализированных элементов оборудования для этих схем, прежде всего — ВПГ. Подобные установки при доступных в ту пору начальных температурах газа перед турбиной 700–750 ºС позволяли получить КПД на уровне лучших ПТУ, и даже несколько выше. При этом капитальные затраты на создание ПГУ были на 20 % ниже, чем для ПТУ. Соответственно, снижались и сроки строительства. Однако применение ПГУ с ВПГ целесообразно, пока температура газа перед газовой турбиной не превышает величины 800–900 ºС. При более высокой температуре преимущества приобретают другие типы ПГУ.

Еще в 1945 г. профессор Ленинградского политехнического института (ЛПИ) И. И. Кириллов, развивая идеи А. Стодолы, исследует тепловые схемы ПГУ, в которых отработавшие в ГТУ газы сбрасываются в паровой котел, и показывает их перспективность. Данные схемы названы им схемами с предвключенной ГТУ. В 50-х гг. оригинальную контактную схему парогазовой установки, где, как и у П. Д. Кузминского, предполагается расширение газа и пара в единой проточной части, предлагает и начинает разрабатывать академик С. А. Христианович с сотрудниками в Сибирском отделении АН СССР. Схема содержит ряд проблемных узлов, но при успешной реализации позволяет рассчитывать на получение КПД порядка 40 %. В те же годы широкомасштабные термодинамические исследования тепловых схем ПГУ проводятся в Ленинградском политехническом институте В. А. Зысиным. В результате этих исследований указаны основные перспективные направления развития ПГУ: бинарные

газопаровые установки с котлами-утилизаторами и контактные газопаровые установки с расширением газа и пара в единой проточной части (КГПУ). К аналогичным выводам в ту пору приходят и другие исследователи у нас в стране (А. И. Андрющенко, Д. П. Гохштейн) и за рубежом (C. Kind, E. Foit, W. Sineboin и др.). Тогда по ряду вопросов отечественная наука опережала зарубежную. Примером может служить разработка теории и практики КГПУ. Первая подобная установка была введена в эксплуатацию в 1960 г. на Киевской ТЭЦ-2.

В ходе развития исследований парогазовых установок, проводимых в ЛПИ в 1962–1970 гг. И. И. Кирилловым, В. А. Зысиным и С. Я. Ошеровым, была разработана принципиально новая схема газопаровой установки с паровым охлаждением проточной части ГТУ, позволявшая в перспективе рассчитывать на получение КПД 55–60 %. Были разработаны проекты установок мощностью 30 и 40 МВт, реализующих данную схему. Начались и успешно развивались опытные работы по созданию проблемных узлов для этой установки: газовой турбины на начальную температуру 1200 ºС, камеры сгорания. Но и эти работы были в административном порядке сначала необоснованно прерваны, а позже незаслуженно забыты.

Нарастающая с конца 60-х годов стагнация отечественной экономики особенно существенно ударила по энергомашиностроению, долгие годы сдерживая развитие стационарного газотурбостроения. Только с началом перестройки отечественной экономики появилась возможность обратиться к парогазовым технологиям, которые достигли к тому времени в развитых странах высокого уровня совершенства.

В 1988 г. была разработана программа, по которой в стране предполагалось создать ряд современных ПГУ. Поскольку необходимых для этого газовых турбин в стране не было, пришлось создавать эти ПГУ на основе зарубежных газотурбинных установок.

Первой парогазовой электростанцией нового поколения у нас в стране стала Северо-Западная ТЭЦ в Санкт-Петербурге (рис. В.1).

Рис. В.1. Северо-Западная ТЭЦ в Санкт-Петербурге — первая в России парогазовая электростанция нового поколения

Ее строительство началось в 1992 году и длилось долгие семь лет. Только в 2000 году был пущен первый блок электрической мощностью 450 МВт, в составе блока были две газовые турбины фирмы Siemens мощностью по 145 МВт каждая, и одна паровая турбина отечественного производства мощностью 160 МВт. На этом блоке достигнут рекордный для нашей страны КПД, равный 51,5 %, в то время, когда среднее по стране значение КПД на тепловых электростанциях составляло всего 34–35 %.

Одновременно с пуском Северо-Западной ТЭЦ (в 2000 г.) началось строительство ряда аналогичных блоков на действующих ТЭС. Уже в 2004 г. пускаются два новых парогазовых блока: один на Тюменской ТЭЦ-1, другой на Сочинской ТЭС, годом позже на ТЭЦ-2 в Калининграде, в 2006 году пущен второй блок на Северо-Западная ТЭЦ в Санкт-Петербурге.

Задача существенного увеличения ПГУ и ГТУ в балансе вводимых энергетических мощностей у нас в стране пока только ставится. В период 2006–2010 гг. планируется, что доля ГТУ и ПГУ среди вновь водимых энергетических мощностей в России составит 25 %. Это много ниже, чем в развитых странах, но выполнение и этих планов будет зависеть от того, насколько успешными окажутся шаги по устранению отставания в области газотурбостроения. Иными словами, когда отечественное энергомашиностроение будет способно поставлять газовые турбины, приближенные к мировому уровню и более дешевые, чем на мировом рынке. Создание и организация серийного производства современных высокотемпературных ГТУ большой мощности для парогазовых технологий является главной задачей отечественного энергомашиностроения начала XXI века. Успешное решение этой задачи не только определит возможности достижения мирового технического уровня теплоэнергетики России, но и, прежде всего, обусловит темпы ликвидации нашего общего технического и экономического отставания от развитых стран.

В решении этой сложной проблемы у нас в стране идут двумя путями. Первый путь связан с объединением усилий авиационных и энергомашиностроительных предприятий в создании новых ГТУ, отвечающих мировому уровню, второй — с конверсией для нужд энергетики образцов авиационной техники.

В АО «ЛМЗ» совместно с ОАО «Авиадвигатель» (г. Пермь) разработан технический проект совершенной энергетической ГТУ мощностью 180 МВт ГТЭ-180 на базе использования проточной части современного авиадвигателя ПС-90А. Однако работы по ней прекращены, а их возобновление сомнительно, так как проектные технические характеристики ГТЭ-180 и ПГУ на ее основе несколько уступают показателям новых серийных ГТУ и ПГУ фирмы Siemens.

Результаты опыта эксплуатации головных образцов ГТД-110 и парогазовых установок на ее основе подтверждают возможность

широкого коммерческого использования в энергетике лицензионной ГТД-110 НПО «Сатурн». Несмотря на то, что технические характеристики ГТД-110 в основном соответствуют уровню зарубежных ГТУ, достигнутому в 80-х годах, в конструкцию ГТД-110 заложены прогрессивные решения. Они обеспечивают не только применение ГТД-110 в составе экономичных базовых ПГУ мощностью 325 и 170 МВт, но и ее дальнейшее развитие как основы семейства энергетических ГТУ мощностью от 60 до 160 МВт и соответствующего ряда ПГУ мощностью до 500 МВт и с КПД 51–55 %.

Помимо освоения производства энергетических ГТУ большой мощности на ЛМЗ разработан проект ГТУ мощностью 65 МВт (ГТЭ-65), головной образец которой намечено испытать и доработать в условиях эксплуатации на ТЭЦ-9 Мосэнерго. Если эта разработка окажется удачной, газовые турбины такой мощности найдут применение в ПГУ средней мощности (90 и 180 МВт), а также для реконструкции действующих паротурбинных энергоблоков мощностью до 300 МВт, превращающей их в ПГУ. Возможное коммерческое использование в энергетике ГТЭ-65 зависит от сроков и результатов испытаний головного образца. С учетом отечественного опыта освоения новых образцов энергетических и приводных ГТУ стационарного типа можно ожидать, что производство ГТЭ-65 можно будет начать после 2010–2012 гг. [4].

К сожалению, технический уровень, надежность и стоимость производства ГТУ во многом определяются не конструкцией, а производственной базой, на которой их изготавливают. Перспективные отечественные ГТУ нового поколения потребуют, прежде всего, радикального и дорогостоящего дооборудования имеющихся производственных энергомашиностроительных предприятий современными автоматическими станками и роботизированными линиями, гарантирующими высокое качество изготовления и сборки. При этом необходима переподготовка, в том

числе на зарубежных заводах, производственного персонала газотурбинных производств.

Более успешно продвигаются на отечественном рынке ряд конверсий авиационных двигателей, на базе которых выпускаются энергетические ГТУ и ПГУ малой мощности. Например, автономная блочная теплоэлектростанция с парогазовой установкой производства ОАО «Рыбинские моторы», показанная на рис. В.2

Рис. В.2. Автономная блочная теплоэлектростанция с парогазовой установкой производства ОАО «Рыбинские моторы»

Задача увеличения ресурса в данном случае решена довольна просто — снижена начальная температура газа. В результате КПД установки оказался на уровне 30-летней давности, однако, она проста и относительно не дорогая, поэтому оказалась коммерчески востребованной в России и СНГ. Саратовский НПК им. Н. Д. Кузнецова на основе конверсии своих авиационных двигателей уже более 10 лет выпускает ГТУ для привода нагнетателей газоперекачивающих станций.

В целом, можно констатировать, что парогазовые технологии составят основу мировой теплоэнергетики, как минимум, на всю первую половину XXI века. Можно ожидать также, что в скором

времени они найдут применение и на АЭС. Следует подчеркнуть одно важное обстоятельство: современные технологии в теплоэнергетике базируются на идеях, высказанных еще 40–50 лет назад. Сюда относятся, например, паровые турбины на сверхкритических параметрах пара; влажнопаровые турбины АЭС; парогазовые установки с охлаждаемыми высокотемпературными газовыми турбинами с керамическими и металлокерамическими лопатками, различные варианты тепловых схем ГТУ с котлами-утилизаторами и многое другое. В этой связи идеи и перспективные разработки наших дней определят облик теплоэнергетики ближайших десятилетий.

Каковы же задачи, которые пока только ставятся? У современных ГТУ давление газа перед турбиной находится на уровне 1,0–3,0 МПа, ставится задача увеличения его до 5,0–7,0 МПа. Одновременно необходимо увеличение начальной температуры газа перед газовой турбиной, которая в современных ГТУ составляет величину 1200–1400 ºС. Возможность дальнейшего увеличения начальной температуры газа связывают с заменой воздушного охлаждения на паровое в комбинированных парогазовых установках, применением новых материалов для лопаток и дисков газовых турбин, в том числе керамики и металлокерамики, легких композитных бороалюминиевых, боротитановых, углетитановых материалов и др. Современные математические методы расчета и проектирования открывают возможности дальнейшей оптимизации геометрии проточной части и профилей турбинных лопаток на основе рассмотрения трехмерного течения газа, снижения габаритов и веса оборудования. Значительные успехи достигнуты в области снижения токсичности продуктов сгорания путем введения предварительного смешения топлива с воздухом, и подавления окислов NO_2 и CO.

В этой связи интересно обратиться к результатам программы ATS, осуществляемой Министерством энергетики США при участии ведущих фирм и специалистов ряда университетов. К концу 2000 г.

основные задачи, поставленные программой, были решены. В частности, создана ГТУ, работающая по простой схеме с регенерацией при начальной температуре газа 1435 ºС и КПД более 40 %.

Продолжением указанной программы явилась программа XXI века — Vision 21, состоящая из двух подпрограмм: «Газовые турбины следующего поколения» (NGGT) и «Передовые двигательные системы (AES). В программе NGGT поставлена задача достижения в современных парогазовых установках с котлами-утилизаторами к.п.д. производства энергии 70–75 % при работе на природном газе, а при работе на угле — 60 %. Уровень эмиссии NO_2 и CO в обоих случаях должен быть близок к нулю. Является ли это пределом совершенства? Скорее всего — нет. Один из разделов программы NGGT предусматривает создание гибридных систем «топливные элементы — ГТУ». Объединение этих систем по прогнозу позволит превысить значение КПД 80 %.

Нельзя, говоря об энергетике будущего, забывать и паровую турбину. Она остается необходимым элементом парогазовых технологий, кроме того, паросиловые энергетические установки составляют основу большинства тепловых и атомных электростанций, с которыми энергетика вступила в XXI век.

Вот примерный круг вопросов и задач, с которыми суждено столкнуться тому, кто собирается связать свою судьбу и будущую производственную деятельность с такой сложной и наукоемкой отраслью, как теплоэнергетика. В данной области накоплен большой объем научно-технической информации; имеется целый ряд учебников и монографий, справочников и нормативных документов. Значительный пласт информации составляет многолетний коллективный производственный опыт исследователей, испытателей, инженеров, работающих в отрасли.

Настоящее пособие является расширенным конспектом авторского курса лекций по курсу «Газотурбинные и парогазовые установки электростанций» и охватывает весь перечень вопросов,

обозначенных в рабочей программе дисциплины, что позволяет студентам освоить дисциплину в полном объеме, и преследует цель ввести учащихся в круг проблем, связанных с ПГУ, и подготовить их к углубленному изучению отдельных разделов курса с помощью специальной технической литературы. Более подробно рассмотрен ряд вопросов, которые, по мнению автора, недостаточно освещается в современных изданиях. При этом автор опирается на свой опыт проектирования, испытания и исследований ГТУ и другого энергооборудования.

Учебное пособие предназначено для студентов вузов, обучающихся по магистерской программе «Энергоэффективные и энергосберегающие технологии в теплоэнергетике и теплотехнике» направления подготовки магистров «Теплоэнергетика и теплотехника». Оно может быть также использовано при обучении в системах повышения квалификации и в учреждениях дополнительного профессионального образования.

В заключение хочется выразить благодарность своим учителям профессорам ЛПИ В. А. Зысину и И. И. Кириллову, а также коллегам по работе С. Я. Ошерову, Г. М. Левину, В. Ф. Дергачу, под чьим влиянием складывались взгляды, и формировалась личная позиция автора в области энергетики и газотурбостроения. Автор признателен В. М. Боровкову и Л. Б. Гецову, под влиянием которых создавалось настоящее пособие. Автор благодарит за помощь, оказанную при подготовке рукописи к изданию, В. В. Сергеева и Е. Л. Зысину, а также студентов кафедры «Промышленная теплоэнергетика» СПбГПУ.

Все замечания и рекомендации по тексту данного пособия будут с благодарностью приняты по адресу: 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29, Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, кафедра «Промышленная теплоэнергетика».

1. ЭЛЕМЕНТЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

1.1. СПОСОБЫ РЕАЛИЗАЦИИ ЦИКЛА БРАЙТОНА

Переходя к практической реализации того или иного термодинамического цикла, приходится сталкиваться с множеством непреодолимых технических препятствий, которые крайне ограничивают наши возможности. Наиболее характерный пример: при влажности пара более 8–12 % потери в проточной части паровой турбины резко возрастают, растут динамические нагрузки, возникает эрозия, что, в конечном счете, приводит к разрушению проточной части турбины. В результате указанных ограничений в энергетике (для получения работы) широкое применение пока находят только два базовых термодинамических цикла: цикл Ренкина и цикл Брайтона. Большинство энергетических установок строится на сочетании элементов указанных циклов. Цикл Ренкина применяют для рабочих тел, которые в процессе реализации цикла совершают фазовый переход, по такому циклу работают паросиловые установки (ПСУ). Для рабочих тел, которые не могут быть сконденсированы в реальных условиях, и которые мы называем газами, применяют цикл Брайтона. По этому циклу работают двигатели внутреннего сгорания (ДВС) и газотурбинные установки (ГТУ).

Принципиальное отличие ДВС и ГТУ сводится к следующему. В ДВС процессы сжатия воздуха, сгорания топлива и расширения продуктов сгорания происходят в пределах одного конструктивного элемента, именуемого *цилиндром* двигателя. В ГТУ указанные процессы разнесены по отдельным конструктивным узлам: сжатие осуществляется в *компрессоре*, сгорание топлива в *камере сгорания*, расширение продуктов сгорания в *газовой турбине*. В результате

конструктивно ГТУ и ДВС мало похожи, хотя работают по схожим термодинамическим циклам.

Существует две модификации цикла Брайтона, отличающиеся термодинамическими процессами подвода теплоты: цикл с подводом теплоты при постоянном давлении, сокращенно его называют цикл Брайтона *p=const*, и цикл с поводом теплоты при постоянном объеме, называемый цикл Брайтона *v=const* [1]. На рис. 1.1 в *T*, *S*-координатах показаны оба эти цикла, которые образуются четырьмя последовательно реализуемыми процессами:

- адиабатическим сжатием (процесс *1–2*);
- изобарным (процесс 2–*3*) или изохорным (процесс *2–5*) подводом теплоты;
- адиабатическим расширением (процессы *3–4* или 5–6);
- изобарным отводом тепла (процесс *4–1*).

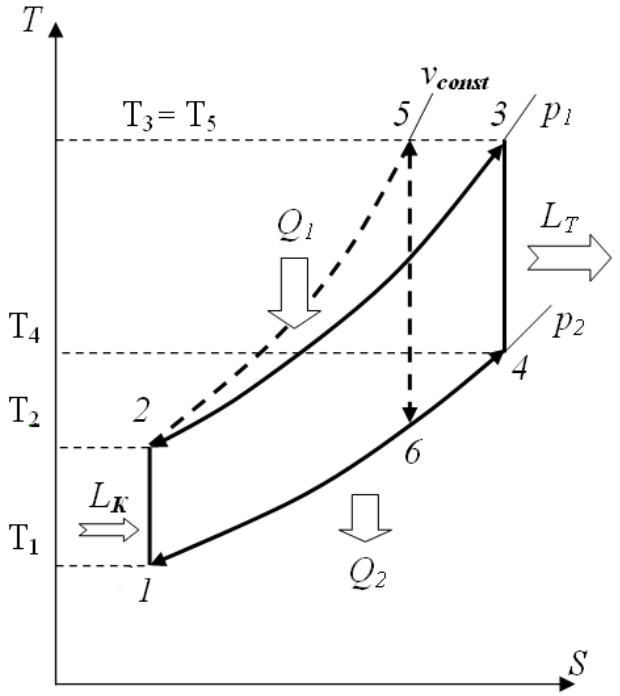

Рис. 1.1. Идеальный цикл Брайтона:

1–2–3–4–1 — подвод теплоты при *p=const*;
1–2–5–6–1 — подвод теплоты при *v=const*

В процессе сжатия к циклу подводится работа $L_К$, при расширении отводится работа $L_Т$. Из рис. 1.1 видно, что $L_Т > L_К$, их разность и составляет полезную работу цикла. Полагаем читателю ясно, что полезная разность в работе достигнута за счет разности подведенного Q_1 и отведенного Q_2 в цикле тепла.

На рис. 1.2 показана принципиальная схема установки, реализующей цикл Брайтона с подводом тепла при постоянном давлении.

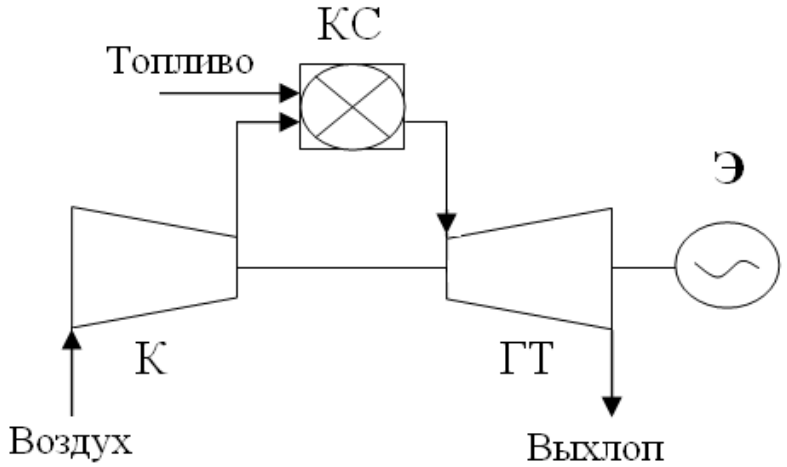

Рис. 1.2. Принципиальная схема ГТУ непрерывного горения, реализующей цикл Брайтона *p=const*:

К — компрессор, ГТ — газовая турбина, КС — камера сгорания, Э — электрогенератор

Такие установки часто называют *установками непрерывного горения*. В данной установке рабочее тело (воздух) закачивается при давлении p_1 из атмосферы *компрессором* К, сжимается за счет подведенной работы $L_К$ до давления p_2 и направляется в *камеру сгорания* КС. В камеру сгорания подается топливо, которое сгорает при постоянном давлении, обеспечивая подвод тепла Q Благодаря сгоранию топлива температура рабочего тела увеличивается от T_2 до T_3 (см. рис. 1.1). Далее рабочее тело (теперь это уже газ,

представляющей собой смесь воздуха и продуктов сгорания) поступает в *газовую турбину* ГТ, где, расширяясь до атмосферного давления, совершает работу $L_Т$. После турбины газы сбрасываются в атмосферу, через которую рабочий цикл и замыкается. Разность работы турбины и компрессора воспринимается электрогенератором Э, который согласно приведенной на рис.1.2 схеме расположен на общем валу с турбиной и компрессором.

Принципиальная схема установки для реализации цикла Брайтона *v=const* данного цикла показана на рис. 1.3.

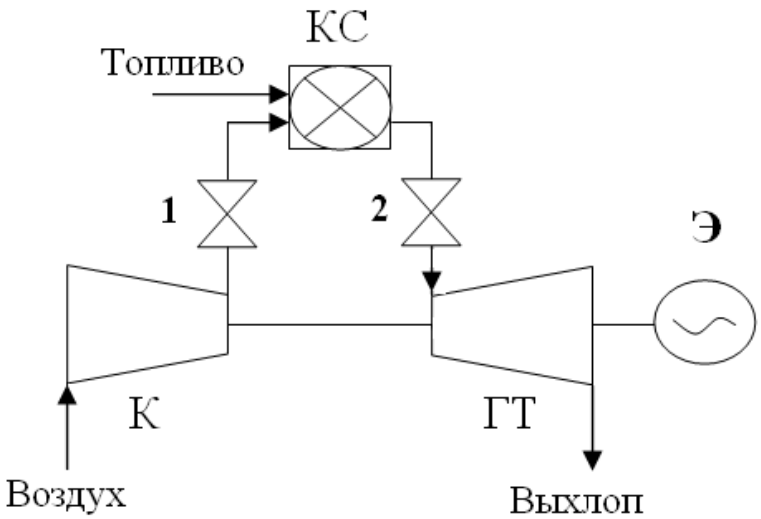

Рис. 3. Принципиальная схема ГТУ прерывистого горения, реализующей цикл Брайтона *v=const*:

К — компрессор, ГТ — газовая турбина, КС — камера сгорания, Э — электрогенератор, *1* и *2* — клапаны

В отличие от предыдущей схемы здесь появляются два клапана *1* и *2*. Компрессор нагнетает воздух в камеру сгорания через клапан *1* при закрытом клапане *2*. Когда давление в КС подымается до p_2, клапан *1* закрывают. В результате объем КС оказывается замкнутым. При закрытых клапанах *1* и *2* в КС подают и сжигают топливо, естественно, его сгорание происходит при постоянном объеме. В

результате (рис. 1.1) давление рабочего тела дополнительно увеличивается. Далее открывают клапан *2* и рабочее тело поступает в газовую турбину ГТ. Естественно, что при этом давление перед турбиной будет постепенно снижаться. Когда оно приблизится к атмосферному, клапан *2* следует закрыть, а клапан *1* открыть и повторить последовательность действий. Такие установки называют *установками прерывистого горения*.

Если сравнивать оба рассмотренные способа реализации цикла Брайтона с чисто термодинамических позиций, то предпочтителен последний вариант. Однако, если обратиться к возможностям технической реализации, то последний вариант серьезно проигрывает. Дело не столько в необходимости постоянно манипулировать клапанами *1* и *2*, эту обязанность можно возложить на автоматику. Значительно важнее то обстоятельство, что осевые турбомашины могут эффективно работать только в достаточно узком диапазоне начальных и конечных давлений (в последующих главах мы постараемся пояснить данное обстоятельство). Поэтому при реализации цикла $v=const$ возникает целый ряд технических проблем, которые пока не удается радикально решить. Данный цикл находит применение только в ряде специфических условий (например, в ракетных двигателях), хотя поиск подобных решений продолжается и в наше время.

Сравнивая два приведенных выше варианта цикла Брайтона с циклами ДВС, приходим к выводу, что цикл $p=const$ близок к циклу Отто, а цикл $v=const$ — к циклу Дизеля. Оба цикла успешно применяются, что обусловлено качественным отличием рабочих процессов в поршневых машинах от осевых машин.

Обратимся еще раз к рис. 1.1. Температура газа за турбиной T_4 выше температуры воздуха после сжатия в компрессоре T_2 (так бывает в подавляющем большинстве случаев). В этой связи

представляется целесообразным использовать часть тепла выбрасываемых в атмосферу газов для подогрева воздуха, сократив, таким образом, расход топлива в процессе 2–3. Подобный цикл будем называть *регенеративным циклом Брайтона*. Схема его реализации показана на рис. 1.4.

В отличие от предыдущей схемы здесь появился дополнительный элемент — *регенератор*, расположенный перед КС.

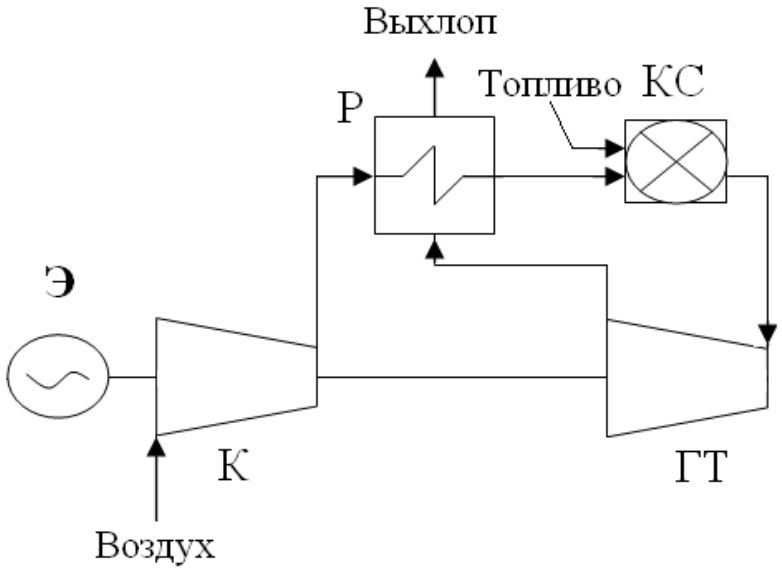

Рис. 1.4. Принципиальная схема ГТУ, работающей по регенеративному циклу Брайтона:

Р — регенератор, К — компрессор, ГТ — газовая турбина, Э — электрогенератор

Все рассмотренные выше установки работают по так называемой *разомкнутой схеме*, предполагающей, что воздух забирается из атмосферы, туда же сбрасываются отработавшие в турбине газы. Возможен иной способ реализации цикла Брайтона, показанный на рис. 5.

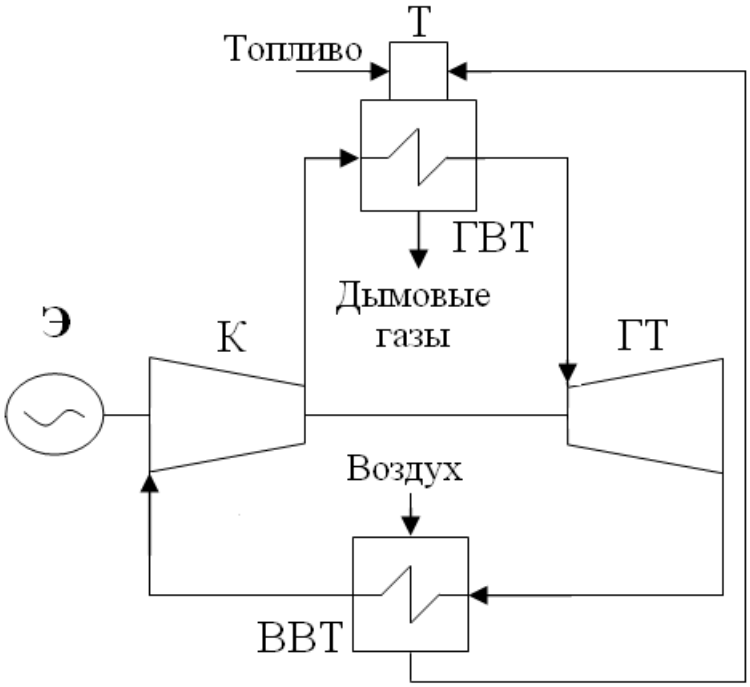

Рис. 1.5 Замкнутая схема работы ГТУ:

Т — топка, ГВТ — газо-воздушный теплообменник, ВВТ — воздухо-воздушный теплообменник, К — компрессор, ГТ — газовая турбина, Э — электрогенератор

Эта схема отличается замкнутым контуром циркуляции теплоносителя, соответственно подобные установки называют *замкнутыми* ГТУ. При таком способе работы применение камеры сгорания исключается, поскольку запас кислорода воздуха очень быстро исчерпается, и далее сгорание топлива будет просто невозможно. Поэтому тепловую энергию подводят в конвективном теплообменнике (иначе — через стенку).

Так в схеме появляется газо-воздушный теплообменник (ГВТ) и предвключенная ему топка Т. В топке сжигается топливо и подводится воздух, необходимый для сгорания топлива. (Применительно к схемам ГТУ комбинация из топки и ГВТ в середине прошлого века именовалась «воздушным котлом», однако, термин не привился и сейчас почти не употребляется.) При замкнутом

контуре циркуляции рабочего тела необходимо организовать отвод теплоты в процессе *4–1*, поскольку «атмосфера нам теперь не помощник». Одним из логичных путей является использование теплоты процесса *4–1* для подогрева воздуха, подаваемого в топку, что позволяет снизить расход топлива. Именно такой путь выбран в установке, схема которой показана на рис. 1.5. В результате в схеме появился еще один теплообменник — воздухо-воздушный теплообменник (ВВТ), в котором нагревается воздух, поступающий в топку. Мы назвали данный теплообменник воздухо-воздушным, полагая по аналогии с предыдущими схемами, что рабочим телом служит воздух. Однако при замкнутом контуре циркуляции в принципе может использоваться любой газ [9], как далее будет показано, при этом возникают определенные преимущества. Кроме того, при замкнутой схеме циркуляции нет оснований считать, что давление p_2 соответствует атмосферному, оно может принимать любое удобное нам значение.

1.2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ СОСТОЯНИЯ И ФУНКЦИИ ПРОЦЕССА

Мы уже пользовались выше понятиями термодинамического цикла и термодинамического процесса, далее нам достаточно часто придется пользоваться терминами технической термодинамики и обращаться к термодинамическому анализу. Поэтому освежим в памяти основные термодинамические положения.

Первоначально термодинамический метод анализа был применен в XIX в. для поршневых паровых машин, затем успешно использовался для изучения рабочих процессов в турбомашинах, реактивных двигателях, струйных смесителях и многих других технических устройствах. Методологическая основа термодинамики оказалась столь плодотворной, что уже на рубеже XIX–XX вв. она была успешно применена в химии, а позднее распространилась на

целый ряд других дисциплин. Сейчас область, в которой, собственно, зародилась термодинамика, превратилась в один из ее разделов, именуемый *технической термодинамикой* [11]. Техническая термодинамика является важнейшим разделом теплотехники — обширной дисциплиной, рассматривающей способы получения и использования тепловой энергии, а также конкретные устройства (машины и аппараты), предназначенные для этих целей. Важное преимущество термодинамического метода в том, что благодаря строгости логического построения удается не только выяснить физическую суть самых различных явлений, но и установить для этих явлений количественные соотношения. Термодинамика позволяет, не используя в явном виде интуитивные физические модели и гипотезы, с помощью нескольких обобщенных понятий (энергии, энтропии и некоторых других) описать различные достаточно сложные для понимания процессы.

Методологическая основа термодинамики принципиально отличается от методов исследования, принятых в других разделах физики. В основу термодинамики положен *феноменологический* метод, суть которого заключается в том, что явления описываются на макроскопическом уровне без учета молекулярного строения вещества. При этом описываются суммарные эффекты происходящих процессов без проникновения в их физическую сущность. Противоположностью термодинамического (феноменологического) метода служит статистический (или физический) взгляд на явления природы, который рассматривает явления природы на молекулярном уровне и делает попытки уяснения их физической природы. К сожалению, это не всегда возможно, а для решения ряда задач, изучаемых в рамках термодинамики, оказывается, кроме того, не нужным. Основа феноменологического метода термодинамики предельно проста. Метод базируется на нескольких экспериментально полученных законах. К числу таковых относятся: первый закон

(начало) термодинамики, представляющий собой частную форму всеобщего закона сохранения энергии; второй закон (начало), характеризующий направление протекающих в природе макроскопических процессов. Термодинамические законы дополняются рядом других закономерностей, имеющих более частный характер и также установленных экспериментально (например, уравнение состояния и др.).

Объектом исследования термодинамики является система, представляющая собой материальное тело или совокупность тел (а также полей), находящихся в тепловом и механическом взаимодействии. Системы, в которых не происходит обмена веществ с окружающей средой, называют закрытыми.

Макроскопические тела, используемые в энергооборудовании, называются в термодинамике *рабочими телами.* Наиболее распространенные рабочие тела, с которыми нам придется далее сталкиваться: воздух, продукты сгорания органического топлива, газы, вода и водяной пар.

Макроскопические величины, характеризующие свойства термодинамической системы, называют термодинамическими *параметрами состояния*, а уравнение, устанавливающее связь между параметрами состояния, именуют термодинамическим *уравнением состояния.*

Обычно достаточно знать величину двух параметров состояния, чтобы однозначно определить состояние всей термодинамической системы, иначе — чтобы определить значения любого другого параметра состояния.

Параметры состояния можно разделить на две группы. К одной относятся параметры состояния, не зависящие от количества вещества. Такие как, например, температура t или давление p; их называют *интенсивными* и обозначают строчными буквами. Другую группу составляют параметры состояния, зависящие от количества

вещества, такие как объем V, внутренняя энергия U, энтальпия H, энтропия S и др. Их обозначают заглавными буквами и называют *экстенсивными.* Любой экстенсивный параметр состояния становится интенсивным, если его отнести к единице массы M. Например:

$$\nu = \frac{V}{M}; \quad s = \frac{S}{M}; \quad h = \frac{H}{M}; \quad u = \frac{U}{M}.$$

Такие параметры называют удельными и обозначают строчными буквами, при этом слово «удельный» может опускаться.

Чаще всего состояние термодинамической системы определяют давлением, температурой и удельным объемом.

Удельный объем. В технической термодинамике за единицу объема принимают 1 м^3, а за единицу массы 1 кг.

$$\nu = \frac{V}{M}, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Величина, обратная удельному объему, называется плотностью

$$\rho = \frac{1}{\nu} = \frac{M}{V}, \text{ кг/м}^3.$$

В Англии и США применяют две системы единиц — Британскую абсолютную и Британскую инженерную. Удельный объем, согласно британской инженерной системе, измеряется в кубических футах на фунт массы и обозначется ft^3/lb.

Давление. В термодинамике параметром состояния рабочего тела является абсолютное давление. Манометры измеряют избыточное давление, т. е. превышающее атмосферное. Поэтому к показанию манометра следует добавить атмосферное (барометрическое) давление B, которое, как известно, величина переменная.

$$p = p_{ман} + B.$$

Вакуумметры измеряют давление ниже атмосферного, поэтому

для определения абсолютного давления их показания следует вычитать из величины атмосферного давления

$$p = B - p_{вак} .$$

Основной единицей измерения давления является паскаль (1 Па = 1 Н/м^2). Поскольку данная единица очень мала, то для практических целей используется килопаскаль (кПа) или мегапаскаль (МПа). В компьютерных программах давление иногда выражают в *барах* (1 Па = 10^{-5} бар). В инженерной практике по-прежнему продолжают широко применять для измерения давления техническую атмосферу (кгс/см^2), обозначая ее *ата* — для абсолютного давления, и *ати* — для избыточного. *Техническую атмосферу* следует отличать от *физической атмосферы*, равной 760 мм ртутного столба и обозначаемой *атм* (1 *атм* = 1,0332 *ата*). Согласно Британской инженерной системе измерений давление выражают в фунтах силы на квадратный фут (ldf / ft^2) или на квадратный дюйм (ldf / in^2). Для перевода размерностей можно воспользоваться следующими соотношениями:

$$1\,\text{Па} = 1{,}02 \cdot 10^{-5}\,\text{кгс/м}^2 = 10^{-5}\ \text{бар} = 1{,}45 \cdot 10^{-4}\ ldf / in^2 .$$

Температура. Существует два вида температурных шкал: *термодинамическая* температурная шкала и *международная практическая* температурная шкала. Они практически совпадают и отличаются только реперными точками и различаются всего на 0,01 градуса. Измеряют температуру в градусах Цельсия (°С) или в Кельвинах (К); подчеркнем, что в Кельвинах, а не градусах Кельвина. Началом шкалы Кельвина является абсолютный 0, началом шкалы Цельсия (t = 0 ° С), при этом $0\,°C = 273{,}15\,K$. Когда хотят подчеркнуть, по какой шкале производится отсчет, то температуру по шкале Кельвина обозначают T, а по шкале Цельсия t, но мы далее не будем строго придерживаться данного правила.

В США и Англии для измерения температуры применяют шкалу Фаренгейта (обозначение F), $0\,°\mathrm{C} = 32\,°\mathrm{F}$, $100\,°\mathrm{C} = 212\,°\mathrm{F}$. Для перевода показаний этой шкалы в ºС и обратно служат соотношения:

$$t,\,°\mathrm{C} = \frac{5}{9}\cdot\left(t,\,°\mathrm{F} - 32\right);\; t,\,°\mathrm{F} = \frac{9}{5}\cdot\left(t,\,°\mathrm{C} + 32\right).$$

Уравнение состояния. Каждому веществу соответствует собственное уравнение состояния, устанавливающее связь между его параметрами состояния (давлением, температурой, объемом и др.). Однако термодинамика, которая ограничивается суждениями об общих свойствах веществ, не может дать таких уравнений. Их приходится вводить в термодинамику как дополнительную информацию, получаемую экспериментально или из молекулярной теории вещества. При этом математические выражения оказываются весьма сложными, что исключает возможность проведения обобщенного термодинамического анализа систем с разными рабочими телами.

Оказалось, что для большинства одно- и двухатомных газов с погрешностью ± 1 при давлении менее 2 МПа в интервале температур 0–1000 ºС может быть использовано единое и простое уравнение состояния (уравнение Клапейрона):

$$p\nu = RT, \tag{1.1}$$

где R — газовая постоянная, Дж/(кг·К), константа, имеющая для каждого газа свое значение, T — температура в К.

Допустимо применение формулы (1.1) и для перегретого пара на достаточном удалении от линии насыщения.

Однако строго выражение (1.1) справедливо только для так называемого идеального газа, в котором силы взаимодействия между молекулами отсутствуют, что становится возможным при глубоком вакууме. Для реальных процессов в современных ГТУ, где

температура газов в проточной части может достигать 1400 ºС (а в камерах сгорания 2000 ºС), и давление газов иногда выше, чем 3 МПа, уравнение Клайперона применяют с поправками. В практике технических расчетов часто используется выражение:

$$(p + a)(v - b) = RT, \qquad (1.2)$$

физический смысл и способ определения поправок a и b в котором можно найти в специальной литературе по термодинамике.

Из уравнения (1.1) можно получить значение любого параметра состояния при переходе из состояния *1* в состояние *2*:

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2}. \qquad (1.3)$$

Для идеальных газов, взятых при одинаковых температурах и давлениях, имеет место следующая зависимость (закон Авогадро):

$$\frac{\mu}{\rho} = const, \text{ иначе } \mu v = const,$$

где μ — молекулярная масса газа.

Величина μv представляет собой объем киломоля (кмоль) газа, который для всех газов при нормальных условиях (давление 101,325 кПа, температура 0 ºС) примерно 22,4 м^3/кмоль. Тогда (1.1) можно представить в виде:

$$pV_\mu = \mu RT,$$

где V_μ — объем 1 моля газа, а μR — универсальная газовая постоянная, которая равна 8,314 Дж/(моль·К). (Такая форма уравнения (1.1) предложена Д. И. Менделеевым и носит его имя). Поделив величину универсальной газовой постоянной на массу 1 кмоля газа (численно равную его молекулярной массе, выраженной в кг), можно определить газовую постоянную конкретного газа (который можно считать подчиняющимся законам идеального газа).

$$R = \frac{8314}{\mu}, \text{ Дж/(кг·К)} \qquad (1.4)$$

В табл. 1.1 сведены данные по молекулярной массе, плотности, объемам киломоля и газовым постоянным для газов, с которыми нам придется далее столкнуться. Данные приведены к нормальному состоянию, для водяного пара приведение носит условный характер.

Таблица 1.1

Некоторые характеристики реальных газов

Газ	Химическая формула	Молекулярная масса	ρ, кг/м^3	μv, м^3/кг	R, Дж/(кг·К)
Воздух	–	28,96	1,293	22,40	287,0
Кислород	O_2	32,0	1,429	22,39	259,8
Азот	N_2	28,026	1,251	22,40	296,8
Гелий	He	4,003	0,179	22,42	2078,0
Водород	H_2	2,016	0,090	22,43	4124,0
Окись углерода	CO	28,01	1,250	22,40	296,8
Двуокись углерода	CO_2	44,01	1,977	22,26	188,9
Метан	CH_4	16,032	0,717	22,08	518,8
Водяной пар	H_2O	18,016	(0,804)	(22,40)	(461)

Рабочие тела, используемые в ГТУ, представляют собой, как правило, газовые смеси: воздух, смесь воздуха с паром, смесь воздуха и продуктов сгорания органического топлива. В технической термодинамике под смесью газов понимают смеси, удовлетворяющие следующим условиям:

- газы между собой химически не реагируют;
- газы могут смешиваться в любой пропорции;
- каждый газ смеси ведет себя независимо от других.

Последнее условие сводится к тому, что газ как бы занимает весь объем, игнорируя присутствие других газов. В результате каждый индивидуальный газ находится под давлением, которое он имел бы, распространившись на весь объем, занимаемой смесью. Такое давление называется *парциальным*, и давление смеси $p_{см}$ равно сумме парциальных давлений входящих в нее газов (закон Дальтона):

$$p_{см} = \sum_{i=1}^{n} p_i \,, \qquad (1.5)$$

где $i = 1, 2, 3,\ldots, n$ — индексы компонентов, входящих в смесь.

В основу расчета параметров состояния газовых смесей положен принцип *аддитивности*, предполагающий справедливость допущения о том, что значение величины параметра, соответствующего всему объему, может быть получено сложением величин, соответствующих его частям. Согласно этому принципу масса смеси $M_{см}$ может быть представлена в виде суммы масс n компонентов:

$$M_{см} = M_1 + M_2 + M_3 + \ldots + M_n \,.$$

Аналогично объем смеси:

$$V_{см} = V_1 + V_2 + V_3 + \ldots + V_n \,.$$

Если воспользоваться понятием *приведенного объема* $V_{ПР}^{i}$ для каждого *i-го* компонента смеси, как объема, который компонент занимал бы при давлении и температуре смеси, то, согласно данному определению

$$V_{ПР}^{i} \cdot p_{см} = V_{см} \cdot p_i \,, \qquad V_{ПР}^{i} = (V_{см} \cdot p_i)/\, p_{см} \,.$$

Если разделить массу или приведенный объем каждого компонента соответственно на массу или объем всей смеси, то получим следующие выражения для массовых m и объемных r долей компонентов:

$$m_1 + m_2 + m_3 + \ldots + m_i = 1,$$

$$r_1 + r_2 + r_3 + \ldots + r_i = 1.$$

Через массовые или объемные доли компонентов удобно выразить (и рассчитать):

- плотность газовой смеси: $\rho_{см} = \sum_{i=1}^{n} r_i \rho_i$; (1.6)

- молекулярную массу газовой смеси: $\mu_{см} = \sum_{i=1}^{n} r_i \mu_i$; (1.7)

- газовую постоянную: $R_{см} = \sum_{i=1}^{n} m_i R_i$, Дж/(кг·К); (1.8)

- парциальное давление *i-го* компонента:

$$p_i = r_i \cdot p_{см} \text{ или } p_i = m_i \cdot p_{см} \cdot \frac{R_i}{R_{см}}. \quad (1.9)$$

Работа, теплота, теплоемкость. Если термодинамическая система не изолирована от окружающей среды, а находится с ней во взаимодействии, то параметры состояния системы могут изменяться. Последовательное изменение состояния системы называют *термодинамическим процессом*. В технической термодинамике предполагают, что в ходе процесса значения параметров состояния меняются одновременно и одинаково во всех точках системы. Важнейшими понятиями для описания термодинамических процессов являются *теплота Q* и *работа L*. Хотя оба параметра могут измеряться одинаково, обычно в джоулях (Дж), они являются качественно разными формами передачи или превращения энергии.

Передача энергии в виде теплоты подразумевает наличие контакта между телами, имеющими разную температуру (иначе — *температурного напора,* или градиента температур). Передача

энергии в виде работы связана обязательно с механическим взаимодействием с окружающей средой. Главная задача технической термодинамики в определении способов и меры взаимного превращения этих форм энергии. Количественно величины работы и теплоты зависят от того, каким способом осуществлялся процесс перехода из одного термодинамического состояния системы в другое состояние. На этом основании их называют *функциями процесса*, в отличие от параметров состояния, которые от процесса не зависят.

Дело в том, что подведенная к системе в некотором процессе *1–2* энергия $E_2–E_1$ используется как на совершение работы $L_{1–2}$,так и на повышение внутренней энергии $\Delta U_{1–2}$, являющейся аналогом потенциальной энергии в механических процессах. От того, как осуществляется процесс *1–2*, зависит то, как распределится энергия между $\Delta U_{1–2}$ и $L_{1–2}$. Приведем наглядный пример, связанный с сопоставлением циклов Брайтона *v-const* и *p-const.* На рис. 1.6. показаны два варианта процесса.

Первый вариант (А) предполагает, что к замкнутому объему V идеального газа, огражденному жесткими стенками, подводится некоторое количество теплоты Q, в результате система переходит из состояния *1* в состояние *2*. Энергия системы при этом увеличивается на величину $Q_{1–2}$, одновременно увеличиваются давление p и температура T. Однако работу газ совершить не может — мешают жесткие стенки, и объем сохраняется постоянным. Спрашивается, куда делась подведенная тепловая энергия? Она вся пошла на увеличение внутренней энергии газа U, которая увеличилась соответственно на величину $\Delta U_{1–2}$. Аналогичный процесс происходит при сгорании топлива в камере сгорания ГТУ, работающей по циклу Брайтона *v-const*.

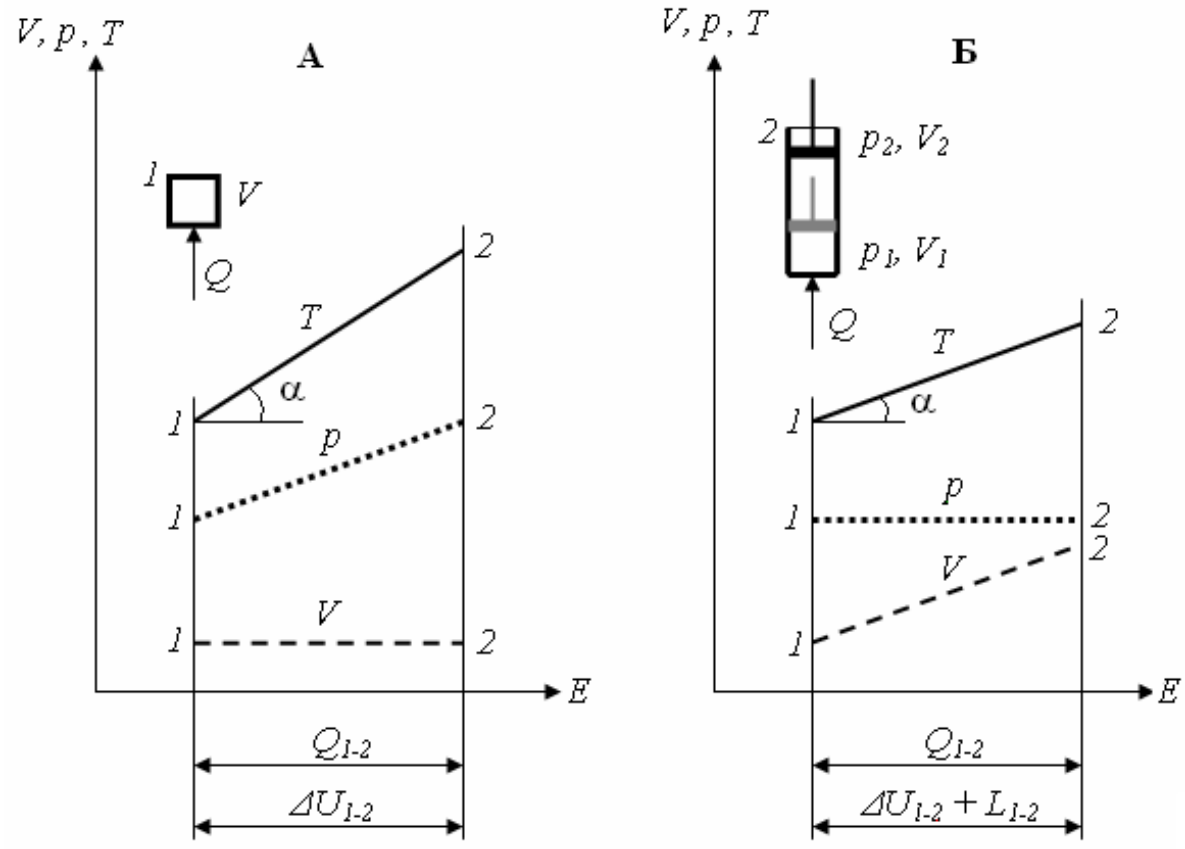

Рис. 1.6. К сопоставлению процессов *v-const* (А) и *p-const* (Б)

Иной вариант процесса представлен на рис. 1.6Б. Здесь первоначальный объем газа огражден также жесткими стенками, но одна из них подвижна. Наиболее простая модель подобного процесса — цилиндр с поршнем. Перемещаясь, поршень может преодолевать сопротивление внешних сил, совершая тем самым определенную работу. Подведем к данной системе такое же количество теплоты, как и в предыдущем случае. Очевидно, что благодаря наличию подвижной стенки давление увеличиваться не будет. Поршень перейдет из положения *1* в положение *2*, совершив работу L_{1-2}. При этом увеличится объем V и температура T. Теперь подведенная теплота уже разделится каким-то образом на две составляющие. Одна составляющая ΔU_{1-2} пойдет на увеличение внутренней энергии, что приведет к увеличению температуры T. Но увеличение температуры

будет не столь значительным, как в предыдущем примере, потому что часть подведенной энергии пойдет на совершение работы L_{1-2}. Подобный процесс происходит в поршневом двигателе (ДВС), где процессы подвода тепла и совершения работы совмещены в одном агрегате. Иначе обстоит дело в ГТУ. Здесь процессы подвода теплоты и совершения работы разнесены по отдельным узлам. Первый осуществляется в камере сгорания, второй — в турбине. Поэтому аналогия процесса в камере сгорания ГТУ, работающей по циклу Брайтона *p-const*, с вариантом, показанным на рис. 1.6Б будет полной, только если считать поршень как бы невесомым, и работу по его перемещению ничтожно малой. Тогда $L_{1-2} = 0$, и вся подведенная энергия, как и в варианте на рис. 1.6А, пойдет на увеличение внутренней энергии газа ΔU_{1-2}, которую в дальнейшем мы предполагаем полезно использовать в турбине.

Зависимость внутренней энергии от температуры удобно представлять, пользуясь понятием *теплоемкости процесса*

$$C = \frac{dQ}{dT}. \qquad (1.10)$$

Заметим, что в T, Q-координатах теплоемкость представляется как ctg угла наклона касательной к линии процесса к оси Q. Обратимся снова к рис. 1.6. В обоих рассмотренных вариантах энергия подводилась только в виде теплоты. Из графиков видно, что угол наклона линий изменения температуры к оси E при реализации процесса *v-const* (рис. 1.6А) больше, чем при реализации процесса *p-const* (рис. 1.6Б). Отсюда следуют два важных для термодинамического анализа вывода:

Теплоемкость является функцией процесса.

2. Теплоемкость процесса при *p-const* (ее обозначают C_p) больше, чем теплоемкость процесса при *v-const* (обозначаемой C_v):

$$C_p > C_v .$$

Теплоемкость — индивидуальная физическая константа, характеризующая конкретное рабочее тело. Она измеряется в килоджоулях на градус (кДж/К). К сожалению, величина теплоемкости меняется с температурой, и выражение (1.10) позволяет получить только значение теплоемкости при конкретной температуре. Подобную теплоемкость называют *истинной* теплоемкостью. В реальных расчетах надо знать теплоемкость в определенном интервале температур, такую теплоемкость называют *средней* и часто обозначают C_m.

В практике расчетов часто удобно пользоваться удельными значениями теплоты, работы, внутренней энергии и теплоемкости, отнесенным к единице массы (обычно к килограмму). Такие величины, как и интенсивные параметры состояния, обозначают прописными буквами

$$l = \frac{L}{M},\ q = \frac{Q}{M},\ u = \frac{U}{M},\ c_p = \frac{C_p}{M},\ c_v = \frac{C_v}{M}. \qquad (1.11)$$

Теплоемкость иногда удобно отнести к единице объема, такую теплоемкость называют *объемной* и обозначают c', или к киломолю вещества — тогда ее называют *мольной теплоемкостью* и обозначают μc.

1.3. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ И ПРОЦЕССЫ

Первый закон термодинамики. Напомним его наиболее общую дифференциальную форму для выделенного элемента с массой m:

$$dQ = dU + dL + md\frac{w^2}{2} + \sum mdP_i . \qquad (1.12)$$

Каждый из пяти членов данного выражения определяет конкретный вид энергии:

dQ — изменение количества теплоты элемента; dU — изменение внутренней энергии, $d\frac{w^2}{2}$ — изменение внешней кинетической энергии, обусловленной поступательным движением центра тяжести выделенного элемента относительно некоторой внешней системы координат. Последний член в выражении (1.12) несколько абстрактен. Он выражает внешнюю потенциальную энергию, связанную с перемещением элемента в различных силовых полях, характеризуемых энергиями $P_1, P_2, \ldots, P_n$, такими полями могут оказаться, например, гравитационное или магнитное поля.

То же уравнение в интегральной форме для конечного перехода из состояния (1) в состояние (2) можно записать в виде:

$$Q_{1-2} = \Delta U_{1-2} + L_{1-2} + M\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + M \cdot \sum P_{1-2}\,. \qquad (1.13)$$

Наряду с этим для многих задач, где перемещение центра тяжести рабочего тела не влияет на энергетический баланс, можно пользоваться применяемой в классической термодинамике формой (называемой формой Лагранжа):

$$dQ = dU + dL\,, \qquad (1.14)$$

или с учетом того, что $dL = pdV$,

$$dQ = dU + pdV\,, \qquad (1.15)$$

В практике расчетов оказывается удобным представлять первый закон с использованием понятия *энтальпии*. Энтальпия является термодинамической функцией состояния, характеризующей полную энергию тела, заполняющего объем V. Она обозначается H и имеет размерность энергии. Величина энтальпии складывается из внутренней энергии U и pV:

$$H = U + pV\,. \qquad (1.16)$$

С учетом (1.16) первый закон в форме Лагранжа принимает вид:

$$dQ = dH - Vdp\,. \qquad (1.17)$$

Для практических целей так же представляют интерес случаи адиабатных течений $\Delta H_{1-2} = \int_2^1 Vdp$ или, переходя к удельной энтальпии: $\Delta h_{1-2} = \int_2^1 v\,dp$.

Отсюда можно получить удобную формулу для изменения скорости потока:

$$w_2 - w_1 = \sqrt{2\Delta h_{1-2}}\,. \qquad (1.18)$$

и далее целый ряд полезных формул, например, формулы для определения параметров заторможенного потока (условие $w_1 = 0$) и др.

В начале настоящей главы мы обозначили термодинамические процессы, из которых образованы идеальные циклы Брайтона (dp=0 и dv=0). Если применить первый закон термодинамики (1.14) совместно с уравнением состояния идеального газа (1.1) и принять допущение о постоянстве теплоемкости, то для указанных частных термодинамических процессов в идеальных газах можно получить соответственно частные формы первого закона и необходимые для расчетов выражения: работы, теплоты и теплоемкости, которые приводятся ниже (читателям предлагается самостоятельно проделать необходимые алгебраические преобразования).

Изохорный процесс — процесс при постоянном объеме (V=*const*).

Уравнение изохоры: $\frac{p}{T} = const$. Первый закон термодинамики:

$dq = du$. Работа изохорного процесса: $l_{1-2} = 0$. Теплота изохорного процесса $q_{1-2} = c_v(T_2 - T_1)$.

Изобарный процесс — процесс при постоянном давлении (p=$const$).

Уравнение изобары: $\frac{v}{T} = const$. Первый закон термодинамики для изобарного процесса:

$$c_p - c_v = R. \tag{1.19}$$

Работа изобарного процесса: $l_{1-2} = p(v_2 - v_1)$. Теплота изобарного процесса: $q_{1-2} = c_p(T_2 - T_1)$.

Следует обратить внимание читателя на полученное выражение первого закона для изобарного процесса. Выражение (1.19), называемое часто *формулой Майера*, подтверждает полученный нами уже ранее вывод о том, что $c_p > c_v$ и устанавливает количественную связь между ними.

Адиабатический (адиабатный) процесс — процесс, при котором отсутствует теплообмен с окружающей средой ($dq = 0$). Заметим, что в отличие от большинства других термодинамических процессов, данный процесс является гипотетическим, так как реализовать его в природе практически невозможно.

Уравнение адиабаты в интегральной форме:

$$p v^k = const,$$

где $k = c_p/c_v$ называют *показателем адиабаты*. Величина k для реальных газов находится в диапазоне k = 1,3...1,67. Для воздуха при невысоких температурах, характерных для сжатия воздуха в ГТУ, принимают обычно k = 1,4. При температурах продуктов сгорания, имеющих место при расширении газа в газовой турбине, значения k принимаются на уровне 1,33–1,30. Первый закон термодинамики для адиабатического процесса принимает вид:

$$c_v dT + pdV = 0.$$

Выражение работы для адиабатического процесса с помощью формулы (1.1) можно выразить как через отношение давлений p_2/p_1, так и через отношение удельных давлений v_1/v_2 или отношение температур T_2/T Приведем только одну форму, использующую отношение давлений, поскольку она наиболее часто встречается в практике расчетов

$$l_{1-2} = \frac{RT_1}{k-1}\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)\right]^{\frac{k-1}{k}}. \qquad (1.20)$$

Изотермический процесс — процесс, при котором температура сохраняется неизменной ($T=const$). В цикле Брайтона такой процесс отсутствует, он реализуется в цикле Ренкина (основном цикле ПСУ) при испарении воды в испарителе парового котла и при конденсации пара в конденсаторе. Уравнение изотермы имеет вид $pv=const$. Первый закон термодинамики для изотермического процесса $dq = pdv$, теплота и работа изотермического процесса

$$q_{1-2} = l_{1-2} = RT \cdot \ln\frac{v_2}{v_1} = RT. \qquad (1.21)$$

Интересно отметить, что раз температура в изотермическом процессе не меняется, то следовательно, его теплоемкость равна бесконечности.

Политропический процесс — процесс при котором единственным ограничением является постоянство теплоемкости ($c_n=const$). В этой связи все рассмотренные выше процессы являются частными случаями политропического процесса.

Уравнение политропы имеет в интегральной форме вид:

$$pv^n = const, \qquad (1.22)$$

где $n = \dfrac{c_n - c_p}{c_n - c_v}$ называется *показателем политропы.*

Величина n может меняться от $+\infty$ до $-\infty$. 1.ый закон термодинамики для политропического процесса принимает вид:

$$c_n dT = c_v dT + pdv. \qquad (1.23)$$

Из выражения (1.22) следует, что работа политропического процесса вычисляется по формулам, тождественным формулам для работы адиабатического процесса (1.20), только показатель адиабаты k следует заменить показателем политропы n.

$$l_{1-2} = \frac{RT_1}{n-1}\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)\right]^{\frac{n-1}{n}}. \qquad (1.24)$$

На рис. 1.7 показаны все рассмотренные выше процессы, как частный случай политропического процесса, и указаны значения показателя политропы и теплоемкости, соответствующие им. Процессы представлены в двух вариантах систем координат: p–v и T–q. Обозначение кривых одинаковых процессов в обеих системах координат совпадают.

Представление термодинамических процессов в координатах p–v наглядно и удобно тем, что показывает взаимосвязанное изменение параметров состояния при различных процессах, позволяет дать интерпретацию работы процесса l. Действительно, согласно приведенному выше выражению (1.15) работа процесса *1–2*:

$$l_{1-2} = \int_1^2 pdv.$$

Следовательно, работа эквивалентна площади под линией процесса. В технической термодинамике условно принято, что если для осуществления процесса к рабочему телу нужно подводить

работу извне, то такая работа считается *отрицательной* (–*l*). Если наоборот, рабочее тело в ходе процесса отдает работу внешнему потребителю, то такая работа считается *положительной* работой (+*l*). Из рис. 1.7 видно, что для ряда процессов в зависимости от направления, указанного стрелкой, работа может быть как положительной, так и отрицательной. При этом процессы идущие в правую сторону, всегда сопровождаются положительной работой, а в левую — отрицательной. Работа процесса *v=const* равна 0, что ранее мы уже отмечали при построении графиков на рис. 6. Аналогично в координатах *T–q* видно, для реализации процесса в каком направлении требуется подвод внешней теплоты, а в каком — ее отвод в окружающую среду. При этом подводимую теплоту считают положительной (+*q*), а отводимую — отрицательной (–*q*).

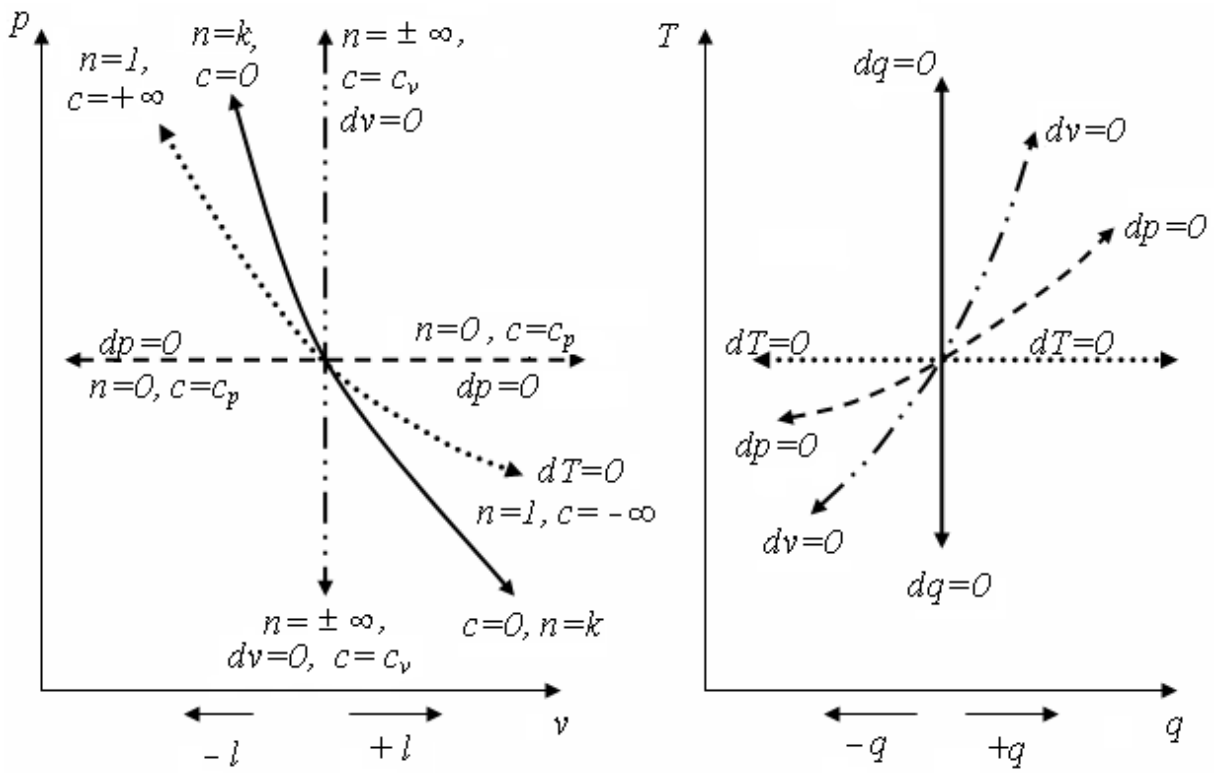

Рис. 1.7. Основные термодинамические процессы, как частный случай политропного

Последним выводом в значительной мере ограничиваются возможности анализа, который можно провести, оставаясь только в рамках 1-го закона термодинамики. Далее следует обратиться ко 2-му закону.

Второй закон термодинамики. Полагаем, что для читателя ясно, что ни один из рассмотренных выше термодинамических процессов изолированно не может быть положен в основу двигателя, совершающего процесс получения полезной работы. Перед теплотехниками XVIII века (Папеном, Совери, Ньюкоменом и их современниками), возникали серьезнейшие проблемы, когда они пытались вернуть свои двигатели в исходные, для получения работы, состояния. Сегодня для нас очевидно — для постоянного (или хотя бы многократно периодического) получения работы необходимо, чтобы в двигателе совершалась некая последовательность процессов, в результате которой термодинамическая система возвращалась бы в исходное состояние. Такой процесс мы называем *круговым*, а последовательность термодинамических процессов, образующих круговой процесс — *термодинамическим циклом.* Отметим, что работа кругового процесса будет положительной, если она осуществляется в координатах рис. 1.7 по направлению часовой стрелки, и отрицательной при обратном направлении. Соответственно циклы в зависимости от направления кругового процесса называют *прямыми* или *обратными.* Порекомендуем читателю самостоятельно убедиться в том, что работа прямого кругового процесса положительна, путем его анализа в p–v координатах.

Второй закон термодинамики является тем принципом, который определяет существенное различие между учением о теплоте и любой другой механикой. Все процессы, изучаемые различными областями науки, являются обратимыми (т. е. могут одинаково легко осуществляться в ту или иную сторону) лишь до тех пор, пока они не связаны с тепловыми явлениями. Естественные природные процессы

всегда стремятся к равновесию (механическому, тепловому и др.) и протекают самопроизвольно. *Процессы перехода теплоты в работу и обратно являются неестественными*, для их осуществления необходимы специальные устройства или машины. Указанные машины или устройства должны работать по замкнутому (круговому) процессу, называемому термодинамическим циклом. Клаузиус ввел понятие кругового процесса и показал, что в круговом процессе всегда выполняется условие

$$\oint \frac{dQ}{T} = 0 . \qquad (1.25)$$

Выражение (1.25), называемое *интегралом Клаузиуса*, имеет первостепенное значение для уяснения как 2-го закона, так и понятия смысла *энтропии*. Энтропией Клаузиус назвал подинтегральную функцию в (1.25):

$$dS = \frac{dQ}{T} . \qquad (1.26)$$

Согласно (1.26) количество тепла, подведенного к телу, может быть выражено как

$$dQ = TdS .$$

Поскольку в общем случае подведенная теплота может быть положительной, отрицательной и равной 0, то и приращение энтропии может принимать соответствующие значения: *при подводе тепла энтропия увеличивается, при отводе уменьшается, при отсутствии теплоподвода энтропия не меняется.*

С учетом первого закона (1.15) для любого обратимого процесса

$$TdS = dU + pdV . \qquad (1.27)$$

Следует особо обратить внимание читателей на знак «$\oint$ » в формуле (1.25), так как под ним скрыто важное для анализа термодинамических циклов понятие. Если все термодинамические

процессы, образующие термодинамический цикл «*обратимы*», то есть одинаково идут в обоих направлениях, то в указанной формуле (1.25) появляется знак равенства. Если хотя бы один процесс, составляющий цикл, является необратимым, то всегда:

$$\oint \frac{dQ}{T} > 0 .$$

Нам представляется удобным объяснить понятие необратимого термодинамического процесса на примере цикла Брайтона, показанного на рис. В представленном на рис. 1.1 идеальном цикле процесс *1–2* соответствует сжатию рабочего тела (воздуха) в компрессоре (см. схему на рис. 1.2). На рис. 1.8 данный процесс показан отдельно от цикла при сохранении обозначений, принятых на рис. 1.1.

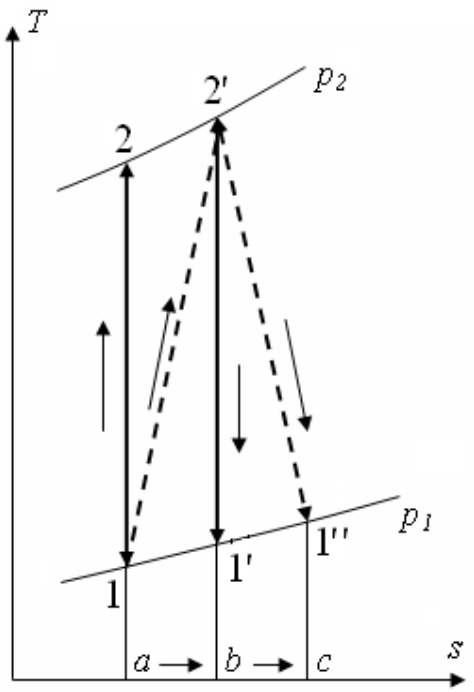

Рис. 1.8. К понятию необратимости термодинамического процесса

Идеальный процесс *1–2* обратим, поэтому, если сразу после адиабатического сжатия в процессе *1–2* осуществить адиабатическое

расширение воздуха в процессе *2–1*, мы вернемся в точку 1. Действительному ходу прямого процесса *1–2* сопутствует целый ряд потерь. Среди них только часть может описываться термодинамикой, на этой части мы и сосредоточим свое внимание.

Практическая реализация процесса сжатия неизбежно приведет к необходимости взаимодействия потока со стенками технического устройства, где осуществляется сжатие (иначе — компрессора). Уже из газовой динамики мы знаем, что скорость на стенке равна нулю, что имеет место вязкое трение в пограничном слое. Кроме того, процессы трения имеют место и внутри потока сжимаемой жидкости, они усугубляются отрывными течениями, вихреобразованием и т.п. Качественный и количественный анализ перечисленных процессов является предметом газовой динамики. Для термодинамики достаточно того, что совокупность указанных процессов имеет место, и что в процессе их реализации осуществляется определенная работа. Следовательно, работа реального процесса сжатия *1–2* будет:

$$l_{1-2} = l + l_{TP} \ .$$

Небезразлично для термодинамики также, куда работа сил трения l_{TP} девается, поскольку она осуществляется внутри термодинамической системы. По-видимому, работа сил трения превращается в теплоту — такой процесс называется *диссипацией энергии* (иначе — рассеиванием). 2-й закон термодинамики указывает нам, что подвод теплоты ведет к увеличению энтропии. Следовательно, реальный процесс адиабатического сжатия отклонится в сторону увеличения энтропии и в результате достигнет изобары p_2 не в точке *2*, а в некоторой точке, которую мы обозначили *2*'. При этом теплота, обусловленная работой сил внутреннего трения в координатах *T–S* будет эквивалентна площади *a*–1–*2*'–*b*–*a* (рис. 1.8).

Если далее мы предпочтем вернуться к изобаре p_1 путем идеального адиабатического процесса, то попадем уже только в точку

1'. В случае необратимого процесса расширения будет выделена теплота, эквивалентная площади *b–2'–1"–c*, и в конце процесса расширения мы окажемся в точке *1"*.

В обоих рассмотренных случаях (сжатия и расширения) силы трения в реальном процессе привели к увеличению энтропии (см. рис. 1.8). Следовательно, согласно 2-му закону, нужно совершить дополнительную работу для компенсации работы сил трения и возвращения термодинамической системы в исходное состояние. В этой связи работа реального процесса (l) должна складываться из двух частей: работы обратимого процесса, назовем ее l_0 и работы сил трения, которую обозначим $l_{\text{ТР}}$, то есть $l = l_0 + l_{TP}$. Причем, согласно правилу знаков, проиллюстрированному на рис. 7, подведенная работа l_m должна иметь знак (–). С практической точки зрения нас интересует внешняя работа процесса, назовем ее *технической работой* $l^{тех}$. Иначе, какую работу должен совершить приводной двигатель реального компрессора, где совершается процесс сжатия, или какую полезную работу можно получить в результате расширения газа в турбине. Тогда, следуя правилу знаков, для реализации необратимого процесса сжатия *1–2* требуется совершить техническую работу:

$$\left(-l_{сж}^{тех}\right) = -l_{сж}^{тех} \cdot l_0 + \left(-l_{TP}\right) \text{ или } \left|-l_{сж}^{тех}\right| = \left|l_0 + l_{TP}\right|,$$

а процесса расширения *2'–1'*, соответственно $l_{техн}^{расш} = l_0 - l_{TP}$. Отсюда следует важный практический вывод: техническая работа необратимого адиабатического процесса сжатия всегда *больше,* чем работа обратимого адиабатического процесса, а техническая работа необратимого процесса адиабатического расширения всегда больше работы соответствующего обратимого процесса:

$$l_{сж}^{тех} > l_0 . \qquad (1.28)$$

Интересно отметить, что рассмотренный выше пример может интерпретироваться и с позиций 1-го закона. Тогда процесс расширения *2'–1'* следует рассматривать как процесс политропический, причем теплоемкость такого процесса является величиной отрицательной $c_n < 0$. Физический смысл отрицательной теплоемкости находит следующее объяснение. В процессе расширения производимая работа существенно превосходит подводимую теплоту, обусловленную трением, поэтому работа совершается в основном за счет внутренней энергии, а это ведет к уменьшению температуры. Аналитически определить теплоемкость c_n невозможно, ее находят экспериментально. Причем эксперимент должен воспроизводить (или полностью моделировать) реальные условия реализации процесса в техническом устройстве: турбине, двигателе внутреннего сгорания, реактивном сопле и т.п. Для обобщения результатов экспериментов пользуются политропическим коэффициентом полезного действия (КПД) $\eta_n = l_0 / l^{тех}$. Подробное рассмотрение политропных процессов расширения можно найти в курсах газовых турбин.

1.4. ДИАГРАММЫ СОСТОЯНИЯ И ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ

В термодинамике исследуется вопрос об эффективности преобразования в работу разности в цикле подведенного Q_1 и отведенного Q_2 количества теплоты. Для этого вводится понятие термического (иногда его называют термодинамическим) КПД

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}. \qquad (1.29)$$

Отсюда на основе анализа обратимого кругового процесса с позиций 2-го закона термодинамики получается выражение максимально возможного термического КПД, имеющее крайне

важное практическое значение:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \qquad (1.30)$$

(Заметим, что вывод данной формулы не так прост, как может некоторым показаться, поэтому советуем заглянуть в учебник термодинамики).

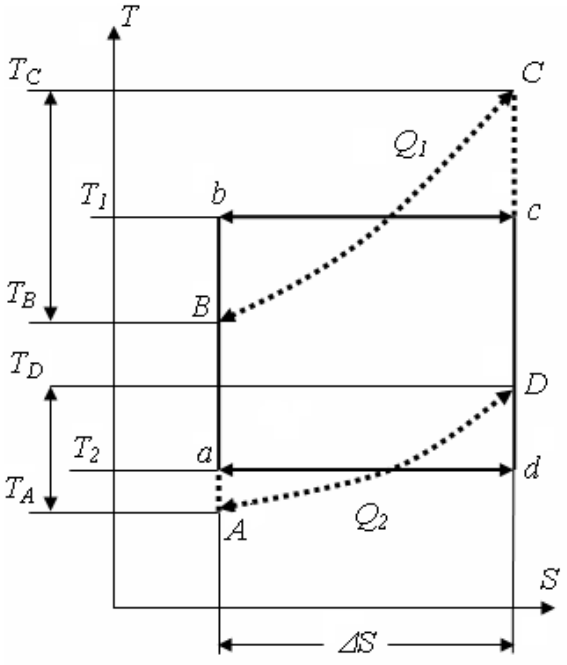

Рис. 1.9. Цикл Карно и карнотизированный цикл Брайтона

Следует обратить внимание читателя на большую и принципиальную разницу формул (1.29) и (1.30). Первая из них — не более чем алгебраическая форма записи термического КПД. Вторая формула, (1.30), показывает, что *максимально возможный термический КПД идеального термодинамического цикла* не зависит от природы и свойств рабочего тела, а определяется только температурами подвода теплоты T_1 и ее отвода T_2. Определен также цикл, по которому должна работать установка, имеющая максимальный КПД. Этот цикл должен иметь изотермические процессы подвода и отвода теплоты и адиабатические процессы

сжатия и расширения. Подобный цикл получил названия «идеального цикла Карно». Соответственно, формула (1.30) — «*КПД идеального цикла Карно*». На рис. 1.9 в *T*, *S*–координатах такой цикл показан, ему соответствует прямоугольник *a–b–c–d–a*. Следует обратить внимание, что если координата *T* не зависит от свойств рабочего тела, то координата *S* представляет собой функцию состояния, различную для различных веществ (подробнее об этом можно узнать из учебников термодинамики).

КПД цикла Карно всегда меньше единицы, точнее — приближается к единице в области нулевого значения абсолютной температуры. Если принять в цикле Карно температуру подвода тепла $T_1 = 273$ К, что приближается к температуре, максимально достижимой при сжигании органического топлива, а температуру отвода тепла считать соответствующей средним атмосферным условиям $T_2 = 298$ К, то получим значение $\eta_t \approx 0{,}88$. Очевидно, что это предельное значение, которое вряд ли когда-либо будет достигнуто в тепловых двигателях, использующих органическое топливо. Ближе всего к идеальному циклу Карно приближается цикл Ренкина на насыщенном паре: подвод и отвод тепла в нем изотермические (испарение и конденсация). По такому циклу работают турбоустановки большинства современных атомных электростанций. Для реального на сегодняшний день интервала рабочих температур КПД цикла Карно на энергетических установках этих электростанций составляет примерно 0,45. КПД лучших современных парогазовых установок 0,6, хотя их термодинамический цикл менее похож на цикл Карно. Таким образом, приближение к циклу Карно не является самоцелью при выборе цикла энергетической установки.

Тем не менее, понятие цикла Карно дает нам в руки весьма удобный метод термодинамического анализа любых обратимых циклов, позволяя получить очень простые формулы для расчета термического КПД. Данный метод, который называют

«*карнотизацией*» цикла, сводится к тому, что температуры подвода и отвода тепла в анализируемом цикле заменяются некоторыми «среднетермодинамическими» значениями, после чего в расчете используется формула (1.30). Среднетермодинамическая температура представляется как частное от деления количества теплоты, подведенного (или отведенного) в цикле к приращению энтропии ΔS рабочего тела (или источника тепла). Принцип «карнотизации» иллюстрирует рис. 1.9, где пунктиром показан цикл Брайтона (*A–B–C–D–F*), совмещенный с циклом Карно (*a–b–c–d–a*). Здесь температуры

$$T_1 = \frac{Q_1}{\Delta S}, \quad T_2 = \frac{Q_2}{\Delta S},$$

соответственно, подвода теплоты, осуществляемого в цикле Брайтона в интервале температур от T_B до T_C и отвода теплоты в интервале от T_D до T_A, при этом термические к.п.д. обоих представленных на рис. 1.9 циклов будут одинаковыми.

Анализ и оптимизация термодинамических циклов — задача аналитическая. Однако прежде, чем приступать к расчетам, следует наглядно представить себе структуру расчетной задачи. Тут неоценимую услугу оказывают диаграммы состояния. Выше уже отмечалось, что задание двух любых параметров состояния позволяет с помощью соответствующих формул термодинамики определить значение остальных. В этой связи возможен целый ряд диаграмм состояния, из которых наибольшее распространение получили диаграммы *p–v*, *T–s* и *h–s*. На рис. 1.10 представлены названные диаграммы.

Диаграмма *p–v* удобна тем, что в ней наглядно видна работа процесса, она пропорциональна площади под линией процесса *a–b*. Если необходимо оценить работу цикла, то она окажется пропорциональной площади, ограниченной линиями процессов, из

которых образован цикл. Диаграмма *T–S* удобно интерпретирует теплоту процесса, она также равна площади под линией процесса.

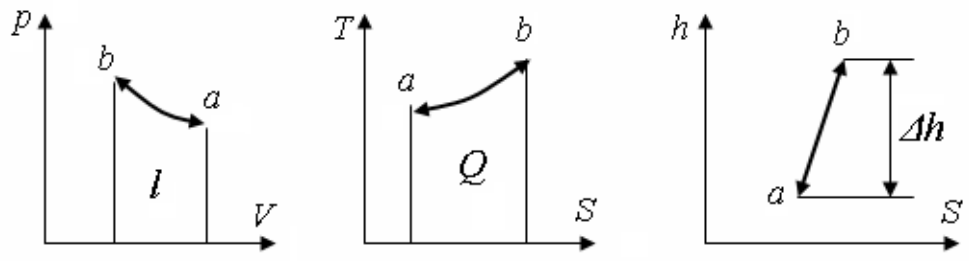

Рис. 1.10. Основные диаграммы состояния

При расчетах процессов с парами, не подчиняющимися законам идеальных газов, особые преимущество имеет *h, S*–диаграмма, предложенная в 1904 г. Молье. До последнего времени эта диаграмма достаточно широко применялась в практике расчетов. Ее достоинство в том, что изменения энтальпии в ней выражается отрезками (см. рис. 10), так что эти величины, столь характерные для применения 1.го закона термодинамики к стационарным процессам, могут быть взяты непосредственно из диаграммы. Так же непосредственно из диаграммы берутся изменения энтропии, которые характеризуют термодинамическую необратимость, связанную с действием 2-го закона термодинамики. В гетерогенной области (области влажного пара) изобары и изотермы в *h, S*–диаграмме совпадают и являются прямыми линиями. На пограничных кривых изотермы, в противоположность изобарам, имеют излом. Далее, в гомогенной области (области перегретого пара) изотермы идут значительно более полого, чем изобары, и по мере удаления в область насыщения становятся почти горизонтальными. Напомним, что для идеального газа линии $T = const$ и $h = const$ совпадают. Следовательно, перегретый пар на достаточном удалении от линии насыщения можно рассматривать как идеальный газ. Изобары в области перегретого

пара выглядят слабовогнутыми кривыми, наклон которых, как следует из уравнения:

$$TdS = dh - vdp,$$

при $dp = 0$ определяется условием $\left(\frac{\partial h}{\partial S}\right)_p = T$.

Следовательно, чем выше температура, тем круче проходит изобара. В расчетах ГТУ *h, S*–диаграммы также находят применение. Однако они менее удобны, чем диаграммы для пара, поскольку требуют введения целого ряда поправок на состав продуктов сгорания, который влияет на вид топлива, избыток воздуха и др.

Как отмечалось выше, из применяемых в настоящее время энергетических циклов только цикл Ренкина, по которому работают паросиловые установки, наиболее близок циклу Карно. На рис. 1.11 показан вариант такого цикла с двойным перегревом пара. Напомним основные процессы, из которых складывается данный цикл.

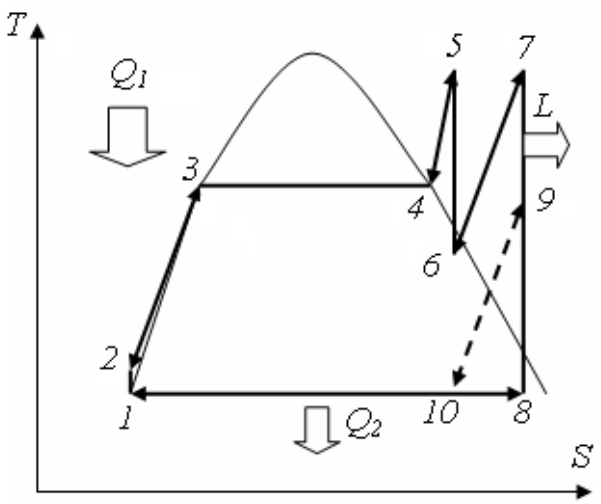

Рис. 1.11 Цикл Ренкина с двойным перегревом пара

Подвод тепла Q_1 осуществляется в процессах *2–3–4–5* и *6–7*. В первом процессе вода нагревается до температуры насыщения (точка *3*), испаряется, и пар перегревается до температуры, соответствующей

точке *5*. Во втором процессе пар перегревается вторично. Работа L отводится от паровой турбины в процессах расширения пара *5–6* и *7–8*. Теплота Q_2 отводится в процессе *8–1*. Подводимая в цикле работа незначительна, она связана с приводом питательного насоса и не превышает 1,5–2 % от величины L. Предлагаем читателю сравнить цикл Ренкина с циклом Карно (рис. 1.9). Процесс отвода теплоты в цикле Ренкина изотермический (как и в цикле Карно), он происходит в конденсаторе при постоянной температуре. Подвод тепла, по крайней мере, приближается к изотермическому, причем в цикле без перегрева пара очень близок к изотермическому.

Так и продолжать бы данному циклу еще долгое время оставаться основой стационарной энергетики, если бы не ограничения по максимальной температуре в цикле. (В термодинамических терминах — ограничение температурного уровня подвода тепла к циклу). В настоящее время максимальная температура пара (в точках *5* и *7*) приближается к 600 ºС. Ее дальнейшему увеличению мешает целый ряд достаточно серьезных научных и технических проблем, обсуждение которых выходит за рамки нашего курса.

Температуру отвода тепла (обозначаемую в цикле Карно как T_2) в цикле Ренкина практически снижать уже невозможно. Она определяется минимальным температурным напором в конденсаторе и температурой окружающей среды. Поэтому термодинамическая оптимизация цикла Ренкина связана с повышением среднетермодинамической температуры подвода тепла. С этой целью вводится вторичный перегрев пара. Кроме термодинамической целесообразности, вторичный перегрев пара обусловлен техническими причинами — он позволяет избавиться от недопустимой, по условиям работы турбины, влажности пара в конце процесса расширения. Еще одно мероприятие, повышающее термический КПД цикла Ренкина — введение регенерации. За счет тепла пара, отбираемого из ступеней низкого давления турбины

(данный процесс *9–10* показан на рис. 1.11 пунктиром) нагревается питательная вода (в процессе *2–3*). В результате подвода теплоты Q_1 приближается к изотермическому, а среднетермодинамическая температура T_1 увеличивается.

Сравнивая циклы Ренкина и Брайтона (рис. 1.11 и 1.9), приходим к выводу, что последний в термодинамическом отношении существенно менее совершенен. Однако для газо-воздушных машин пока ничего лучшего не предложено. Подвод и отвод тепла в цикле Брайтона осуществляется по изобарам. (По соображениям, изложенным выше, будем рассматривать далее только цикл $p=const$). Температурный диапазон, в котором цикл ограничен, определяется крайними точками *A* и *C* на соответствующих изобарах, среднетермодинамическая температура T_1 оказывается существенно ниже максимальной температуры (в точке *A*), а T_2 выше минимальной температуры (в точке *A*). Полагаем, что рис. 1.9 достаточно наглядно иллюстрирует изложенное. Температура в точке *A* — температура наружного воздуха — близка к температуре отвода тела в цикле Ренкина, а вот обусловленная техническими возможностями максимальная температура в точке *C* в ГТУ существенно выше, чем в ПСУ. В современных ГТУ можно считать освоенным уровень температур на входе в газовую турбину порядка 1200–1400 ºС. Поэтому, если сравнивать эквивалентные циклы Карно современных ПСУ и ГТУ, то их термическая эффективность примерно одинакова и находится в области значений 0,63–0,65. (Для ГТУ все-таки несколько ниже, чем для ПСУ). Современные органические топлива (при использовании воздуха в качестве окислителя) позволяют получить температуры порядка 2000–2200 ºС. Для ГТУ предельные температуры ограничиваются эффективностью систем охлаждения и жаропрочностью конструкционных материалов — так что возможности цикла Брайтона до конца еще не реализованы.

Термодинамическое совершенствование цикла Брайтона пошло

по тому же пути, что и цикла Ренкина: многоступенчатый подвод теплоты и регенерация, только технические решения потребовались другие.

На рис. 1.12А показан цикл ГТУ с двухступенчатым подводом тепла.

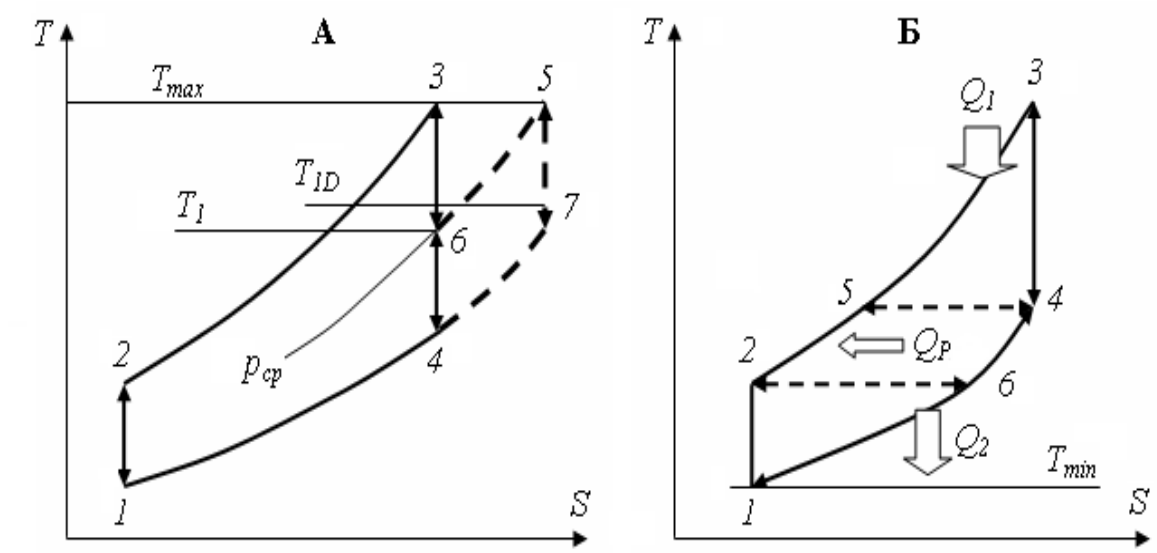

Рис. 1.12. Термодинамическая оптимизация цикла Брайтона

В отличие от обычного цикла *1–2–3–4–1*, при двухступенчатом подводе тепла расширение в турбине осуществляется до некоторого промежуточного давления p_{cp}. Далее газы поступают во вторую камеру сгорания, где снова нагреваются в изобарном процессе до максимальной температуры T_{max} (процесс *6–5*) и потом расширяются до атмосферного давления во второй турбине (процессе *5–7*). В целом цикл описывается контуром *1–2–3–6–5–7*– На рис. 1.12А показано качественное увеличение среднетермодинамической температуры подвода тепла, для цикла с одноступенчатым подводом она обозначена T_1, а для цикла с двухступенчатым подводом T_{1D}. Заметим, что при такой схеме работы теряется одно из главных достоинств ГТУ — простота конструкции. Поэтому установки с двухступенчатым подводом тепла строились, пока начальная

температура газа перед газовой турбиной была относительно низкой (700–800 ºС). Современные ГТУ обычно имеют одну ступень подвода теплоты, хотя в эксплуатации еще находится определенное количество ГТУ с двухступенчатым подводом.

На рис. 1.12Б показан процесс регенерации в ГТУ. В отличие от ПСУ здесь используется не отбор теплоносителя, а весь поток выхлопных газов. Охлаждая выхлопные газы в диапазоне температур, соответствующем процессу *4–6*, можно нагреть воздух перед камерой сгорания в процессе *2–5*. В результате, как видно на приведенном рисунке, увеличивается T_1 и снижается T_2. На рис. 1.4 дана принципиальная схема ГТУ с регенерацией. Заметим, что, чем выше давление перед турбиной, тем меньше разность температур в точках *4* и *2*. В результате возможности регенерации снижаются, при определенных параметрах цикла указанная разность температур может стать величиной отрицательной. С учетом специфики организации рабочего процесса для каждого типа теплового двигателя на основе описания образующих цикл термодинамических процессов можно получить индивидуальные зависимости для термического КПД. Подобные формулы более удобны тем, что, с одной стороны, позволяют выявлять вклад отдельных процессов в экономичность, с другой стороны — облегчают переход к реальным процессам, путем введения отдельных КПД для частных процессов. Примеры применения такого подхода будут даны ниже.

2. РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВКАХ

2.1. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ В КОМПРЕССОРЕ

На рис. 2.1А. представлены идеальный и реальный процессы сжатия в компрессоре.

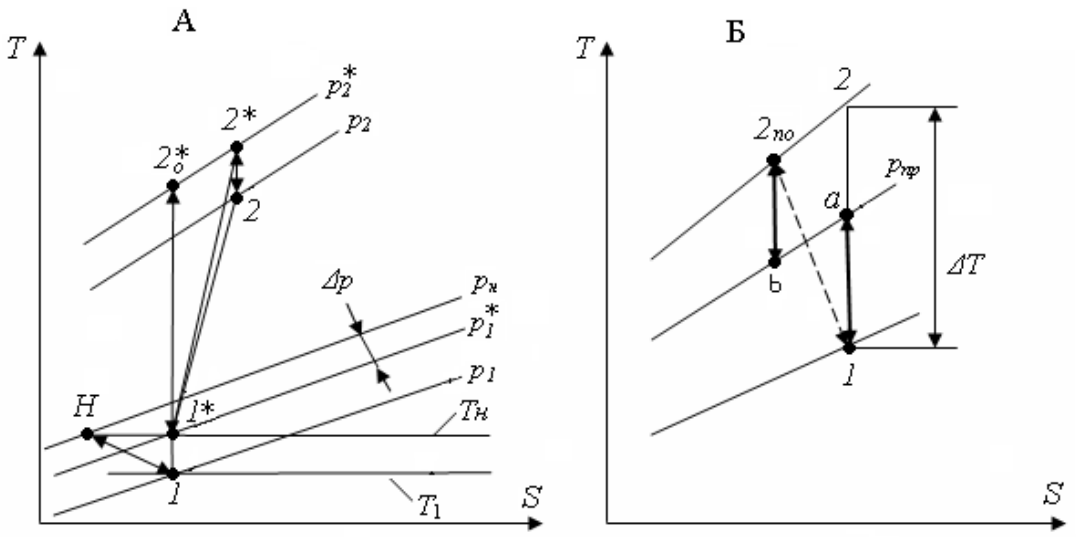

Рис. 2.1. Термодинамические процессы сжатия воздуха в компрессоре

Точка *H* соответствует параметрам невозмущенного атмосферного воздуха. Во входном патрубке компрессора поток должен обладать некоторой скоростью c_n, в результате его статическое давление снижается на величину динамического напора. Соответственно снижается температура потока. Точка *1* отвечает состоянию потока на выходе из входного патрубка, т. е. непосредственно перед компрессором. Поскольку во входном патрубке, безусловно, имеют место потери давления Δp, то полное давление воздуха перед компрессором несколько ниже давления атмосферного воздуха. Ему соответствует точка *1**, которая принимается за начало процесса сжатия.

В результате подвода внешней энергии к рабочему телу в

процессе сжатия его давление увеличивается до величины p_2. Поскольку кинетическая энергия воздушного потока, выходящего из компрессора, далее будет полезно использована, то конечное состояние воздуха за компрессором целесообразно определять параметрами состояния заторможенного потока, т. е. p_2. Таким образом, начало и конец процесса сжатия определяются параметрами торможения, поэтому далее индекс «звездочка» мы будем опускать.

Степень повышения давления в компрессоре характеризуется параметром:

$$\pi_k = \frac{p_2}{p_1}.$$

Иногда удобнее пользоваться не отношением давлений, а отношением удельных объемов, соответствующий параметр называют *степенью сжатия*

$$\varepsilon_k = \frac{v_1}{v_2}.$$

Не трудно убедиться, что между π_k и ε_k существует связь $\pi = \varepsilon^k$, где k — показатель адиабаты.

При отсутствии теплообмена с окружающей средой и потерь трения процесс сжатия будет идти по адиабате $1–2_0$. При этом техническая работа, потребляемая таким *идеальным* компрессором, определится зависимостью

$$H_{к0} = \int_1^2 v dp = c_p T_1 \cdot \left(\pi^{(k-1)/k} - 1\right), \qquad (2.1)$$

где c_p — средняя теплоемкость воздуха в интервале температур, соответствующих точкам 1 и 2_0.

В реальном процессе сжатия приходится затрачивать дополнительную работу на преодоление сил трения, кроме того, в результате внутреннего трения поток дополнительно разогревается. В

результате реальный процесс сжатия происходит с увеличением энтропии, и состоянию рабочего тела в конце сжатия (до давления p_2) будет соответствовать точка *2*. При этом полная работа сжатия в компрессоре определится выражением:

$$H_к = \int_1^{2_0} vdp = c_p T_1 \cdot \left(\pi^{(n-1)/n} - 1\right), \qquad (2.2)$$

где n — показатель политропы реального процесса сжатия. Определение значения n представляется достаточно сложной задачей, кроме того, реальные процессы не в полной мере являются политропическими (подробнее см., например, [4, 5, 6]). В практике расчета тепловых схем ГТУ, когда заранее известно какой компрессор будет применяться, пользуются понятием изоэнтропийного (или адиабатного) КПД:

$$\eta_к = H_{к0} / H_к, \qquad (2.3)$$

Для осевых компрессоров величина $\eta_к$ находится обычно в пределах 0,84–0,9.

Определяющее значение для величины $\eta_к$ имеет аэродинамическое совершенство проточной части компрессора. Хотя с термодинамической точки зрения обратимые процессы сжатия (происходящие в компрессоре) и расширения (они осуществляются в турбине) идентичны, с аэродинамических позиций данные процессы имеют существенное различие.

В проточной части турбины поток ускоряется, а в компрессоре замедляется. Многочисленные экспериментальные исследования показали, что при замедлении поток существенно менее устойчив, т. е. возможны отрывные течения и связанные с ними дополнительные потери. Поэтому в ступени осевого компрессора не удается при достаточно высоком КПД получить степень повышения давления

выше примерно $\pi_k = 1{,}2$. Если учесть, что современные ГТУ имеют $\pi_k = 20\ldots30$, можно представить, сколько ступеней должен иметь компрессор, соответствующий данной степени повышения давления.

Для центробежных компрессоров $\eta_к$ заметно ниже и составляет лишь 0,75…0,85. Однако такие компрессоры значительно более напорные, для них $\pi_k = 2{,}5\ldots3{,}5$ на одну ступень вполне допустимо. Поэтому центробежные компрессоры применяют только в тех случаях, когда определяющим является не КПД установки, а ее габариты (например, в транспортных ГТУ). В ГТУ малой мощности, имеющих небольшие расходы рабочего тела, КПД осевого компрессора снижается из-за увеличения доли концевых потерь в ступени из-за малой высоты лопаток. В таких установках в качестве последних ступеней компрессора иногда ставят центробежные ступени. Центробежные ступени часто используют в различных вспомогательных устройствах, например, стартерах ГТУ и в качестве датчиков частоты вращения (в последнем случае их называют *импеллером*).

Температура воздуха в конце процесса сжатия имеет важное практическое значение, т. к., начиная с этой температуры, должно происходить нагревание воздуха в камере сгорания ГТУ. Данная температура зависит от параметров идеального процесса сжатия и определяется зависимостью:

$$T_{20} = T_1 \cdot \pi_k^{(k-1)/k}. \qquad (2.4)$$

Ее действительное значение T_2 с известной степенью приближения можно найти как:

$$T_2 = \frac{T_{20} - T_1}{\eta_к}. \qquad (2.5)$$

Из приведенных выше зависимостей видно, что работа сжатия увеличивается по мере увеличения температуры рабочего тела,

поскольку при этом растет средняя теплоемкость процесса (см. (2.1) и (2.2)). Следовательно, для уменьшения величины $H_к$ целесообразно охлаждать рабочее тело в процессе сжатия. Непрерывно осуществлять данный процесс технически крайне сложно. Поэтому обычно процесс сжатия разделяют между несколькими последовательно расположенными компрессорами, охлаждая между ними воздух. Такое мероприятие называют *промежуточным охлаждением.* На рис. 2.1Б пунктиром показан процесс $1–2_{по}$, соответствующий сжатию в компрессоре при постоянном отводе тепла. Там же представлен процесс в компрессоре при одной ступени промежуточного охлаждения. Идеальный процесс *1–2* заменяется при этом процессом сжатия *1–a* до некоторого промежуточного давления $p_{пр}$. Далее следует процесс *a–b* охлаждения воздуха во внешнем промежуточном теплообменнике, за которым следует вторая стадия сжатия, соответствующая процессу $b–2_{по}$.

Следует обратить внимание, что охлаждение воздуха ведет к снижению температуры перед камерой сгорания. Следовательно, требуется больший расход топлива для нагревания воздуха до принятой перед газовой турбиной температуры. Поэтому при низких значениях КПД компрессора промежуточное охлаждение иногда не выгодно. Выбор числа ступеней промежуточного охлаждения и степени охлаждения является предметом специального расчетного исследования на стадии разработки тепловой схемы ГТУ (см. [1]).

2.2. ПРОЦЕССЫ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ И ДОЖИГАНИЯ

Согласно циклу Брайтона за процессом сжатия следует процесс *2–3* подвода теплоты (см. рис. 1.1.). Осуществляется он в *камере сгорания* путем сжигания топлива. Поскольку современные энергетические ГТУ работают по принципу постоянного горения, то сгорание происходит при постоянном давлении (цикл Брайтона *p=const*). Допущение о постоянстве давления в камере сгорания

возможно только для предварительного анализа тепловой схемы и расчетов процессов горения. Строго говоря, давление в камере сгорания несколько снижается из-за ее гидравлического сопротивления. Поэтому обычно $p_3 \approx (0{,}99\ldots0{,}98)\ p_2$. Заметим, что в камере сгорания происходит изменение состава и количества рабочего тела. В результате, строго говоря, расход воздуха $G_В$ на входе и газа на выходе $G_Г$ из камеры несколько разнятся.

В зависимости от принятой тепловой схемы в ГТУ может быть несколько подводов тепла, соответственно и несколько *последовательно* расположенных камер сгорания. В ПГУ применяются *камеры дожигания*, в которых топливо сжигается в выхлопных газах ГТУ. Однако методическая основа расчета при этом мало меняется, поэтому приведенные ниже рассуждения годятся для любых камер сгорания.

На рис. 2.2 показана схема материальных потоков и параметров камеры сгорания.

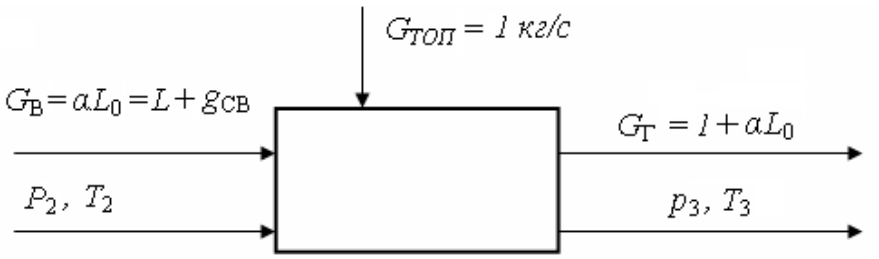

Рис. 2.2. Схема материальных потоков и параметров камеры сгорания

Согласно обозначениям на рис. 2.2 *уравнение теплового баланса* камеры сгорания имеет вид:

$$Q_i^r \eta_{кс} + c_{топ}(T_{топ} - T_0) + c_{рв}(T_2 - T_0)\alpha L_0 =$$
$$= c_{рг}(T_3 - T_0) + c_{рг}\alpha(T_3 - T_0)\cdot L_0\,, \qquad (2.6)$$

где T_0 — температура наружного воздуха; Q_i^r — низшая теплота сгорания топлива при температуре T_0; $\eta_{кс}$ — коэффициент полноты

сгорания топлива; $c_{топ}$ и $T_{топ}$ — удельная теплоемкость и температура топлива; α — коэффициент избытка воздуха; L_0 — теоретическая масса воздуха для сгорания 1 кг топлива; $c_{рв}$, $c_{рг}$ — соответственно, удельная средняя теплоемкость воздуха и продуктов сгорания при α = 1 для рабочего интервала температур в камере сгорания.

Из уравнения (2.6) можно получить формулу для определения *коэффициента избытка воздуха* при $c_{топ}(T_{топ} - T_0) \approx 0$:

$$\alpha = \left(Q_i^r \eta_{кс} + c_{рг}(T_3 - T_0) - \frac{c_{рв} L_0 (T_2 - T_0)}{c_{рг} L_0 (T_3 - T_0)} \right). \qquad (2.7)$$

Принципиальным отличием камеры сгорания ГТУ от топки парового котла состоит в следующем. В паровом котле стремятся работать при минимальном избытке воздуха, чтобы получить максимальную температуру. В ГТУ температура на выходе из камеры сгорания ограничена уровнем, допустимым для механической прочности турбины, т. е. температурой T_3 согласно циклу на рис. 1.1. Поэтому в ГТУ всегда $\alpha >> 1$. В результате в газовой смеси, на которой работает ГТУ, имеется возможность сжигания дополнительного топлива для повышения температуры потока. Последнее обстоятельство, как мы увидим в дальнейшем, играет важную роль при использовании ГТУ в парогазовых установках. Масса *свободного воздуха*, не участвовавшего в окислении топлива, из расчета на 1 кг топлива составляет

$$g_{CB} = L_0(\alpha - 1). \qquad (2.8)$$

В пересчете на 1 кг воздуха расход топлива составляет:

$$g_{ТОП} = G_{ТОП} / G_B = 1/(\alpha L_0). \qquad (2.9)$$

Соответственно секундный расход топлива: $G_{ТОП} = g_{ТОП} \cdot G_B$.

Если в ГТУ предусмотрен промежуточный подвод теплоты или дожигание топлива за турбиной, то *масса дожигаемого топлива* $g_{КД}$ в

зависит от температуры газа за дополнительной камерой сгорания и на 1 кг топлива *основной камеры сгорания* составляет:

$$g_{\text{КД}} = \frac{c_{рг}(1+L_0)+c_{рв}L_0(\alpha-1)\cdot(T_5-T_4)}{Q_i^r\cdot\eta_{\text{кс}}+c_{топ}(T_5-T_4)-\left(c_{рг}(1+L_0)-c_{рв}L_0\right)\cdot(T_5-T_4)}, \qquad (2.10)$$

где T_4 и T_5 — соответственно, температуры газов на входе в камеру дожигания и на выходе из нее.

Коэффициент избытка воздуха после камеры дожигания:

$$\alpha_{\text{КД}} = \alpha/(1+g_{КД}). \qquad (2.11)$$

Для форсирования мощности и подавления окислов азота в продуктах сгорания в камеру сгорания ГТУ иногда подают воду или водяной пар. В этом случае коэффициент избытка воздуха определится зависимостью:

$$\alpha = \frac{Q_i^r\cdot\eta_{\text{кс}}+\left(c_{рв}L_0-c_{рг}(1+L_0)\right)\cdot(T_3-T_0)-(h_2-h_1)d_{\text{Т}}}{c_{рв}L_0(T_3-T_2)}, \qquad (2.12)$$

где h_1 и h_2 — соответственно, энтальпия пара или воды на входе и выходе из камеры сгорания; $d_{\text{Т}}$ — расход пара (воды) отнесенный на 1 кг топлива.

Расход пара (воды), отнесенный на 1 кг воздуха: $d = d_{\text{Т}}/(\alpha\cdot L_0)$.

Использование приведенных выше формул предполагает, что предварительно определены характеристики продуктов сгорания, исходя из состава конкретного топлива. Состав ряда применяемых в ГТУ жидких и газообразных топлив можно найти, например, в [5], а в [18] приведены характеристики продуктов сгорания для стандартного углеводородного топлива. В качестве стандартного принято топливо, в котором содержание углеводородов составляет 85 %, содержание водорода 15 %. Теплота сгорания такого топлива Q_i^r кДж/кг.

Некоторые фирмы в качестве стандартного топлива принимают чистый метан, тогда Q_i^r = 50056 кДж/кг.

Полный комплекс расчетов, выполняемых при проектировании камер сгорания и камер дожигания, значительно шире. Первостепенное значение для определения эффективности их работы имеют аэродинамический расчет и расчет температурного состояния элементов конструкции. Полностью решить все проблемы расчетным путем не удается. Поэтому при создании новых камер сгорания, важнейшим этапом является их экспериментальная доводка, в ходе которой уточняются и оптимизируются основные характеристики.

2.3. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ В ТУРБИНЕ

Идеальный и реальный процессы сжатия в турбине представлены на рис. 2.3. Расширение происходит между изобарами p_3 и p_4 (сохранены обозначения, принятые на рис. 1.1.) Отношение p_3/p_4 называют *степенью понижения давления в турбине* и обозначают π_T, отношение удельных объемов v_4/v_3 называют *степенью расширения и обозначают* ε_T.

Идеальная работа расширения осуществляется в обратимом адиабатном процессе $3–4_0$ и эквивалентна по величине площади *3-k-e-a-3*. Она определяется зависимостью

$$H_{T0} = \int_3^4 (-vdp) = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{(k-1)/k}}\right), \qquad (2.13)$$

где c_p — средняя температура газа в процессе расширения. Знак минус в выражении под интегралом указывает на то, что работа в процессе отводится от рабочего тела.

Работа реальной турбины с учетом трения в проточной части в условном политропическом процессе расширения составит соответственно

$$H_T = \int_3^4 (-vdp) = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{(n-1)/n}} \right). \qquad (2.14)$$

В T, S–диаграмме работа реальной турбины пропорциональна площади *3–k–g–b–3*, т.е. на величину *a–b–g–e–a* меньше работы идеальной турбины. Поскольку работа трения условно равна площади *3–4–n–k–3*, то уменьшение полной работы расширения составит лишь часть работы трения. Остальная часть, эквивалентная площади $4–4_0–3–4$, полезно используется в турбине. Обусловлено данное обстоятельство тем, что теплота, выделяющаяся при трении, увеличивает энтальпию рабочего тела. В результате его работоспособность увеличивается. Данный процесс называется *возвратом тепла* и подробно описывается в курсе турбомашин.

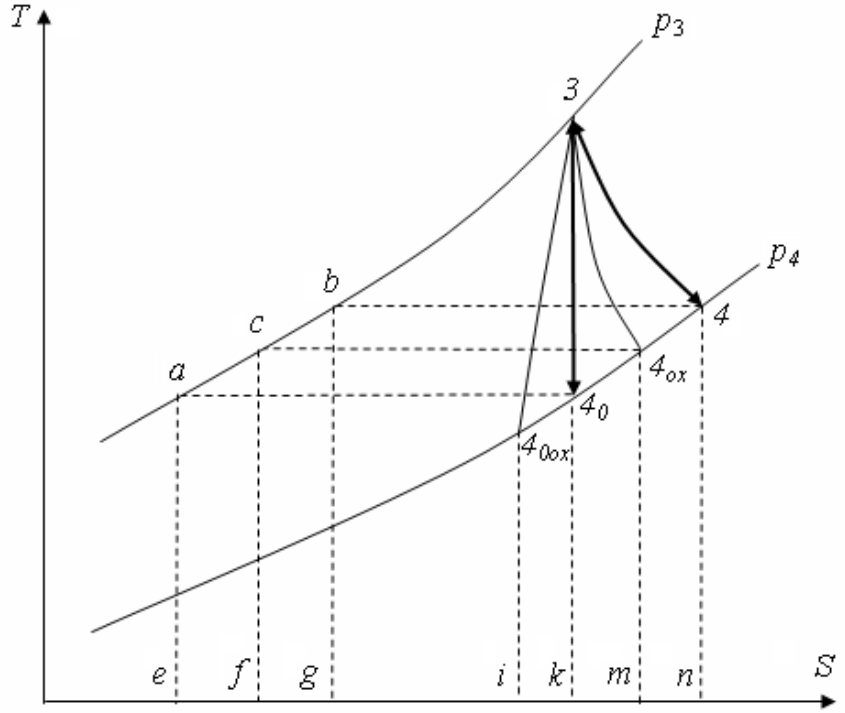

Рис. 2.3. Процесс расширения рабочего тела в турбине

Потери работы, связанные с расширением, оценивают с помощью коэффициента полезного действия, представляющего собой отношение полученной работы к располагаемой. В теории

турбомашин существует довольно обширная номенклатура различных КПД, позволяющих учитывать отдельные составляющие потерь (термодинамические, аэродинамические, механические и ряд других). При этом у отдельных авторов несколько разнятся подходы к определению этих потерь. Наиболее часто пользуются понятием *внутреннего* (или *адиабатического*) *КПД*, определяемого по отношению изоэнтропийной работы расширения к работе реальной турбины:

$$\eta_{TB} = H_T / H_{T0} = \frac{c_p T_3 \left(1 - \dfrac{1}{\pi_T^{(k-1)/k}}\right)}{c_p T_3 \left(1 - \dfrac{1}{\pi_T^{(n-1)/n}}\right)}. \qquad (2.15)$$

Выше мы условились представлять работу компрессора и турбины по полным параметрам потока (параметрам торможения). Для турбины подобный подход предполагает полную потерю кинетической энергии потока на выходе из турбины. Скорость потока на выходе из турбины c_3 обычно достаточно велика и может составлять 150 м/с и более. Однако величину потери энергии, связанную с выходной скоростью $\Delta h_{вых} = c_3^2 / 2$, можно снизить. Для этого на выходе из турбины устанавливают диффузор, в котором снижают скорость потока до уровня, характерного для величины скорости в газоходах. Обычно скорость на выходе из диффузора c_4 принимают на уровне 25…50 м/с. Диффузор позволяет осуществлять в турбине расширение до более низкого давления $p_{4Д}$ и получать за счет этого дополнительную работу

$$\Delta h_д = \eta_д \frac{c_3^2 - c_4^2}{2}, \qquad (2.16)$$

где $\eta_д$ — КПД диффузора. Соответствующие процессы иллюстрирует рис. 2.4.

Температура рабочего тела на выходе из турбины определяет возможность утилизации отходящей теплоты. Эта температура определяется зависимостью:

$$T_4 = T_3\left(1-\left(1-\frac{1}{\pi_T^{(n-1)/n}}\right)\cdot \eta_{TB}\right). \qquad (2.17)$$

Величину T_4 можно также найти, исходя из выражения:

$$H_T = c_p\left(T_3 - T_4\right). \qquad (2.18)$$

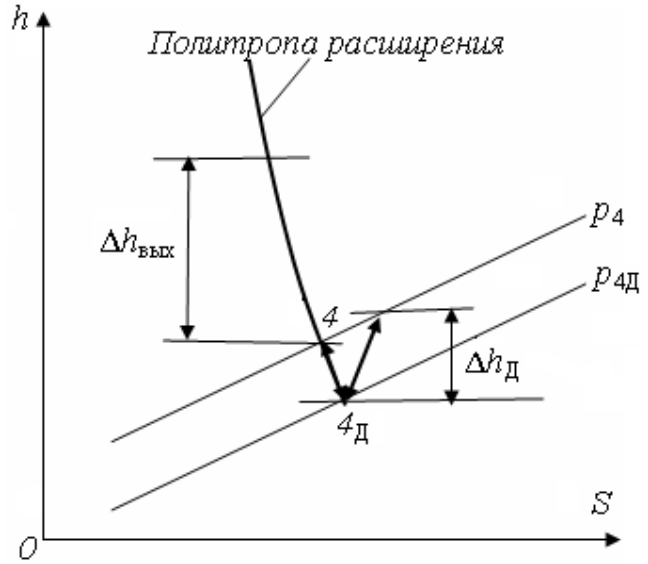

Рис. 2.4. К процессу получения дополнительной работы в турбине за счет диффузора

Выше были рассмотрены процессы, происходящие в турбине с не охлаждаемой проточной частью. Однако современные газовые турбины имеют развитые системы охлаждения. Наличие охлаждения обусловливает целый ряд дополнительных потерь. Подробнее мы коснемся данного вопроса ниже. Здесь же ограничимся некоторыми общими замечаниями, связанными с влиянием охлаждения на термодинамический процесс расширения.

В охлаждаемой турбине от рабочего тела в систему охлаждения отводится некоторое количество теплоты $q_{ох}$. В результате процессу

расширения в идеальной турбине будет соответствовать линия $3–4_{0ох}$. При этом количество теплоты, отведенное в систему охлаждения в идеальном процессе $q_{ох} = \int_{3}^{4_{0ох}} TdS$, эквивалентно площади $3–k–i–4_{0ох}–3$.

Работа идеальной охлаждаемой турбины:

$$H_{0_{ох}} = c_p\left(T_3 - T_{4_{0_{ох}}}\right) - q_{ох}\,, \qquad (2.19)$$

Ей соответствует площадь $3–4_{0ох}–4_0–k–t–a–3$. Потерям работы, связанным с охлаждением, эквивалентна площадь $3–4_0–4_{0ох}–3$, что составляет лишь часть $q_{ох}$. Остальная часть $q_{ох}$, пропорциональная площади $4_0–k–i–4_0$, уменьшает энтальпию рабочего тела.

В реальной охлаждаемой турбине процесс расширения соответствует линии $3–4_{ох}$, а отведенная теплота условно эквивалентна площади $3–4–n–m–4_{ох}–3$. С учетом (2.19) работа реальной охлаждаемой турбины определяется разностью площадей $3–k–g–b–3$ и $3–4–4_{ох}–3$.

Существует несколько подходов и, соответственно, теоретических методов определения потерь работы в реальной охлаждаемой турбине. При желании подробней разобраться в данном вопросе читателям стоит обратиться, например, к работам [3, 7, 8]. В последние десятилетия в мире накоплен значительный опыт эксплуатации и испытания охлаждаемых турбин. Поэтому при расчетах тепловых схем часто используют фактические опытные данные. Однако это не исключает целесообразности теоретического анализа хотя бы для постановки опытов и их интерпретации.

2.4. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ В ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

В предыдущих параграфах мы рассматривали составляющие цикл Брайтона процессы расширения и сжатия чисто

термодинамически, не задумываясь, как реально происходит преобразование энергии. Турбомашина является далеко не единственным техническим устройством для осуществления подобного преобразования. Вопросы преобразования энергии в лопаточных машинах являются предметом теории турбомашин [6, 7, 10]. Вспомним некоторые моменты этой теории на простейшем примере — *идеальной* одноступенчатой осевой турбине активного типа, схема которой дана на рис. 2.5. Турбина образована двумя соосно расположенными лопаточными венцами: неподвижным и подвижным. Неподвижный венец называют *сопловым* (или *направляющим*) *аппаратом* (СА); подвижный — *рабочим колесом* (РК). Лопатки, образующие указанные венцы, называются, соответственно: *сопловыми лопатками* (СЛ) и *рабочими лопатками* (РЛ).

На рис. 2.5. показана форма сечения межлопаточных каналов, образованных СЛ и РЛ, и указаны изменения параметров рабочего тела при прохождении проточной части турбины. (Для наглядности графических построений величина зазора между венцами существенно увеличена).

На СЛ направляется поток рабочего тела, полное давление которого согласно нашим предыдущим обозначениям p_3. Поскольку поток должен иметь некоторую скорость c, то его статическое давление p_0 несколько ниже, чем p_3. Межлопаточный канал СЛ выполнен сходящимся, поэтому скорость потока в нем возрастает до некоторого значения c_1, на соответствующую величину снижается статическое давление, которое теперь уже равно p_1. Далее поток со скоростью c_1 попадает в межлопаточный канал РЛ, который вращается с окружной скоростью u. Из приведенных на рис. 2.5 треугольников скоростей видно, что скорость потока в относительном движении на входе в межлопаточный канал РЛ w_1 существенно меньше, чем c_1.

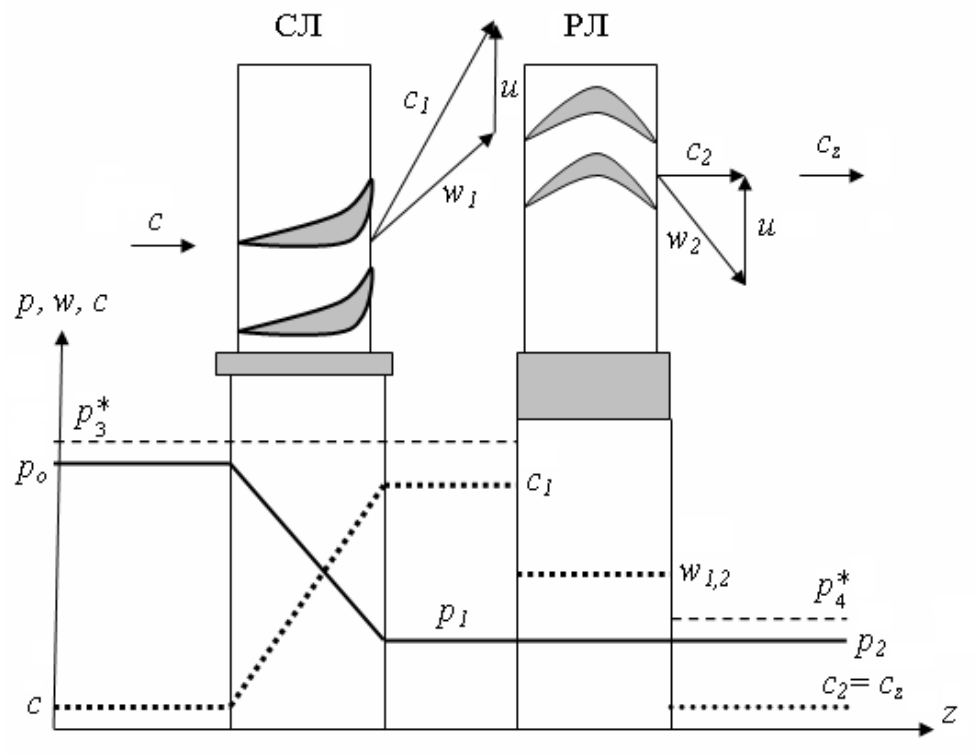

Рис.2.5. Рабочий процесс в турбинной ступени

Межлопаточный канал РЛ выполнен постоянного сечения, следовательно, скорость потока в нем не меняется; не меняется также и давление (мы рассматриваем идеальную турбину, значит, потери трения отсутствуют). Поток только разворачивается в обратном направлении и со скоростью $w_2 = w_1$ выбрасывается в атмосферу, где его скорость, уже в абсолютном движении, будет c_2 (см. выходной треугольник скоростей). Величина вектора u нами специально выбрана такой, чтобы c_2 имела осевое направление. В этом случае ее величина будет наименьшей и соответствовать скорости потока за турбиной c_z. Полное давление за турбиной p_4 определяется величиной c_z, которая примерно равна скорости перед турбиной c. В результате, как видно из рисунка, давление p_4 получилось много меньше, чем p_3. Задайтесь вопросом, куда «пропало» давление, если мы рассматриваем процесс без трения, следовательно, потерь давления быть не должно?

Оказывается, кинетическая энергия, образованная в СЛ, была передана РЛ, путем давления на выгнутую часть лопаток при развороте потока. Окружное усилие, создаваемое на РЛ при протекании m кг газа в секунду:

$$P_u = m \cdot (c_{1u} - c_{2u}), \tag{2.20}$$

где c_{1u} и c_{2u} — соответственно проекции c_1 и c_2 на направление u. Теперь становится ясным, куда делся адиабатический теплоперепад турбины — он пошел на образование скорости c_1, и связан с ней зависимостью:

$$h_0 = \frac{c_1^2}{2}, \tag{2.21}$$

где $h_0 = H_{T0} / m$. Можно определить c_1, при известном значении h_0:

$$c_1 = 1{,}415\sqrt{h_0}\,. \tag{2.22}$$

Если из эксперимента известен *коэффициент скорости* φ для межлопаточного канала (коэффициент потери скорости из-за трения), то можно найти и действительную величину скорости

$$c_{1д} = 1{,}415 \cdot \varphi \cdot \sqrt{h_0}\,. \tag{2.23}$$

Однако вернемся к окружному усилию, и зададимся следующим вопросом. Раз на лопатках возникло усилие P_u в направлении вектора u, то возник крутящий момент M_u, и колесо с РЛ должно начать разгоняться. Соответственно станет увеличиваться окружная скорость u. Почему этого не происходит?

Для того, чтобы турбина работала при постоянной частоте вращения ротора, и следовательно, с постоянной окружной скоростью u, необходимо приложить к ротору момент сопротивления M_c равный по величине M_u. Этот момент создает нагрузка, в случае энергетической ГТУ — электрогенератор. Если электрическая нагрузка генератора будет недостаточной ($M_c < M_u$), то турбина начнет

разгоняться, если слишком большой ($M_c > M_u$) — турбина начнет снижать обороты и остановится.

Силовым валом называют тот вал энергетической ГТУ, к которому приложена внешняя нагрузка, т. е. нагрузка электрогенератора. Этот вал должен иметь фиксированную частоту вращения, определяемую стандартной частотой электрического тока, вырабатываемого генератором (50 Гц). Значит, и величина u на всех режимах должна оставаться постоянной. Теперь обратимся еще раз к рис. 2.5 и представим, что параметры перед турбиной (давление или расход) изменились. Тогда обязательно изменится величина c_1. При фиксированном значении u это приведет к деформации треугольников скоростей. Поскольку углы входа и выхода потока принятой геометрией проточной части заданы постоянными, то деформация треугольников скоростей будет связана с возникновением дополнительных потерь в проточной части: ударным входом потока на РЛ. В расчетном режиме вектор скорости совпадает с осью межлопаточного канала, при этом *угол атаки* потока $\psi = 0$ (см. рис. 2.6).

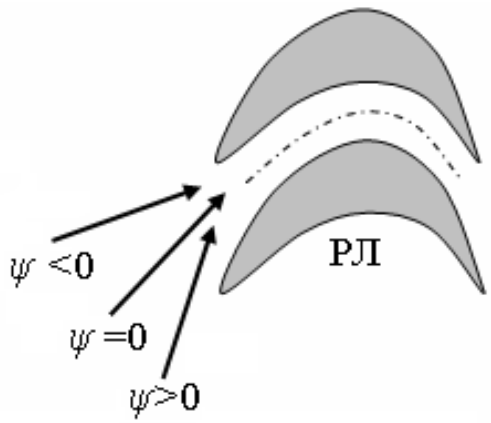

Рис. 2.6. К понятию угла атаки

В нерасчетном режиме угол атаки может быть положительным ($\psi > 0$), в определенных пределах это снижает сопротивление входа,

однако в дальнейшем оно быстро увеличивается. Отрицательный угол атаки, когда поток направлен в выпуклую часть профиля лопатки, приводит к тому, что сопротивление входа резко увеличивается.

Кроме того, в нерасчетном режиме вектор скорости c_2 отклонится от осевого направления и увеличится по величине. Следовательно, должно существовать оптимальное соотношение c_1 и u, при котором потери с выходной скоростью минимальны. Из рассмотрения треугольников скоростей на рис 2.5 можно убедиться, что для активной турбины оптимальным является соотношение $u/c_{1u} = 0{,}5$. При фиксированной частоте вращения ротора величина окружной скорости u определяется только радиусом вращения канала, который ограничивается соображениями прочности. Следовательно, существует предельный теплоперепад, превысить который в одноступенчатой турбине нельзя. Он составляет примерно $h_0 \approx 300$ кДж/кг. Располагаемый теплоперепад H_{T0} современных газовых турбин существенно выше, поэтому турбины приходится делать многоступенчатыми:

$$H_{T0} = h_0 / z ,$$

где z — число ступеней.

До сих пор мы рассматривали турбину активного типа. *Активной турбиной* называют турбину, в которой преобразование потенциальной энергии потока в кинетическую происходит только в СЛ, на РЛ новая кинетическая энергия не образуется, а поток только разворачивается. Возможен и другой принцип: вообще не ставить СЛ, межлопаточный канал РЛ выполнить сходящимся, и сосредоточить в нем ускорение потока и получение полезной работы. Такая турбина будет называться *чисто реактивной*. Сразу же оговоримся — такие турбины в энергетике не применяются, т. к. они позволяют срабатывать малые перепады давления и имеют еще целый ряд других недостатков. Обычно располагаемый перепад давлений распределяют

между СЛ и РЛ, выполняя те и другие с каналами переменного сечения (сходящимися). В этой связи вводится понятие *степени реактивности* турбинной ступени, как отношение адиабатического перепада тепла в РЛ (h_{02}) к адиабатическому перепаду на ступень в целом (h_0)

$$\zeta_{\text{ст}} = h_{02} / h_0 . \qquad (2.24)$$

Теплоперепад, используемый в СЛ, при этом будет: $h_{01} = h_0 - h_{02}$.

Наряду со степенью реактивности $\zeta_{\text{ст}}$, называемой часто *термодинамической*, в теории турбин иногда пользуются так называемой *кинематической степенью реактивности* [6]:

$$\zeta_w = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2\text{u}\left(w_{1u} + w_{2u}\right)}, \qquad (2.25)$$

которая характеризует отношение приращения кинетической энергии потока в РЛ к работе, определяемой по уравнению Эйлера. При исследовании кинематических схем турбомашин иногда ζ_w оказывается более удобным параметром. Однако в современных турбинах с их совершенной проточной частью $\zeta_w \approx \zeta_{\text{ст}}$.

Современные турбинные ступени, называемые *реактивными,* имеют $\zeta_{\text{ст}} = 0{,}3\ldots0{,}5$; отметим, что при $\zeta_{\text{ст}} = 0{,}5$ адиабатические теплоперепады, срабатываемые на РЛ и СЛ, равны. Соответственно профили межлопаточных каналов СЛ и РЛ симметричны. Предоставим читателям возможность выполнить необходимые геометрические построения самостоятельно и убедиться, в частности, что для турбинной ступени со степенью реактивности $\zeta_{\text{ст}} = 0{,}5$ оптимальным будет соотношение $u / c_{1u} = 1$.

Для активных турбин $\zeta_{\text{ст}} = 0$, однако, их обычно выполняют с некоторой степенью реактивности, для компенсации снижения величины w в межлопаточном канале из-за трения. В активной

ступени $w_1 = w_2$, в реактивной $w_1 < w_2$. В осевом зазоре между СЛ и РЛ поток находится под действием центробежных сил, поэтому для радиального равновесия потока необходимо, чтобы существовал радиальный градиент давления. Особенно это важно для ступеней с большими значениями c_1 и длинными лопатками. Поэтому ступени часто выполняются с переменной по высоте степенью реактивности: у основания лопаток $\zeta_{ст}$ меньше (иногда даже имеет отрицательное значение), на периферии выше.

Выбор типа турбинной ступени и степени реактивности определяется множеством часто противоречивых факторов (см. [6, 7, 10]. Обычно применяют реактивные ступени. Они позволяют при заданном теплоперепаде снижать окружную скорость, а при заданной окружной скорости срабатывать в турбине значительные теплоперепады. Однако РЛ активных ступеней проще охлаждать, т. к. в них основное снижение температуры потока происходит в СЛ.

Мы рассмотрели осевые газовые турбины. Именно такие турбины применяются в стационарных энергетических ГТУ. Наряду с этим существуют радиальные турбомашины, радиально-осевые, винтовые и некоторых других типов. Радиальные турбины обычно выполняют центростремительными (газ движется от периферии колеса к его оси), т. к. КПД центробежных колес ниже. Подобные турбины получаются тяжелее, и КПД у них обычно ниже, чем у осевых машин. Поэтому радиальные турбины используются только в установках малой мощности, а также для привода вспомогательных механизмов. Подробные сведения о многообразии типов турбомашин и методах их расчета можно найти в специальной литературе, например, в монографиях [1, 7, 13].

2.5. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

На рис. 2.7 представлена аппаратурная схема простейшей ГТУ,

работающей на природном газе. Там же условно показан реальный термодинамический цикл подобной установки. Обозначения параметров цикла приняты согласно учебнику [5], этого принципа мы по возможности будем придерживаться в дальнейшем.

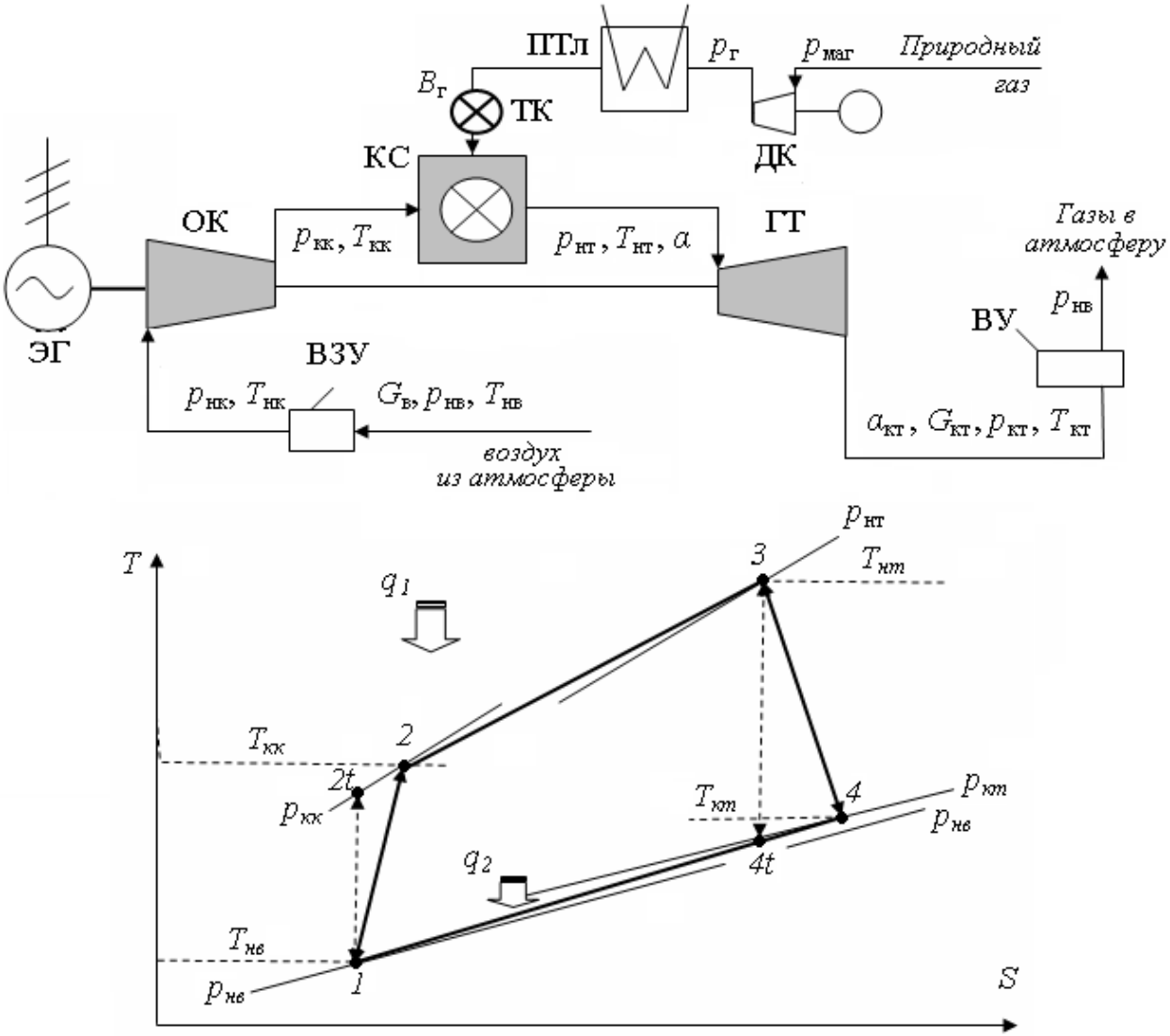

Рис. 2.7. Принципиальная технологическая схема и термодинамический цикл простейшей ГТУ, работающей на природном газе:

ЭГ — электрогенератор; ПТл — подогреватель топлива; ДК — дожимной компрессор природного газа; ОК — компрессор; ТК — топливный клапан; КС — камера сгорания; ГТ — газовая турбина; ВЗУ — компрессорное воздухоохладительное устройство; ВУ — выхлопное устройство

Согласно указанной схеме, рассматриваемая установка включает известные нам из предыдущего рассмотрения элементы: электрогенератор (ЭГ), осевой компрессор (ОК), камеру сгорания (КС), газовую турбину (ГТ). Кроме того, на схеме показана система подготовки и подачи топлива, которая включает следующие элементы:

- дожимной компрессор (ДК) с приводным двигателем, который повышает давление природного газа в подающей магистрали $p_{маг}$ (обычно $p_{маг} \approx 0{,}6$ МПа до уровня, обеспечивающего подачу газа в камеру сгорания $p_г$, находящегося обычно в пределах $p_г$ = 2...3 МПа;
- подогреватель топлива (ПТл), который используется при наличии бросового тепла;
- топливный клапан (ТК), регулирующий подачу топлива в камеру сгорания.

На вводе воздуха в установку из атмосферы установлено комплексное воздухозаборное устройство (ВЗУ), обеспечивающее шумоглушение, очистку воздуха от пыли и посторонних примесей и при необходимости его охлаждение. На выходе отработанных газов в атмосферу установлено выхлопное устройство (ВУ), обеспечивающее шумоглушение.

Принятые обозначения параметров:

- температура и давление наружного воздуха: $T_{нв}$, $p_{нв}$;
- давление и температура воздуха перед компрессором: $p_{нк}$, $T_{нк}$;
- давление и температура воздуха за компрессором: $p_{кк}$, $T_{кк}$;
- давление и температура газов перед турбиной: $p_{нт}$, $T_{нт}$;
- давление и температура газов за турбиной: $p_{кт}$, $T_{кт}$;
- расходы воздуха, газа и природного газа, соответственно: $G_в$, $G_г$, $B_г$;
- избыток воздуха за камерой сгорания — α, за турбиной — $\alpha_{кт}$;
- электрическая мощность $N_г^э$.

Удельная работа, которую совершает на валу турбины 1 кг газа,

составляет

$$H_{\text{ГТ}} = c_{рг}\left(T_3 - T_4\right) = c_{рг}\left(T_{\text{нт}} - T_{\text{кт}}\right), \qquad (2.26)$$

где $c_{рг}$ — средняя теплоемкость газа в процессе расширения.

В предварительных расчетах проще всего удельную работу турбины определять следующим образом. Найти изоэнтропийную работу расширения газа в процессе *3–4t* (обозначения см. рис. 2.7), пользуясь зависимостью (2.13):

$$H_{\text{ГТ0}} = c_{рг}\left(T_{\text{нт}} - T_{\text{кт}t}\right) = c_p T_3\left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{Т}}^{(k-1)/k}}\right).$$

Далее следует задаться внутренним к.п.д. газовой турбины $\eta_{\text{ГТ}} = H_{ГТ} / H_{\text{ГТ0}}$, который может быть принят на уровне $\eta_{\text{ГТ}}$ = 0,85...0,92, и определить $H_{\text{ГТ}}$, исходя из зависимости

$$H_{\text{ГТ}} = \eta_{\text{ГТ}} \cdot H_{\text{ГТ0}}\,. \qquad (2.27)$$

После этого из выражения (2.26) можно определить величину $T_{\text{кт}}$, если она нужна для дальнейших расчетов.

Удельная работа, потребляемая компрессором, при сжатии 1 кг воздуха

$$H_к = c_{рв}\left(T_2 - T_1\right) = c_{рв}\left(T_{\text{кк}} - T_{\text{нк}}\right),$$

где $c_{рв}$ — средняя теплоемкость воздуха в процессе сжатия. Ее можно определить, пользуясь тем же подходом, который мы применили выше для определения $H_{\text{ГТ}}$ и $T_{\text{кт}}$. Следует только воспользоваться формулой (2.1), а внутренний КПД компрессора $\eta_{\text{к}}$ можно принять на том же уровне, что и $\eta_{\text{ГТ}}$. Следует только не забыть, что

$$H_к = H_{ГТ0} / \eta_к\,.$$

Для того, чтобы воспользоваться формулами (2.1) и (2.13), на которые мы ссылались выше, необходимо знать величины $\pi_{\text{К}}$ и $\pi_{\text{Т}}$. Величина обычно является заданной или принимается. Тогда значение

$\pi_Т$ находится, исходя из следующих соотношений:

$$\pi_K = p_{кк} / p_{нк}\,; \quad \pi_T' = p_{нт} / p_{кт}\,; \quad p_{нк} = p_{нв} + \Delta p_{вх}\,;$$

$$p_{нт} = p_{кк} + \Delta p_{кс}\,; \quad p_{кт} = p_{нв} + \Delta p_{кс}\,,$$

где $\Delta\, p_{вх}$, $\Delta p_{кс}$, $\Delta p_{кс}$ — сопротивления воздухозаборного устройства компрессора, камеры сгорания, выхлопного устройства турбины соответственно.

В практике проектирования и эксплуатации при расчетах тепловых схем фирмы пользуются собственными данными по КПД конкретных турбин, компрессоров, камер сгорания, полученными при испытаниях и эксплуатации оборудования, а также фактическими данными по местным сопротивлениям, утечкам теплоносителя через уплотнения и многими другими данными. При новом проектировании руководствуются имеющимся опытом или пользуются методами моделирования ранее испытанных элементов оборудования.

Переходя к оценке эффективности рассматриваемой тепловой схемы ГТУ, следует учитывать, что расходы рабочего тела в компрессоре и турбине несколько разнятся. Поэтому для определения удельных показателей ГТУ необходимо относить их к какому-то одному расходу. Обычно относят к расходу воздуха $G_в$. Тогда расход топлива (в рассматриваемом примере газа), отнесенный к 1 кг воздуха составит

$$G_г = (1 + g_т) \cdot G_в\,,$$

где $g_т = B_г / G_в$ — относительный расход топлива, отнесенный к 1 кг воздуха.

Тогда *удельная полезная работа* ГТУ, используемая для привода электрогенератора, выразится как

$$H_{ГТУ} = (1 + g_т) H_{ГТ} - H_к\,. \qquad (2.28)$$

Отсюда внутренний КПД ГТУ, учитывающий все виды потерь при производстве полезной работы на турбокомпрессорном валу

$$\eta_i = \frac{H_{\text{ГТУ}}}{g_{\text{т}} Q_i^r} = \frac{(1 + g_{\text{т}}) H_{\text{ГТ}} - H_{\text{к}}}{g_{\text{т}} Q_i^r}. \qquad (2.29)$$

Если умножить удельную работу ГТУ на расход воздуха, то получим ее *внутреннюю мощность*

$$N_i = H_{\text{ГТУ}} \cdot G_{\text{в}}.$$

Различают еще *эффективный КПД*, учитывающий механические потери (в подшипниках и др.) на турбокомпрессорном валу. Он составляет отношение мощности N_e, передаваемой электрогенератору (иначе — мощности на муфте электрогенератора), к затраченному количеству теплоты:

$$\eta_e = \frac{N_e}{B_{\text{г}} Q_i^r}.$$

Электрический КПД дополнительно учитывает потери в электрогенераторе и определяет долю энергии, отданной в электрическую сеть $N_{\text{эл}}$, от энергии затраченного топлива

$$\eta_{\text{эл}} = \frac{N_{\text{эл}}}{B_{\text{г}} Q_i^r}.$$

Заметим, что перечисленные КПД, тем не менее, не учитывают всех потерь энергии, связанных с работой ГТУ. Часть из них относится к собственным нуждам станции и иногда включается в баланс энергии ГТУ. Примером может служить дожимной компрессор. Давление природного газа, подаваемого в камеру сгорания, $p_{\text{г}} = p_{\text{кк}} + (0{,}3\ldots0{,}5)$ МПа. Мощность привода дожимного компрессора составляет 1,5…3 % от мощности ГТУ и формально должна учитываться в балансе работы турбокомпрессорного вала, что

иногда и делается. Однако часто, для «улучшения показателей работы» установки, мощность привода дожимного компрессора относят к собственным нуждам станции.

Важной характеристикой цикла ГТУ является величина удельной полезной работы $H_{ГТУ}$, которая зависит от $\pi_к$ и от степени повышения температуры в цикле. Последнюю обычно характеризуют *температурным коэффициентом*

$$\tau = T_{нт} / T_{нв} .$$

С увеличением $\pi_к$ величина $H_{ГТУ}$ сначала возрастает от нуля при $\pi_к = 0$, достигая максимума при $\pi_к = \sqrt[2m]{\tau \eta \eta_к}$, затем убывает, и при $\pi_к = \sqrt[m]{\tau \eta \eta_к}$ снова обращается в нуль, здесь $m = (k-1)/k$. На рис. 2.8 показан качественный характер изменения $H_{ГТУ}$ от давления и температуры. Там же пунктирной линией условно отмечена зависимость максимума удельной работы от степени повышения давления в цикле.

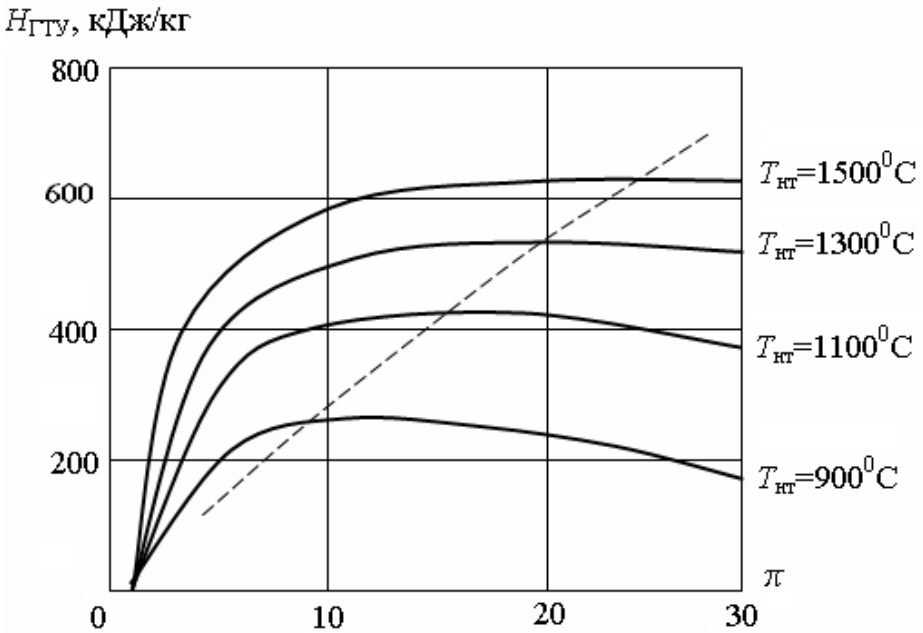

Рис. 2.8. Зависимость величины полезной удельной работы простой ГТУ от степени повышения давления

Мы уже неоднократно подчеркивали определяющее влияние на КПД ГТУ максимальной температуры в цикле. Из формул (2.1) и (2.13) следует, что КПД идеального цикла зависит от давления. Графики на рис. 2.9 демонстрируют зависимость внутреннего КПД η_i от $T_{нт}$, τ и $\pi_к$. Можно видеть, что при невысоких значениях $T_{нт}$ существует максимальное значение $\pi_к$, превышение которого ведет к снижению КПД. По мере роста $T_{нт}$ одновременно увеличивается оптимальное значение, достигая при $T_{нт} = 1300\ ^0$С значения $\pi_к \approx 40$. Отметим, что у современных ГТУ степень повышения давления находится в области $\pi_к \approx 15...25$. Здесь имеется определенный резерв повышения эффективности ГТУ при достигнутом уровне температур. Однако пока при создании компрессоров на подобные степени повышения давления сталкиваются с серьезными трудностями. Напомним, что КПД ГТУ также сильно зависит от КПД турбомашин: например, при $\eta_к = \eta_Т = 0{,}7$ КПД ГТУ опускается до уровня $\eta_{ГТУ} \approx 0{,}1$.

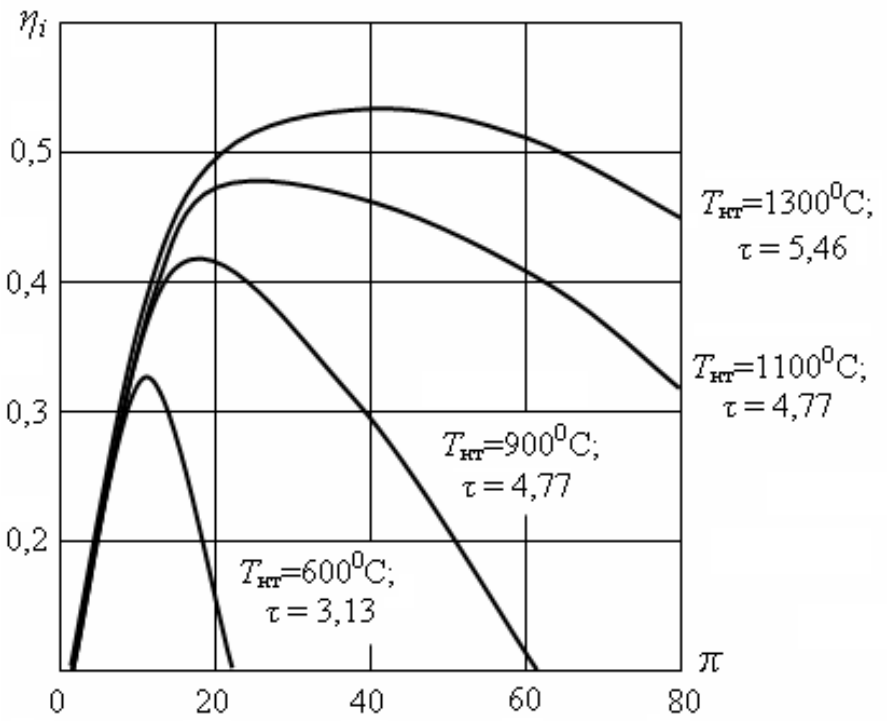

Рис. 2.9. Зависимость внутреннего КПД простой ГТУ от начальной температуры газа и степени повышения давления

На режимные характеристики и параметры ГТУ существенно влияют внешние атмосферные условия. Согласно международным *правилам ISO* энергетические установки проектируются исходя из стандартных атмосферных условий:

- температура …… +15 ºС;
- давление …….. 0,01013 МПа;
- влажность ……... 60 %.

В условиях реальной эксплуатации совпадение указанных параметров с расчетными значениями — явление крайне редкое. При отклонении параметров воздуха на входе в ГТУ существенно меняются ее основные технические данные: мощность, КПД, расход топлива, расход газов. Действительно, если температура воздуха на входе в компрессор выше расчетной, то повышается работа сжатия, что ведет к увеличению $T_{кк}$. Тогда, при сохранении неизменным расхода топлива, температура $T_{нт}$ тоже увеличится. Но она ограничена соображениями жаростойкости конструкционных материалов турбины. Следовательно, придется снизить расход топлива. Следствием явится снижение предельной мощности ГТУ. Наоборот, при $T_{нв}$ ниже расчетной по тем же соображениям предельная мощность ГТУ будет выше проектной. На рис. 2.10 качественно показан характер изменения основных характеристик простейшей ГТУ в зависимости от температуры наружного воздуха. В качестве параметра выбран коэффициент *К*, показывающий изменения каждого из приведенных на рисунке параметров от температуры.

Существенным термодинамическим недостатком ГТУ, работающих по простой схеме, является высокая температура выхлопных газов. У современных ГТУ она составляет 450…620 ºС.

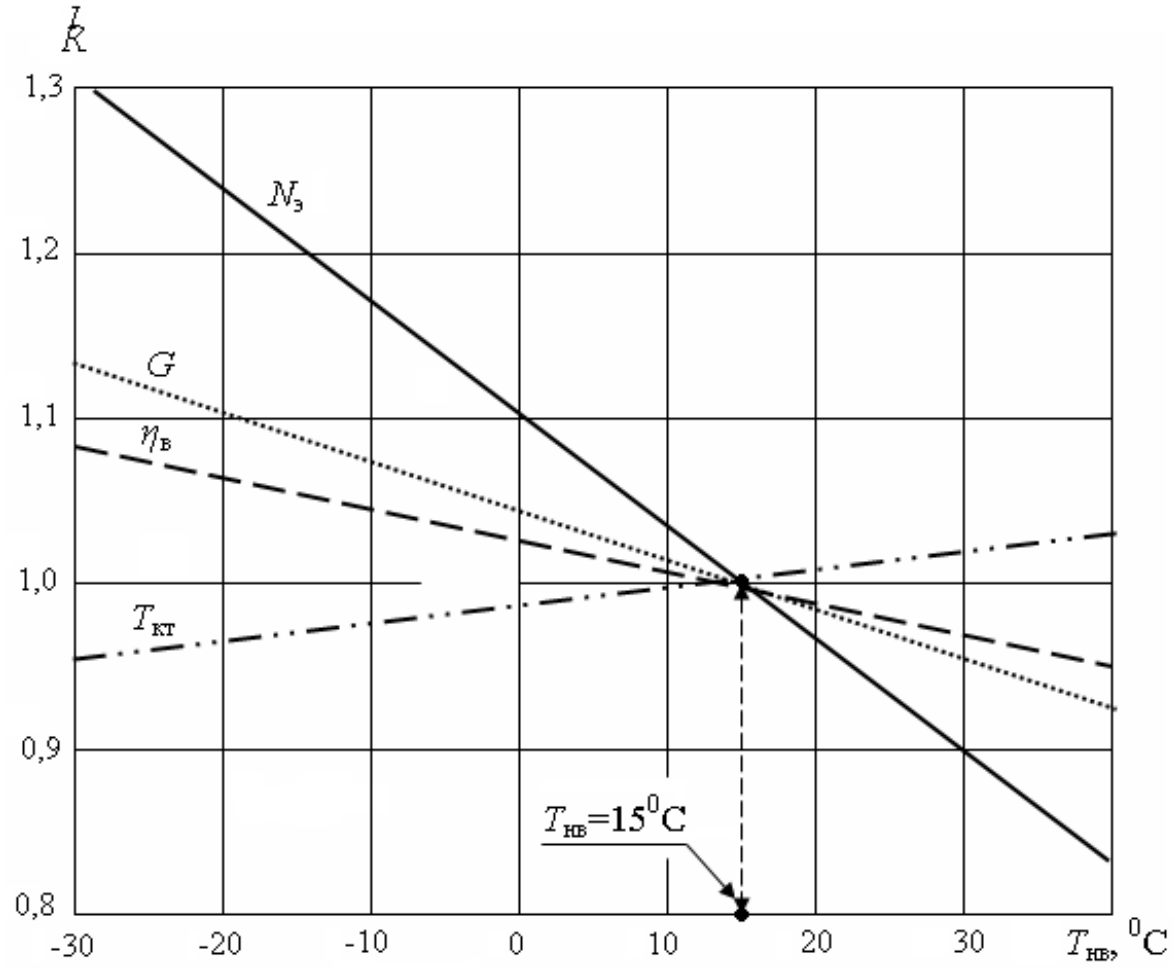

Рис. 2.10. Влияние температуры наружного воздуха на характеристики ГТУ

Одним из путей полезного использования данной теплоты внутри термодинамического цикла установки является регенерация. Принципиальная схема ГТУ, работающей по регенеративному циклу Брайтона, показана на рис. 1.4. Для ее оценки вводится понятие *коэффициента регенерации*:

$$\sigma = (T_p - T_2)/(T_4 - T_2), \qquad (2.30)$$

где $T_р$ — температура воздуха после регенеративного подогрева, остальные обозначения в соответствии с рис. 1.4.

Теоретически за счет теплоты уходящих газов температура воздуха перед камерой сгорания может быть доведена до уровня $T_{кт}$.

Но это возможно только при теплообменнике бесконечно больших размеров. Исходя из реальных значений температурных напоров в регенераторе и его габаритов, обычно принимают $\sigma = 0{,}5...0{,}85$.

Пользуясь выражениями (2.29) и (2.30) можно получить выражение для внутреннего к.п.д. ГТУ с регенерацией

$$\eta_i = \frac{H_{\text{ГТУ}}}{g_{\text{т}} Q_i^r - \sigma c_p \left(T_{г4} - T_2\right)}. \qquad (2.31)$$

Внутренний КПД ГТУ с регенерацией зависит от температурного коэффициента τ и степени повышения давления π, только в отличие от простого цикла без регенерации максимум КПД наступает при меньшем значении π. Еще одна особенность регенеративного цикла: если в простом цикле целесообразность промежуточного охлаждения воздуха в процессе сжатия проблематична, то в регенеративном цикле она всегда выгодна (по крайней мере — термодинамически). Полагаем, что читатели сами поймут, почему.

3. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

3.1. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ КОМПОНОВКИ И КОНСТРУКЦИИ

В технике, особенно в такой сложной, как турбиностроение, не бывает абсолютно совершенных технических решений. Любое решение является компромиссом между множеством противоречивых факторов. Сюда относятся технологические возможности предприятия, квалификация и опыт производственного персонала, доступность экспериментальной базы, накопленный позитивный и негативный опыт и многое другое. В результате принимаемые технические решения в большей степени зависят от *инженерного искусства*, а не только от научных посылок. Действительно, какой смысл будет в термодинамически выгодной тепловой схеме и аэродинамически совершенной проточной части, если через 100 часов после начала эксплуатации из-за коробления статора или коррозионных отложений КПД турбины снизится на 4…5 %, и начальную температуру газа придется тоже снизить из-за большой неравномерности поля температур перед турбиной. В конкретных технических решениях отдельных фирм сокрыт их многолетний опыт. Осознать смысл этих решений можно только, проследив последовательное развитие конструкции деталей, узлов и машины в целом. В рамках настоящей главы проведение такого анализа выполнить невозможно, да и квалификация автора для этого недостаточна. Поэтому мы остановимся только на основных принципиальных вопросах и идеях, преследуя цель облегчить читателям знакомство с конкретной технической документацией, а также с чертежами ГТУ, приведенными в учебнике [5].

Первые отечественные стационарные ГТУ в значительной степени создавались на базе опыта проектирования паровых турбин.

Рабочие процессы, происходящие в проточной части паровых и газовых турбин, практически идентичны, поэтому теория и методы их расчетов в известной степени совпадают. Основное отличие, накладывающее отпечаток на метод теплового расчета, связано с тем, что для газовых турбин в значительном диапазоне изменения режимных параметров при проведении инженерных расчетов допустимо считать, что рабочее тело подчиняется законам идеального газа, а для водяного пара подобное допущение становится справедливым только при значительном перегреве пара. Кроме того, паровые турбины работают также и на влажном паре (в диапазоне влажности 0…12 %), что требует учета при тепловом и аэродинамическом расчетах.

Однако режимные параметры паровых и газовых турбин и способы их регулирования имеют ряд отличий принципиального характера. В результате подходы к их проектированию отличаются весьма значительно. Назовем основные отличия ГТУ и ПТУ, влияющие на конструкторские решения.

1. Диапазон режимных параметров у ПТУ значительно шире, чем у ГТУ. В ПСУ пар начинает расширяться от давления 20…30 МПа и продолжает расширение до глубокого вакуума (0,004 МПа). В современных ГТУ давление пред турбиной в десять раз меньше (2…3 МПа) и расширение газа происходит только до атмосферного давления. В результате располагаемый теплоперепад на турбину у ГТУ существенно меньше, поэтому необходимое число ступеней в ГТУ значительно меньше, чем в ПТУ, и редко оказывается больше пяти-шести.

2. Температурный уровень в проточной части ГТУ много больше, чем ПСУ. Современные ГТУ работают в области температур газа от 1400…1200 ºС до 450...650 ºС, тогда как для ПТУ этот диапазон от 600 до 40 ºС. В результате в ГТУ требуется интенсивное охлаждение деталей проточной части (по крайней мере, первых

ступеней), и конструктивные решения принимаются с учетом возможности возникновения значительных градиентов температур на пусковых и переменных режимах работы.

3. При одинаковой электрической нагрузке ПТУ и ГТУ мощность газовой турбины должна быть больше чем в два раза, так как до 60 % ее мощности расходуется на привод компрессора. В результате полезная предельная мощность ГТУ всегда будет меньше, чем у ПТУ. Причем ситуация усугубляется тем, что лопатки последней ступени газовой турбины работают при значительно большей температуре, чем паровой турбины.

5. Паровая турбина работает на достаточно чистом паре, газовая на продуктах сгорания, в которых (при нарушении условий эксплуатации) могут содержаться смолы и продукты неполного сгорания, резко снижающие надежность работы газовой турбины.

6. В отличие от ПТУ эффективность работы ГТУ в значительной степени зависит от состояния атмосферного воздуха: его температуры, влажности, запыленности.

7. Количественное регулирование (изменением расхода газа) в ГТУ возможно весьма в ограниченном диапазоне мощностей. Для расширения указанного диапазона требуется изменение частоты вращения ротора компрессора, а как следствие, выделение для его привода отдельной турбины, или применение поворотных лопаток сопловых аппаратов на первых ступенях (для изменения площади проходного сечения).

Перечисленные отличия приводят к иным условиям эксплуатации ГТУ и областям применения ГТУ.

Тем не менее, как отмечалось выше, первые стационарные ГТУ для серийного производства строились на основе опыта проектирования паровых турбин. Турбина, компрессор, камера сгорания выполнялись в виде отдельных агрегатов, соединяемых системой трубопроводов. Корпуса турбин и компрессоров

выполнялись, как правило, литыми. Охлаждение конструктивных элементов проточной части газовой турбины тогда практически отсутствовало, начальная температура газа не превышала 600–700 ºС. Поэтому с целью повышения КПД установок применялись сложные схемы, и первые энергетические ГТУ получались весьма громоздкими. В схему включали по две турбины с промежуточной камерой сгорания; два-три последовательно расположенных компрессора с промежуточным охлаждением воздуха между ними, применялись развитые системы регенерации и т. п. В результате процесс доводки конструкции таких ГТУ растягивался на длительный срок, эксплуатация их вызывала серьезные трудности, а надежность была низкой. Перечисленные факторы сдерживали внедрение ГТУ в стационарную энергетику.

Одновременно шло развитие авиационных и судовых ГТУ, их называли газотурбинные двигатели (ГТД). На этом пути отталкивались скорее от конструктивных решений в области ДВС, чем ПТУ. Силовые ГТД выполнялись моноблочными — статор представлял собой единый силовой блок, в котором размещались опоры подшипников вала. Роторы турбины и компрессора также объединялись в единый узел, число опор ротора сводилось к двум-трем. В ГТД получили развитие конструкции с консольными роторами турбин, торцевой сборкой ротора и статорами без горизонтального разъема и многое другое. Одновременно развивались и конструктивно совершенствовались различные системы охлаждения проточной части турбин.

Развитие стационарного газотурбостроения пошло далее на основе использования опыта авиации, хотя полное копирование было невозможно. Стационарные и транспортные ГТУ имеют разное назначение и эксплуатируются в разных условиях, поэтому неизбежно они должны отличаться. Укажем только несколько связанных с этим факторов:

1. Требования по экономичности и ресурсу для энергетических ГТУ выше, чем для транспортных ГТД. Соответственно, в этом отношении ГТУ должны быть более совершенны.

2. Для транспортных ГТД предъявляются весьма жесткие ограничения по весу и габаритам. Для энергетических ГТУ такие ограничения отсутствуют (или, по крайней мере, существенно менее жесткие), поэтому конструктивные решения и связанная с ними технология производства могут быть более дешевыми.

3. Стационарные ГТУ должны работать на более дешевых видах топлива и, прежде всего, на природном газе. Последнее требует иных технических решений и по схеме подготовки топлива, и по технологии его сжигания.

4. Разница условий эксплуатации определяет целый ряд отличий в приемах обслуживания ГТУ и ГТД.

В настоящее время сложился определенный подход и требования к конструкции энергетических ГТУ — это предельная простота тепловой схемы и конструкции в сочетании с совершенными и сложными системами охлаждения проточной части. Назовем основные характерные особенности ГТУ:

1. Большинство современных энергетических ГТУ выполняются по простейшей тепловой схеме (см. рис. 1.2) без регенерации. Единственное, что применяется — промежуточное охлаждение воздуха.

2. ГТУ имеют обычно единый турбокомпрессорный вал, часто двухопорный. Одновременно находят применение и двухзальные конструкции с так называемым разрезным валом, а также достаточно сложные конструкции валов, при которых один вал проходит внутри другого (подробнее о конструкции валов см. ниже).

3. Камеры сгорания кольцевого типа расположены по оси вала между компрессором и турбиной, причем их наружный корпус составляет единый силовой блок со статором турбокомпрессора.

Находят применение также выносные камеры сгорания (отдельно расположенные). Обычно такая компоновка применяется для ГТУ малой и средней мощности [7, 17].

4. Система охлаждения проточной части воздушная — используется воздух, отбираемый из компрессора.

5. ГТУ снабжаются системами шумоглушения.

Последнее обстоятельство связано с тем, что повышенный уровень шума является специфической особенностью рабочих процессов в газовой турбине и компрессоре. Скорости потока в их проточных частях достигают 300 м/с. Звуковые колебания передаются металлоконструкциям ГТУ и являются источником высокочастотных колебаний, подавление которых связано с определенными трудностями и требует специальных технических решений. Дополнительным источником шума являются системы воздухозабора и выхлопа.

Конструктивные схемы ГТУ достаточно многообразны. Остановимся на основных принципиальных решениях, предлагая читателям самостоятельно рассмотреть ряд конструкций, приведенных в учебнике [5] и справочнике [17].

На рис. 3.1 показана конструктивная схема простейшей и наиболее распространенной современной одновальной ГТУ. Очищенный атмосферный воздух поступает во всасывающий патрубок компрессора К. После сжатия в компрессоре воздух подается в кольцевую камеру сгорания КС, при этом воздух омывает корпус камеры сгорания и турбины, охлаждая их. После сгорания топлива в камере сгорания продукты сгорания поступают в газовую турбину ГТ, за которой расположен выходной диффузор Д, предназначенный для частичного использования энергии выходной скорости газового потока. Далее продукты сгорания сбрасываются в атмосферу. Подобная газотурбинная установка имеет единый двухопорный турбокомпрессорный ротор *1*; встроенную кольцевую

камеру сгорания, с которой статор *2* создает один силовой блок. Внутри диффузора Д имеются ребра *3*, предназначенные для передачи силового усилия от опор ротора *4* (подшипников) на статор. Со стороны компрессора на торце ротора находится муфта *5*, через которую крутящий момент передается электрогенератору *6*. Статор обычно устанавливается на единой раме, на которую навешиваются вспомогательные механизмы и системы, внутри рамы часто помещают масляный бак. Подобная конструкция может поставляться комплектно как единый энергоблок. Возможна также замена турбокомпрессора на существующей раме. При этом значительно упрощаются ремонтные работы и сокращается время монтажа.

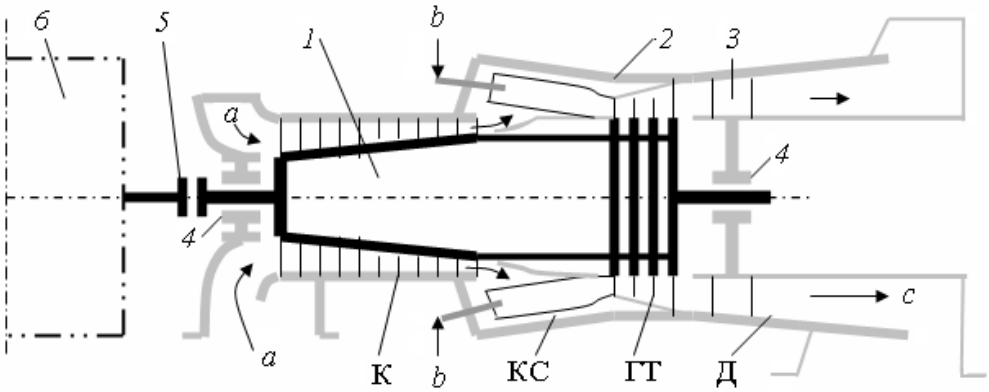

Рис. 3.1. Конструктивная схема ГТУ с встроенной камерой сгорания:

1 — ротор; *2* — статор, *3* — силовые ребра, *4* — опоры ротора, *5* — соединительная муфта, *6* — электрогенератор; *a* — подвод воздуха, *b* — подвод топлива, *c* — выхлоп

На рис. 3.2 показана тоже достаточно распространенная конструктивная схема ГТУ, которая часто встречается в установках малой и средней мощности. Дело в том, что при малой мощности проходное сечение форсунок камеры сгорания становится столь малым, что они чаще засоряются. Поэтому вместо кольцевой камеры, где число форсунок обычно шесть-девять, ставят одну (или две) камеры сгорания. В результате необходимое число форсунок

уменьшается, соответственно увеличивается их проходное сечение. Применение выносной (или выносных) камер сгорания дает ряд определенных преимуществ. Прежде всего, их легче обслуживать, кроме того, они более надежны. В кольцевой камере сгорания выход из строя одной горелки приводит к неравномерности поля температур на входе в газовую турбину, что может вызвать ее разрушение. При выносной камере сгорания данный недостаток отсутствует.

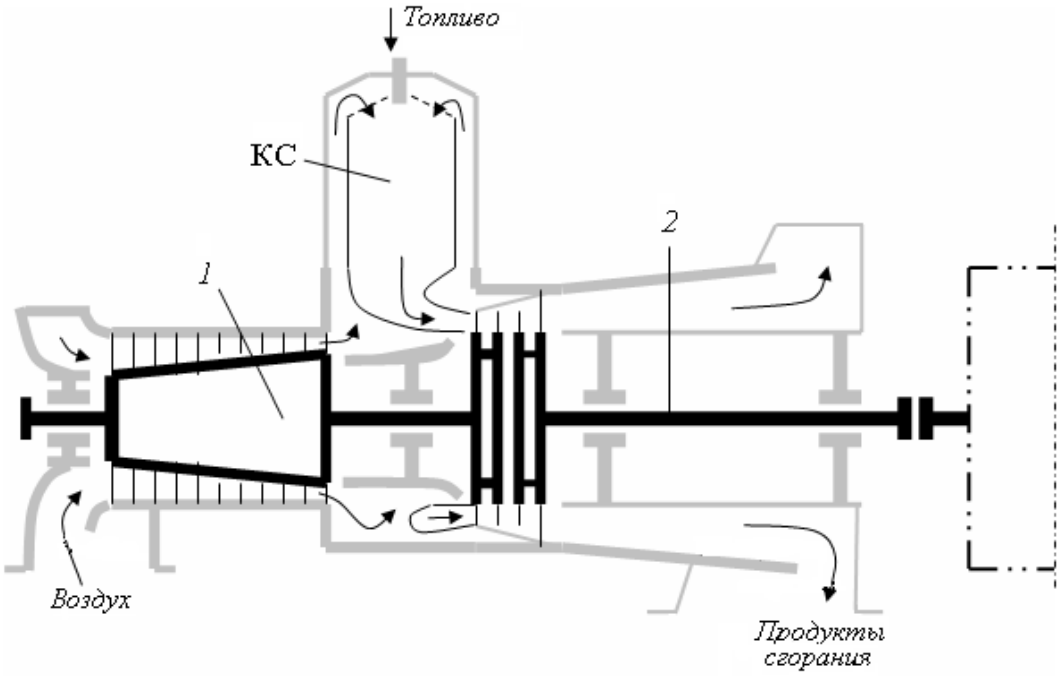

Рис. 3.2. Конструктивная схема ГТУ с разрезным валом и выносной камерой сгорания:

КС — камера сгорания; *1* — турбокомпрессорный вал, *2* — силовой вал

Еще одно отличие конструктивной схемы, представленной на рис. 3.2, состоит в том, что в ней использован так называемый *разрезной вал*. Данная конструкция является двухвальной. Компрессор и первые две ступени газовой турбины образуют турбокомпрессорный вал. Этот вал двухопорный, причем одна из опор оказывается в зоне высоких температур, следовательно, ее нужно достаточно эффективно охлаждать. Последние ступени газовой турбины образуют *силовой*

вал, т. е. вал, связанный с нагрузкой (электрогенератором). При разрезном вале оба ротора, как турбокомпрессорного вала, так и силового вала, оказываются консольными. *Консольным* называют ротор, у которого обе опоры находятся по одну сторону от турбины, см. рис. 3.3.

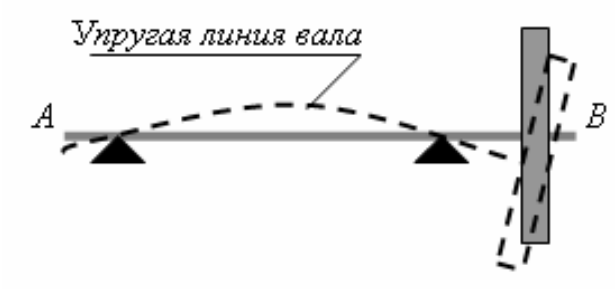

Рис. 3.3. Схема консольного ротора

Расчет *критической частоты вращения* для консольных роторов имеет ряд особенностей, связанных с влиянием гироскопического момента. В общем случае из-за сложения колебаний упругая линия вала может иметь круговую траекторию движения с угловой скоростью Ω вокруг геометрической оси *AB*, проходящей через центры опор. При этом направление и скорость вращения упругой линии не зависят от направления и скорости вращения ротора ω. Это явление носит название *прецессии*. При совпадении направления вращения Ω и ω имеет место *прямая прецессия*, при несовпадении — *обратная прецессия.* В результате критическая угловая скорость ротора отличается от его собственной круговой частоты. Приходится считаться с возможностью как прямой, так и обратной прецессии, т. е. ротор имеет две резонансных частоты.

Еще одна особенность расчета критической частоты вращения роторов ГТУ связана с упругостью опор. Опоры подшипников ГТУ имеют малую массу и обладают заметной гибкостью, что приводит к их вибрации и снижению критического числа оборотов. Подробно вопросы расчета роторов газовых турбин рассмотрены в монографии [7].

Возвращаясь к схеме установки, показанной на рис. 3.2, отметим преимущества, связанные с применением разрезного вала. В том случае, когда компрессор и электрогенератор в ГТУ имеют независимый привод, т. е. приводятся в действие разными турбинами, открываются возможности для более гибкого регулирования установки в режимах частичной нагрузки. Силовой вал должен иметь постоянное число оборотов (3000 об/м) во всех режимах, обороты компрессорного вала можно выбирать исходя из оптимальных условий работы компрессора.

Мы рассмотрели две наиболее простые конструктивные схемы роторов. Встречаются и значительно более сложные схемы. Примером может служить ГТУ GT 35 фирмы ABB. Данная установка трехвальная, имеет три независимых привода: два для привода компрессоров низкого и высокого давления и один для привода генератора. При этом все три вала вращаются внутри общего корпуса. В результате конструкторам пришлось один вал поместить внутри другого. Как это выглядит, можно понять из представленной на рис. 3.4 схемы роторов данной ГТУ. Обратите внимание, что в рассматриваемой схеме три ротора оказались консольными (ротора *КВД*, *ТВД*, *ТНД* и *ТС*).

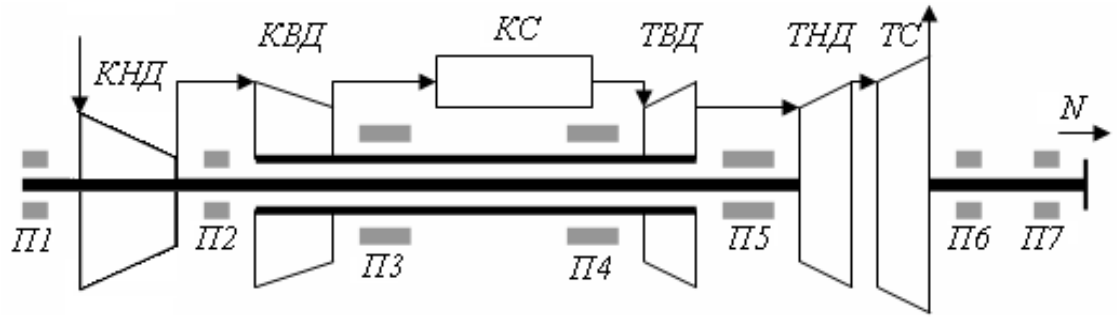

Рис. 3.4. Конструктивная схема ротора ГТУ GT 35:

П1 ....П7 — опоры роторов, *N* — отбор мощности к электрогенератору; *ТС* — силовая турбина

Еще один вариант конструктивной схемы ГТУ показан на рис. 3.5. Он соответствует отечественной ГТУ мощностью 100 МВт, выпускавшейся на протяжении ряда лет. Особенностью данной установки является наличие двух ступеней подвода тепла в камерах сгорания первой ступени (*КС1)* и второй (*КС2*). Обратите внимание, что при столь достаточно сложной тепловой схеме установки авторам проекта удалось обойтись только двумя парами подшипников. Еще одна особенность принятой компоновки ротора — длинный внешний трубопровод от компрессора низкого давления (*КНД*) до компрессора высокого давления (*КВД*).

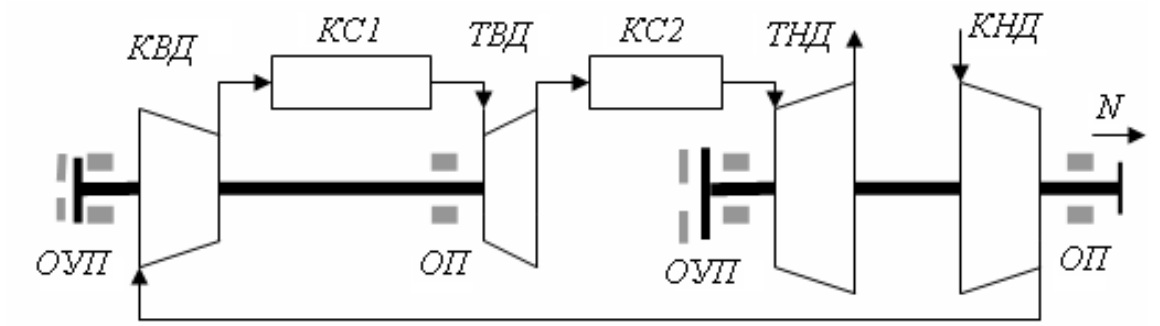

Рис. 3.5. Конструктивная схема ГТУ-100-750 ЛМЗ:

КС1, *КС2* — соответственно, первая и вторая камеры сгорания;
ОУП — опорно-упорные подшипники: *ОП* — опорные подшипники

В приведенной на рис. 3.5. конструктивной схеме обозначены места установки упорных подшипников. При выборе места установки упорного подшипника приходится считаться с тепловыми расширениями ротора и статора турбины. В плоскости упорного подшипника статор и ротор взаимно зафиксированы в осевом направлении. Начиная от этой плоскости, они расширяются в осевом направлении при нагреве независимо. Статор прогретой машины всегда имеет температуру ниже ротора. Следовательно, его осевое перемещение меньше. Наружный диаметр рабочих лопаток ротора турбины по ходу проточной части увеличивается, соответственно форму расширяющегося конуса имеет обращенная к проточной части

поверхность статора. Если упорный подшипник находится перед турбиной, то большее осевое удлинение ротора приведет к увеличению радиальных зазоров между статором и рабочими лопатками. Если упорный подшипник поставить за турбиной, то при большем удлинении ротора радиальный зазор будет уменьшаться. Это может привести к задеванию рабочих лопаток за статор, и, как следствие, при определенных условиях к тяжелой аварии, связанной с разрушением турбины.

Важным достоинством ГТУ, выполненных по простой схеме, является возможность поставлять их на объект в виде моноблока заводской готовности. Тогда при монтаже остается только прицентровать вал отбора мощности с валом электрогенератора и подключить коммуникации. На рис. 3.6 дан пример установки подобной ГТУ.

Единый силовой блок, включающий компрессор, камеру сгорания и турбину с патрубками, а также с навешенными вспомогательными механизмами и системами, устанавливается на опоры *9*, связанные с рамой *10*. Для исключения возможности передачи вибрации установки на фундамент, рама ставится на амортизаторы *11*. На ту же раму устанавливается электрический генератор *1*, что упрощает взаимную центровку валов. Объем, занимаемый рамой, полезно используют, в частности, часто в нем размещают масляный бак, механизмы и оборудование системы смазки и некоторые другие узлы.

Нами уже отмечалось, что в рабочем состоянии статор, нагреваясь, расширяется в осевом и радиальном направлении. Соединение статора с опорами не должно препятствовать этим расширениям. Данная задача решается с помощью системы шпоночных соединений, на рис. 3.6 показаны важнейшие из них. В плоскости одной пары опор статор фиксируется в осевом направлении. Обычно эта плоскость выбирается вблизи упорного подшипника ротора и называется *фикс-пунктом* статора.

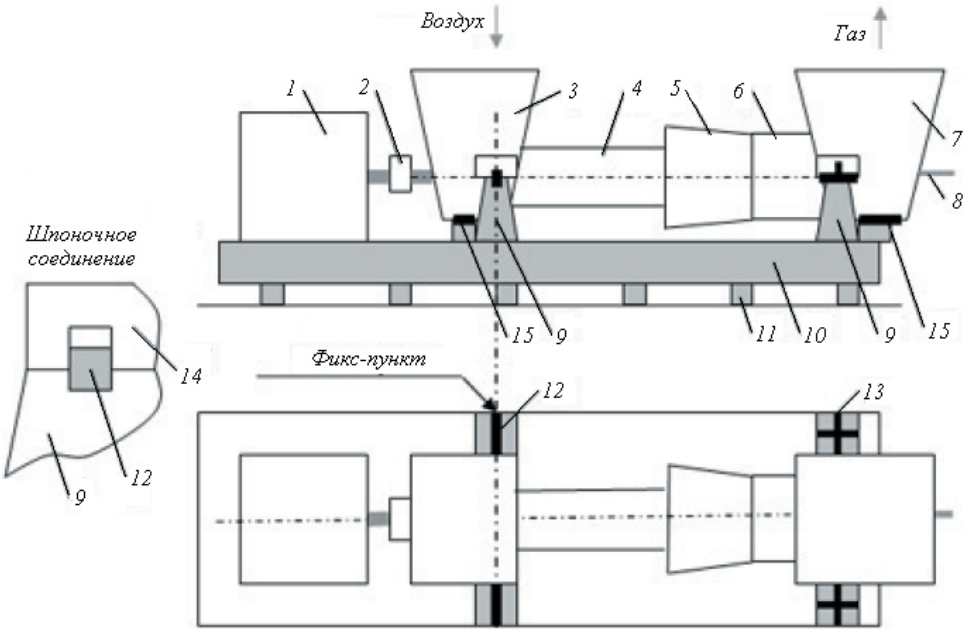

Рис. 3.6. Пример установки энергетической ГТУ простой схемы:

1 — электрогенератор, *2* — соединительная муфта, 3 — всасывающий патрубок компрессора, *4* — компрессор, *5* — камера сгорания, *6* — газовая турбина, *7* — выхлопной патрубок турбины, *8* — вал отбора мощности для привода вспомогательных механизмов, 9 — опора, *10* — рама, *11* — амортизаторы, *12* — шпонка радиальная, 13 — шпонки радиально осевые, *14* — лапа статора, *15* — осевые шпонки

Лапы статора сопрягаются с опорами рамы через радиально расположенные шпонки *12*. Эти шпонки воспринимают и передают на раму осевые усилия, которые могут возникнуть при работе установки. Одновременно шпоночное соединение не препятствует перемещению лап в радиальном направлении. Чтобы обеспечить совпадение осей статора и рамы, в *фикс-пункте* необходима еще одна шпонка, допускающая радиальные расширения, но фиксирующая ось статора. Эта шпонка должна совпадать с вертикальной плоскостью, проходящей через ось статора, и размещается обычно под ним (см. поз. *15* на рис. 3.6).

Система шпонок на другой паре опор оказывается несколько более сложной. Здесь необходимо обеспечить возможность осевого

перемещения лап статора относительно опор рамы — эта задача решается установкой в месте их сопряжения шпонок, параллельных оси статора. Одновременно следует не препятствовать стремлению лап расширяться в радиальном направлении. Поэтому под лапами должны помещаться проставки с радиальными шпонками; получается конструкция из двух крестообразно расположенных шпонок. В плоскости подвижных опор также необходима нижняя осевая шпонка, препятствующая отклонениям оси статора от оси рамы. Иногда шпонки заменяют штифтами, но существо дела от этого не меняется.

Таким образом, система шпонок должна обеспечить с одной стороны, фиксацию статора в осевом направлении, с другой стороны — обеспечить ему возможность свободно расширяться относительно плоскости фикс-пункта. Во всех случаях, когда деталь не имеет возможности теплового расширения, возникают вибрации, отрицательно сказывающиеся на работоспособности конструкции.

На рис. 3.7 показан пример современной ГТУ, поставляемой на объект в виде моноблока заводской готовности.

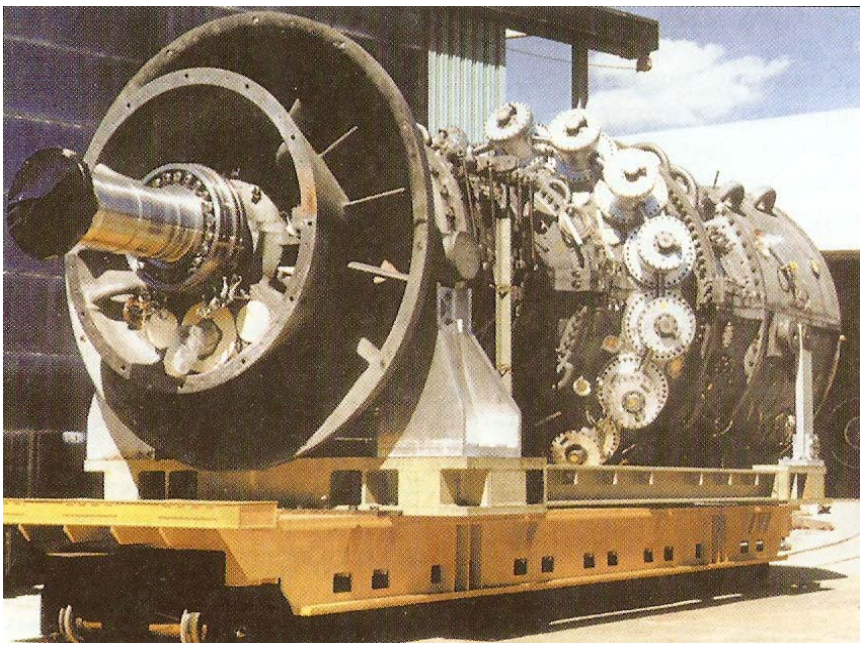

Рис.3.7. Газотурбинная установка 9Н фирмы Дженерал Электрик мощностью 480 МВт

Другой пример компоновки ГТУ дан на рис. 3.8, где показана установка энергетической ГТУ, образованной на базе конверсии авиационного двигателя.

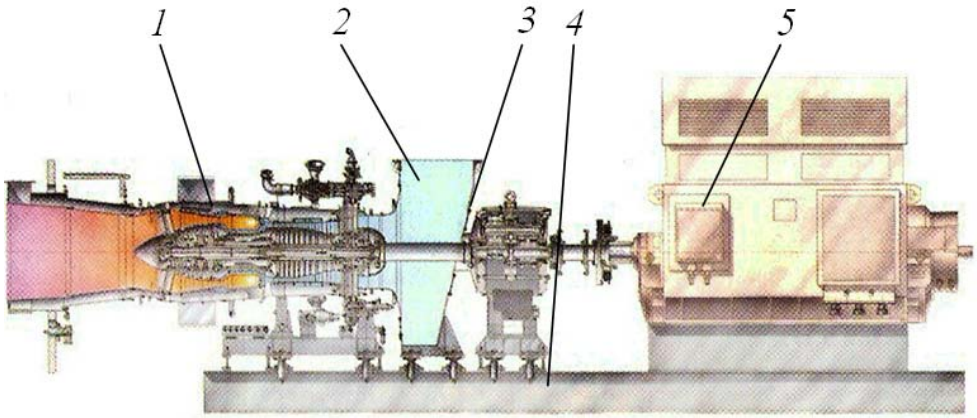

Рис. 3.8. ГТУ-4П мощностью 4200 кВт, на базе авиационного двигателя Д-30 3 для ТУ-134:
1 — авиационный газотурбинный двигатель; *2* — выхлопной патрубок; *3* — редуктор; *4* — рама; *5* — электрогенератор

Здесь стандартный авиационный двигатель *1* дополнен выхлопным патрубком *2* и через редуктор *3* соединяется с электрогенератором *5*. Необходимость редуктора обусловлена тем, что частота вращения ротора авиационных ГТУ больше, чем 3000 об/мин, необходимые для работы генератора. Все оборудование смонтировано на общей раме *4*.

В заключение несколько слов об одной специфической разновидности газовых установок. В ряде технологических процессов образуются отходящие газы, имеющие избыточное давление. Для полезного использования их энергии могут применяться турбоустановки. При этом такая турбоустановка состоит только из газовой турбины; компрессор и камера сгорания ей не нужны.

Если располагаемые газы имеют повышенную температуру (например, в доменном производстве отходящие газы имеют температуру 400…450 ºС), то такие турбины называют *утилизационными*.

Если используются газы с температурой, не превышающей существенно температуру окружающей среды, то соответствующие установки называются *турбодетандерами.* В частности, турбодетандеры используют для снижения давления газа в магистральных газопроводах перед подачей его потребителям. В магистральных газопроводах давление 2,5…5,0 МПа, а в потребительских сетях максимально допустимое давление 0,6 МПа.

Для читателя должно быть ясно, что температура газа на выходе из турбодетандера ниже температуры окружающей среды. Причем эта разница может быть весьма значительной. В частности, при определенных условиях во влажном воздухе при расширении может образовываться лед. Поэтому турбодетандеры широко используются в холодильной и криогенной технике. К возможности использования турбодетандеров в комбинированных энергетических установках мы еще вернемся в одной из последующих глав.

3.2. ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

Конструкция газовой турбины в значительной степени определяется условиями работы на высокотемпературном газовом потоке, температура которого при прохождении проточной части меняется от 1400...1000 ºС на входе до 650...450 ºС на выходе. В результате необходимо стремиться по возможности исключить контакт элементов конструкции с газами, а те детали, которые непосредственно соприкасаются с рабочим телом, снабдить эффективной системой охлаждения. При запуске и остановке ГТУ в деталях проточной части возникают значительные градиенты температур, поэтому следует избегать массивных элементов конструкции, которые медленно прогреваются и долго остывают.

Чтобы скорее снизить температуру газа, и, соответственно, упростить задачу охлаждения, первые ступени турбины часто выполняют активными и высоко форсированными. Основное

снижение температуры газа в таких ступенях происходит в сопловом аппарате, охлаждать который несравненно проще. При этом несколько поступаются внутренним КПД ступени, компенсируя потери на последующих реактивных ступенях, уже не требующих охлаждения. Обычно число ступеней современных газовых турбин находится в пределах от трех до шести. Причем существует тенденция — чем выше начальная температура, тем меньше ступеней.

Ротор газовой турбины является наиболее нагруженным и наиболее ответственным ее узлом. На рис. 3.9 показаны возможные варианты конструкции роторов турбин.

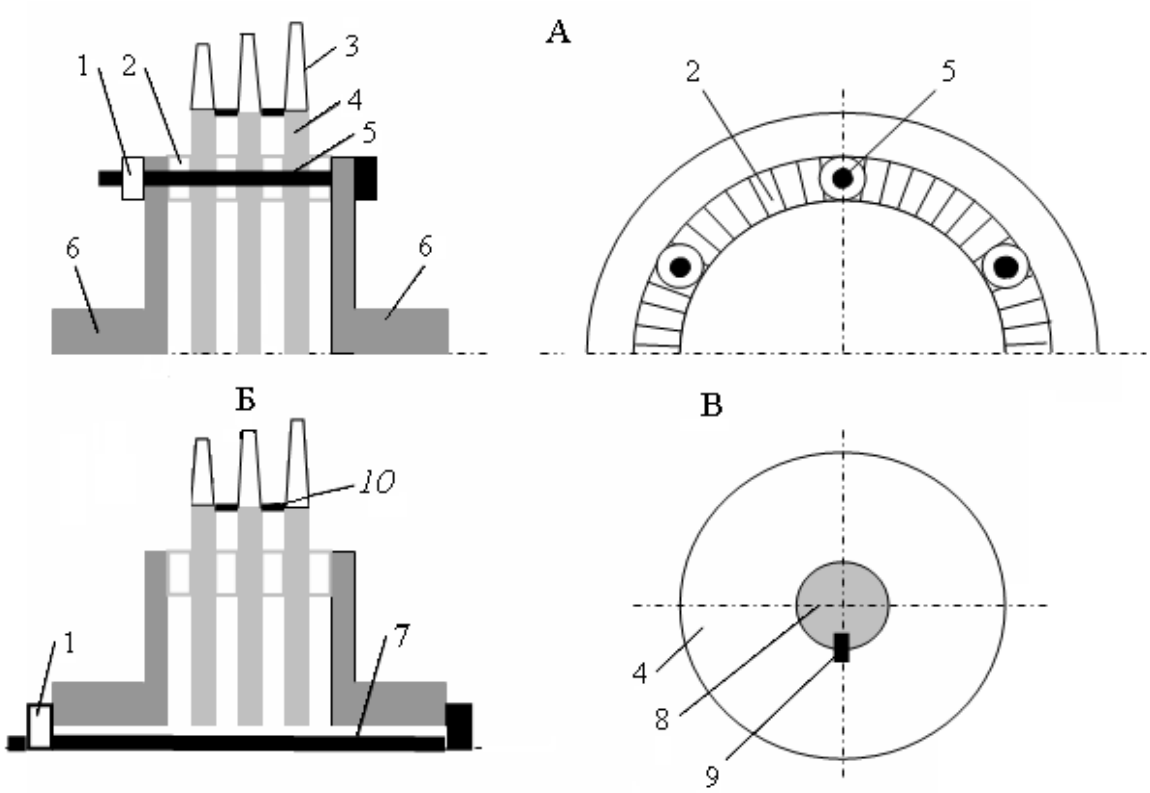

Рис. 3.9. Конструктивные варианты роторов газовых турбин:

А — ротор с периферийными стяжными болтами; Б — ротор с центральным стяжным болтом; В — ротор с дисками, насаженными на вал; *1* — гайки стяжного болта, *2* — хирты, *3* — лопатки, *4* — диски, *5* — периферийные стяжные болты, *6* — полувалы, *7* — центральный стяжной болт, *8* — вал, *9* — шпонка, *10* — уплотняющие кольца

В газовых турбинах наилучшим образом зарекомендовали себя конструкции роторов, состоящих из отдельных дисков, изготовленных из кованых заготовок и сцепленных между собой с помощью радиальных шлицов, называемых *хиртами* (по-видимому, от латинского *hirtus* — пушистый, шероховатый). Хирты обеспечивают передачу крутящего момента от диска к диску, а также их взаимную центровку. Также с помощью хиртового соединения крутящий момент передается от дисков к полувалам с опорными цапфами для подшипников. Конструкцию роторов с хиртовым соединением поясняют рис. 3.9А и 3.9Б.

Диаметр дисков может достигать 2 м, а ширина их обода 600 мм. Применяют два варианта взаимного стягивания дисков и полувалов: с помощью периферийных стяжных болтов (рис. 3.9А), или с помощью центрального стяжного болта (рис. 3.9Б). Распространенные в паровых турбинах роторы с дисками, насаженными на центральный вал с передачей крутящего момента от диска к валу через шпонку (рис. 3.9В), в газовых турбинах практически не применяются.

Чтобы исключить попадание высокотемпературных газов в пространство между дисками, устанавливаются уплотняющие кольца, обозначенные на рис. 3.9.

Если ГТУ имеет общий турбокомпрессорный вал, то ротор компрессора крепится к ротору турбины через хиртовые соединения с центральным или периферийными стяжными болтами.

Рабочие лопатки — наиболее напряженная и ответственная деталь газовой турбины. Их изготавливают с предельно допустимой точностью, каждая лопатка проходит индивидуальный контроль, результаты которого заносятся в компьютер. Лопатки газовых турбин соединяются с ротором исключительно с помощью «елочного» замка (рис. 3.10).

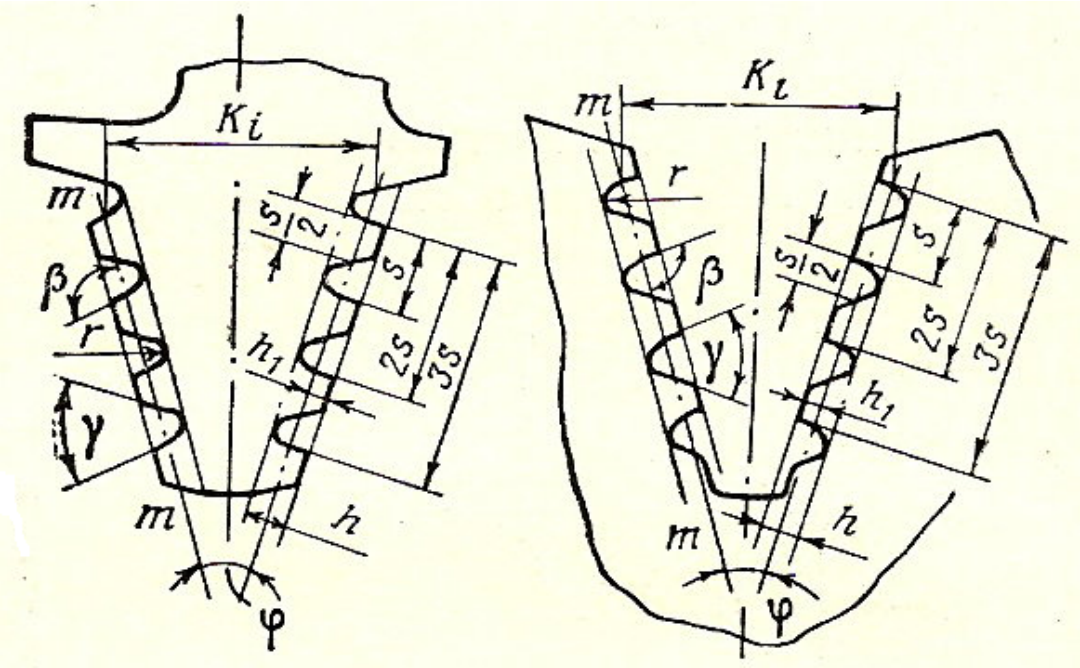

Рис. 3.10. Геометрия елочного хвоста рабочей лопатки:

шаг зубьев s = 3…4,5 мм; размер h = (0,4…0,5)s;
размер $h_1 \approx$ (0,3...0,5)h; оптимальное соотношение
r/h = 0,5/0,6; $r \approx$ 0,4…0,8, число пар зубьев обычно от 3 до 6;
угол клина φ = 25...50° ; угол β = 90...120°; γ = 40…50°;
в холодном состоянии $K_l - K_i$ = 0,2...0,3 мм

В холодном состоянии между лопатками и диском в замковом соединении имеется зазор 0,2...0,3 мм, обуславливающий качку конца лопатки. Свободная индивидуальная посадка лопаток в диске устраняет возможность появления высоких температурных напряжений в ободе диска и в лопатках, а также позволяет при необходимости легко заменить лопатку. При вращении ротора турбины центробежные силы, действующие на лопатку, надежно прижимают ее к плоскостям замкового соединения, не позволяя лопатке смещаться под действием осевых усилий. Поэтому для фиксации лопаток в осевом направлении используются простейшие устройства, чаще пластины с отгибаемыми краями, или детали ротора, выполняющие другие функции (см. рис. 3.11).

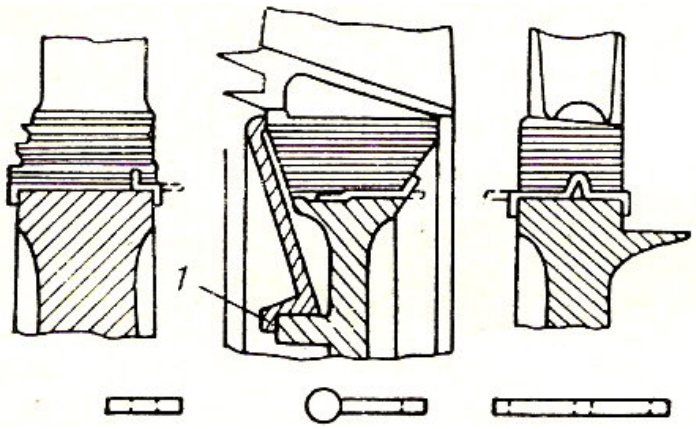

Рис. 3.11. Способы осевой фиксации рабочих лопаток турбины с елочным хвостом:

1 — упорное кольцо

Рабочую часть лопатки называют *пером*. Оно должно быть изготовлено с очень высокой степенью точности, допускается отклонение от теоретического профиля не более 0,15 мм. Каждая лопатка проходит индивидуальный контроль, взвешивается, и ее данные заносятся в компьютер. Рабочая часть лопатки выполняется с постоянным или переменным по высоте профилем. Центры тяжести расчетных сечений рабочей части лопатки располагаются на одном радиусе с осью симметрии замкового соединения либо смещаются от него на некоторое расстояние. В первом случае центробежные силы вызывают только растягивающее действие. Во втором — смещение рассчитывают таким образом, чтобы момент, вызванный центробежными силами, был направлен против действия на лопатку газовых усилий, разгружая тем самым лопатку от напряжений изгиба. На периферии лопатки во многих конструкциях перо переходит в полку. В собранном виде полки образуют бандаж, наличие которого снижает потери, связанные с перетечками газа в радиальном зазоре и ограничивает амплитуду колебаний лопаток и особенно их тонких кромок, которые иногда от вибрации обламываются.

На наружной поверхности полок располагаются тонкостенные гребешки, выполняющие роль лабиринтных уплотнений.

Кроме того, они снижают вероятность аварии при касании лопатки статора. Для увеличения декремента колебаний и соответственного снижения динамических нагрузок от вибрации у длинных лопаток примерно на половине высоты их пера выполняются отверстия, через которые свободно проходит проволока. При больших центробежных силах, действующих на проволоку, силы трения между проволокой и лопатками объединяют последние в единый пакет. Отверстие в пере лопатки приводит к концентрации напряжений, поэтому профиль лопатки возле отверстия иногда утолщают.

Вопросы, связанные с охлаждением лопаток и влиянием охлаждения на конструкцию лопаток, столь важны для газовых турбин, что ниже мы посвятим им самостоятельную главу, и поэтому здесь на них останавливаться не будем.

Статор газовой турбины выполняет две основные функции.

Во-первых, он является силовым элементом, воспринимающим давление рабочего тела (газа) турбины. В моноблочных конструкциях ГТУ вместе с корпусом камеры сгорания, статором компрессора и патрубками, статор турбины должен составлять единый силовой блок, воспринимающий также через подшипники вес и динамические нагрузки роторов, передавая все усилия на раму установки. Для этого статор должен быть достаточно прочным и жестким.

Во-вторых, статор образует неподвижную часть проточной части турбины, соприкасается с высокотемпературным газовым потоком, к нему крепятся сопловые лопатки. Для этого статор должен быть достаточно эластичным, иметь возможность независимого теплового расширения отдельных элементов, образующих проточную часть турбины.

Согласитесь, что требования не столько противоречивые, сколько взаимно исключающие. Решением проблемы стало применение статоров, состоящих из двух корпусов, один из которых помещен внутри другого. При этом каждый из корпусов выполняет одну из указанных выше противоречивых функций. Подобный

принцип в различных модификациях применяется во всех современных газовых турбинах.

Наружный корпус статора является силовым, он воспринимает давление в проточной части, но практически полностью разгружен от действия высоких температур. Его внутренняя поверхность покрыта термоизоляцией и омывается относительно холодным воздухом. Внутренний корпус статора образован деталями и узлами, свободно подвешенными к наружному корпусу, который по отношению к внутреннему выполняет следующие функции: обеспечивает центровку внутреннего корпуса относительно ротора посредством силовой связи с опорами подшипников ротора, воспринимает вес и осевые нагрузки внутреннего корпуса.

Корпуса подшипников связываются с наружным корпусом радиальными жесткими тягами. Задний подшипник турбины обычно окружен кольцевой полостью, образованной диффузором, которым заканчивается проточная часть турбины (о назначении развитого диффузора шла речь в предыдущей главе). В результате тягам, соединяющим корпус подшипника со статором, приходится пересекать поток достаточно горячих газов. Напомним, что их температура за турбиной может достигать 600 ºС. Поэтому тяги окружают обтекателями, вовнутрь которых подают охлаждающий воздух, используемый далее для охлаждения корпуса подшипника. Пространство внутри обтекателей используют также для подвода и отвода масла к подшипникам.

Наружный корпус статора стационарных ГТУ выполняется обычно сварным и имеет горизонтальный разъем, что облегчает монтаж и центровку. Сварная конструкция существенно легче литой, а необходимая жесткость создается в ней за счет приваренных с наружной стороны ребер. Сопловые аппараты являются неотъемлемой частью внутреннего корпуса турбины, они бывают неразъемными с сопловыми лопатками, приваренными к наружному кольцу, подобные конструкции обладают повышенной жесткостью,

однако неудобны, так как для их замены приходится разбирать турбину. Поэтому обычно сопловой аппарат выполняют из двух половин или нескольких сегментов, что существенно упрощает ремонтные работы.

3.3. КОМПРЕССОРЫ

Конструкция осевых компрессоров ГТУ в значительной степени типична для лопаточных машин подобного типа. В одной дозвуковой компрессорной ступени, как отмечалось выше, достигается максимальная степень повышения давления $\pi \approx 1{,}2$. Для ГТУ требуется величина $\pi_к = 12…30$, поэтому компрессор ГТУ может иметь до 20 и более ступеней. Учитывая большое число ступеней, компрессор иногда выполняют из двух последовательно расположенных корпусов, и между ними применяют промежуточное охлаждение воздуха для уменьшения работы сжатия.

Подготовка атмосферного воздуха перед подачей в компрессор заключается, прежде всего, в его очистке от пыли и посторонних включений. Особенно опасен для работы компрессора песок. Нам известен случай, когда за неделю работы в условиях песчаной бури, рабочие лопатки компрессора ГТУ были настолько повреждены эрозией, что потребовалась их полная замена.

Как известно, с повышением температуры наружного воздуха мощность и КПД ГТУ снижаются, поэтому перед компрессором воздух иногда охлаждают.

Давление воздуха перед первыми рабочими лопатками ниже атмосферного. В результате при работе на влажном воздухе, особенно в интервале температур от –5 до +5 ºС, возможно выпадение инея и образования льда на стенках проточной части и лопаточном аппарате. Поэтому ГТУ снабжают системой подогрева воздуха. В полной мере задачи, связанные с подготовкой воздуха, решаются с помощью комплексного воздухоочистительного устройства (КВОУ), описанного в [5].

Через лабиринтные уплотнения со стороны переднего подшипника возможны присосы воздуха к первой ступени из рабочего помещения. Особенно неприятно попадание в проточную часть компрессора масла из переднего подшипника. Откладываясь на рабочих лопатках, оно вместе с пылью создает на них довольно плотный слой. В общем случае в процессе эксплуатации на первых ступенях компрессора постепенно образуются отложения, увеличивающие потери, связанные с трением и, как следствие, снижающие КПД компрессора и давление нагнетания. В результате мощность ГТУ снижается. Поэтому в ходе эксплуатации проточная часть компрессора нуждается в периодической очистке. Очиститель вводится в проточную часть с помощью форсунок, расположенных на входе. Для очистки используется пар, специальные моющие растворы, вода, а также абразивные материалы типа рисовой лузги или ореховой скорлупы. Радикальным способом чистки является ручная промывка при снятой верхней крышке статора, но это можно делать только при плановом ремонте оборудования.

Проточная часть компрессора образуется: входным конфузором; входным направляющим аппаратом (ВНА); рабочими ступенями, состоящими из подвижного венца с *рабочими лопатками* и неподвижного лопаточного венца — *направляющего аппарата* (НА); выходного диффузора. Расход воздуха через компрессор в значительной степени определяется площадью проходного сечения первой ступени. Поэтому для изменения расхода воздуха на переменных режимах работы ГТУ в настоящее время начинают применять ВНА и НА первой ступени с поворотными лопатками. На некоторых ГТУ НА с поворотными лопатками устанавливаются на второй и даже третей ступенях компрессора. Применение НА с поворотными лопатками является одним из способов борьбы с явлением помпажа.

Оно связано со следующим: если расход воздуха через компрессор определяется площадью проходного сечения первой

ступени, то для турбины расход газа обусловлен проходным сечением последней ступени. В расчетных режимах работы ГТУ напор, создаваемый компрессором, уравновешивается (балансируется) нагрузкой, создаваемой турбиной. При запуске и остановке ГТУ, а также при некоторых отклонениях параметров от расчетных, возможны ситуации, когда указанный баланс нарушается. Иначе говоря — компрессор подает больше воздуха, чем может пропустить турбина. В результате в проточной части компрессора начинаются крайне опасные для прочности конструкции колебания расхода и давления. Для предотвращения помпажа по ходу проточной части в корпусе статора компрессора имеются одна или несколько камер отбора, через которые существует возможность сбрасывать излишек воздуха в атмосферу через специальные *антипомпажные клапаны*.

Ротор компрессора может быть разборным или неразборным. Конструкция разборного ротора напоминает конструкцию дисковых роторов газовых турбин (см. рис. 3.7). Возможно применение как центрального стяжного болта, так и периферийных. В случаях, когда ГТУ имеет единый турбокомпрессорный вал, дисковая конструкция удобна тем, что позволяет организовать отбор охлаждающего воздуха из промежуточных ступеней компрессора и его подачу к соответствующей по давлению ступени турбины. С этой целью по оси вала организуется ряд концентрично расположенных каналов.

Наряду с этим, в компрессорах находят применение цельнокованые неразборные роторы. Они существенно проще в изготовлении и дешевле. На рис. 3.12 дан пример неразборного ротора, состоящего из цилиндрического барабана *1* с лопаточными венцами *2* и полуовалов *3*, которые могут соединяться с барабаном сваркой или запрессовываться в него. В последнем случае целесообразна установка штифтов для передачи крутящего момента между барабаном и полуовалами при ослаблении натуга, созданного при запрессовке, в процессе эксплуатации.

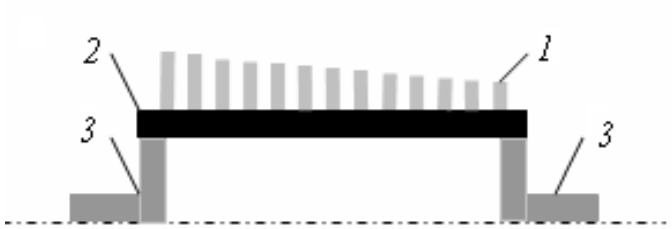

Рис. 3.12. Схема цельнокованого ротора компрессора:

1 — барабан, 2 — полувалы с цапфами, 3 — лопатки

Для крепления рабочих лопаток в дисках или барабане ротора выполняются кольцевые проточки, соответствующие профилю замкового соединения лопаток. Обычно применяют Т-образные соединения или типа «ласточкин хвост». Профиль компрессорной лопатки значительно тоньше, чем турбинной. Поэтому рабочие лопатки компрессоров значительно более склонны к вибрациям. Данное обстоятельство требует учета как при монтаже, так и при эксплуатации.

3.4. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Камера сгорания — один из самых сложных элементов ГТУ, как с точки зрения организации происходящих в ней процессов, так и в конструктивном отношении. От того, насколько стабильно и равномерно поле температур на выходе из камеры сгорания, насколько чист выходящий поток от продуктов неполного сгорания топлива, в значительной степени зависит работоспособность турбины. Токсичность продуктов сгорания определяет экологические показатели работы ГТУ в целом. К сожалению далеко не все процессы в камере сгорания могут быть заранее рассчитаны с необходимой точностью. Поэтому доводка конструкции в стендовых условиях является важнейшим и достаточно продолжительным этапом создания новой камеры сгорания [15].

В ГТУ применяются следующие *виды топлива*:

- газотурбинное (жидкое) топливо, Q_i^r = 41…42 МДж/кг;

- высококачественный (флотский) мазут Ф-5, Ф-12,

Q_i^r = 41…43 МДж/кг;

- дизельное топливо $Q_i^r \approx 41{,}5$ МДж/кг;

- природный газ Q_i^r = 35…38 МДж/м^3.

На рис. 3.13 показана типичная схема камеры сгорания, называемой тупиковой.

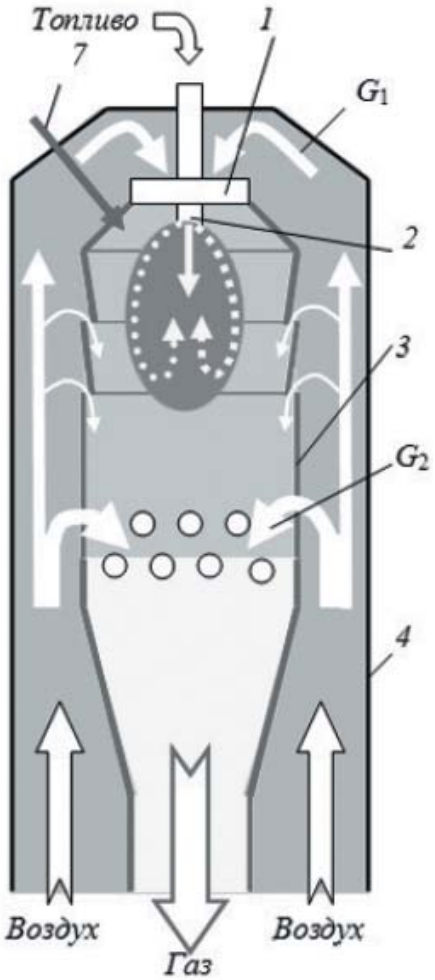

Рис. 3.13. Схема тупиковой камеры сгорания:

G_1, G_2 — соответственно, первичный и вторичный воздух;
1 — регистр, *2* — горелка (или форсунка), *3* — жаровая (или пламенная) труба, *4* — корпус

Камера состоит из наружного корпуса *4*, внутри которого соосно помещена жаровая (иначе — пламенная) труба *3*. Подвод воздуха и

отвод продуктов сгорания в тупиковой камере осуществляется с одной и той же стороны, на рис. 3.13 — снизу. Воздух движется в кольцевом пространстве между корпусом и жаровой трубой. Количество воздуха, поступающего в камеру сгорания, превышает количество, необходимое для сгорания топлива, в 2,5…5 раз, и зависит от того, какую температуру необходимо получить на выходе из камеры сгорания.

Поэтому поток воздуха, движущегося в кольцевом пространстве между корпусом и жаровой трубой, разделяется на две неравные части. Вдоль всей жаровой трубы проходит только та часть воздуха, которая необходима для обеспечения сгорания топлива и получения в зоне его горения температуры 1800...2000 ºС. Этот воздух называют *первичным* и его расход обозначают G_1. Большая часть воздуха подается в жаровую трубу для снижения температуры продуктов сгорания после завершения процесса сгорания топлива, его называют *вторичным*, а соответствующий расход обозначают G_2.

Первичный воздух подается на вход жаровой трубы (на приведенной схеме сверху), через лопаточный завихритель, называемой регистром *1*, в центре которого находится горелка (или форсунка) *2*, через которую подается топливо. Назначение регистра — создать турбулентную струю для получения равномерной топливно-воздушной смеси и обеспечить тем самым условия для устойчивого горения топлива. Кроме того, для обеспечения необходимых для устойчивого горения уровня температур, полей скоростей и давления в зоне факела горения специально формируется зона обратных токов (см. рис. 3.13).

Зажигание топлива осуществляется с помощью *запального устройства* (или воспламенителя) 7, представляющего собой небольшую горелку и электрическую свечу (типа автомобильной). При запуске камеры сгорания сначала включают запальное

устройство, затем подают основное топливо, а когда оно загорится, запальное устройство отключают.

Вторичный воздух подается в зону жаровой трубы, где процесс горения завершился. Ниже ввода вторичного воздуха находится зона стабилизации температуры продуктов сгорания для обеспечения равномерного поля температур на уровне, соответствующем $T_{нт}$.

Жаровая труба, особенно в зоне горения, работает в крайне теплонапряженных условиях, обусловленных лучистым и конвективным теплообменом продуктов сгорания. Поэтому с внутренней стороны ее защищают керамическими вставками, а также дополнительно охлаждают подачей воздуха из наружной полости вдоль стенок через щелевые зазоры (см. рис. 3.13).

Наряду с тупиковыми существуют прямоточные камеры сгорания, которые отличаются от приведенной на рис. 3.13 схемы только тем, что воздух подводится со стороны регистра. В остальном организация процесса в них такая же.

В начале настоящей главы мы уже указывали, что в ГТУ применяются как выносные, так и встроенные камеры сгорания. Последние располагаются между компрессором и турбиной. Можно выделить два основных типа встроенных камер сгорания: *секционные* и *кольцевые* [7, 17]. Принципы их устройства иллюстрирует рис. 3.14.

Секционная камера сгорания образована несколькими камерами сгораниями (секциями), расположенными по радиусу соосно турбокомпрессорному валу (рис. 3.14А). Количество секций колеблется в пределах от 4 до 12. Преимущество секционной камеры в том, что, хорошо отработав процесс в одной секции, далее на ее основе можно создавать установки разной мощности, варьируя число секций в камере сгорания.

В кольцевой камере (рис. 3.14Б) имеется общий кольцевой корпус, в котором циркулирует воздух, Внутри корпуса располагаются по радиусу отдельные жаровые трубы. Считается, что кольцевые

камеры более компактны, чем секционные. Существует целый ряд конструктивных вариантов жаровых труб кольцевых камер сгорания. В авиационных двигателях им иногда придают кольцевую форму, т. е. имеется одна жаровая труба, в которой по радиусу установлены форсунки. Применительно к условиям стационарной энергетики нам подобные решения неизвестны.

Иногда жаровые трубы секционных и кольцевых камер сгорания соединяют патрубками переброса пламени (см. рис. 3.14). Делается это с целью восстановления процесса горения при случайном срыве факела в одной из жаровых труб, а также для возможности зажигать все камеры от одного воспламенителя.

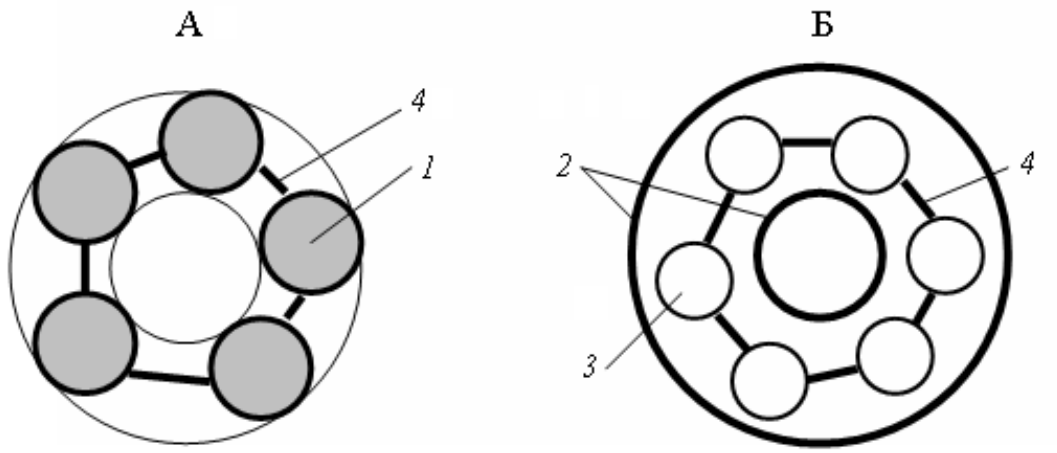

Рис. 3.14. Схемы встроенных камер сгорания:

А — секционная, Б — кольцевая;

1 — камера сгорания, *2* — кольцевой корпус, *3* — жаровые трубы, *4* — патрубки переброса пламени

Основные характеристики камер сгорания ГТУ:

1. *Коэффициент полезного действия* — отношение приращения теплоты, полученного на выходе из камеры сгорания $Q_Т$ к полному количеству тепла, введенного в нее топлива $Q_П$:

$$\eta_{КС} = Q_Т / Q_П . \qquad (3.1)$$

Обычно величина находится в пределах 0,98…0,99. В нестандартных режимах допускается снижение КПД до 0,95.

2. *Коэффициент потери давления* (иначе — коэффициент восстановления давления):

$$\sigma = p_{\text{н.т.}} / p_{\text{к.к.}}, \qquad (3.2)$$

его значение оказывается в пределах 0,97…99.

3. *Неравномерность поля температур* на выходе из камеры сгорания принято оценивать с помощью параметра

$$\Delta T_{\text{КС}} = \frac{T_{max} - T_{min}}{T_{ср}} \cdot 100\%, \qquad (3.3)$$

где T_{max}, T_{min} и $T_{ср}$, соответственно, максимальная, минимальная и средняя температуры газа на выходе из камеры сгорания.

Нам кажется, что представление данного параметра в форме (3.3), является не совсем удачным. Действительно, если следовать (3.3), то, например, принав $\Delta T_{\text{КС}}$ = 10 %, получаем существенно разные значения разности ($T_{max} - T_{min}$): при $T_{ср}$ = 800 ºС ($T_{max} - T_{min}$) = 80 К, а при $T_{ср}$ = 1400 ºС ($T_{max} - T_{min}$) = 140 К. Причем из механизма происходящих в камере процессов совершенно не следует, что при повышении температуры добиться равномерности поля температур труднее. Поэтому более логично пользоваться размерными характеристиками ($T_{max} - T_{ср}$) и ($T_{ср} - T_{min}$), или еще проще: ($T_{max} - T_{min}$). По нашему мнению камера, у которой ($T_{max} - T_{min}$) > 100 К, требует доводки.

4. *Теплонапряженность рабочего объема* U_V и *теплонапряженность сечения* U_F камеры сгорания:

$$U_V = \frac{\eta_{\text{К}} \cdot c_{\text{Г}} \cdot B_{\text{Г}} \cdot Q_i^r}{V_{\text{К}} \cdot \sigma \cdot p_{\text{к.к.}}}, \text{ Вт/(м}^3\text{·Па)}; \qquad (3.4)$$

$$U_F = \frac{\eta_{\text{К}} \cdot c_{\text{Г}} \cdot B_{\text{Г}} \cdot Q_i^r}{F_{\text{К}} \cdot \sigma \cdot p_{\text{к.к.}}}, \text{ Вт/(м}^2\text{·Па)}, \qquad (3.5)$$

где $B_{ГТ}$ — массовый расход топлива, кг/с; $V_{КС}$ — объем зоны горения, м^3; $F_{КС}$ — площадь максимального сечения жаровой трубы, м^2.

Эти параметры указывают на степень форсирования процессов в камере и, как следствие, отражают ее относительные весогабаритные показатели. Величина данных показателей у современных камер сгорания варьируется в широких пределах: $U_V = 60...200$ Вт/(м^3·Па); $U_F = 100...600$ Вт/(м^2·Па).

5. *Срывные характеристики* используются для определения устойчивости процесса горения. Представляются обычно в виде графических зависимостей $G_B = f(\alpha, B_{ГТ})$.

6. *Содержание вредных выбросов в продуктах сгорания*. К вредным или токсичным компонентам продуктов сгорания относятся: оксиды азота NO_x (NO и NO_2), оксиды серы SO_x (SO_2 и SO_3), оксид углерода CO и несгоревшие углеводороды. Присутствие последних двух компонент свидетельствует о неполном сгорании топлива, т. е. о плохой организации процесса горения в камере. Оксиды серы образуются за счет содержащейся в топливе серы, потэому надо стремиться использовать бессернистые топлива, к таковым относится природный газ.

Источником образования оксидов азота являются два разных механизма. Меньшая часть NO_x образуется за счет азота, присутствующего в топливе, или так называемого *топливно-связанного азота*. Большую часть NO_x составляют *термические оксиды*, образующиеся в силу следующего механизма. Начиная с температуры порядка 1200 ºС возникает диссоциация молекул азота — они распадаются на атомарный азот, который активно взаимодействует с кислородом воздуха, образуя оксиды азота. Причем скорость их образования экспоненциально зависит от температуры. Следовательно, чем выше температура в пламени, тем больше NO_x в продуктах сгорания. Кроме того, их количество зависит от времени пребывания в зоне высоких температур. Следовательно, надо

стремиться снизить температуру в камере, что, вообще говоря, входит в противоречие со стремлением увеличения $T_{нт}$.

Существует ряд способов снижения количества NO_x:

- подача в камеру сгорания *воды* или *пара* для снижения температуры (такие камеры называют *мокрыми*);

- каталитическая очистка, при которой в газы подают *водный раствор аммиака* при температуре 300…400 ºС, а затем пропускают их через фильтр с катализатором, где образуются NO_2 и H_2O;

- двухступенчатое сжигание топлива, при котором на первой ступени топливо сначала сжигают при $\alpha \approx 0{,}8$, затем на второй ступени дожигают оставшееся топливо.

3.5. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ И МЕХАНИЗМЫ

Выше уже упоминался целый ряд систем и механизмов, необходимых для нормальной работы ГТУ. Сюда относятся: системы *очистки* и *охлаждения воздуха* перед компрессором, система *шумоглушения*, *антипомпажная* система, устройство для *промывки* компрессора. Кроме перечисленных, ГТУ не может работать без: систем *топливоподачи*, *маслоснабжения*, *электроснабжения* и *противопожарной*. Остановимся на некоторых моментах, связанных с действием указанных систем.

Система топливоподачи. Для стабильной и эффективной работы камеры сгорания необходимо качественное топливо постоянного состава. При работе на жидком топливе наиболее типичными нарушениями процесса горения, связанными с топливоподачей, являются засорение форсунок и образование на них нагара. При этом возможно отклонение факела горения или его погасание. Следствием явится перекос поля температур на выходе из камеры сгорания и увеличение $\Delta T_{КС}$. Кроме того, отклонение факела горения ведет к прогару стенки жаровой трубы, в результате требуется ее замена. Поэтому входной контроль топлива, качественная его

фильтрация при приеме на хранение и перед подачей на форсунки являются важнейшим условием правильной эксплуатации ГТУ.

При работе на газообразном топливе существует опасность образования взрывоопасной смеси газа и воздуха. Особую опасность представляют остановка и пуск ГТУ, а также период, когда она не работает.

После остановки ГТУ элементы проточной части некоторое время остаются в горячем состоянии. При неплотности клапана топливоподачи возможна протечка газа в турбину и, как следствие, взрыв в камере сгорания или в проточной части турбины. Так в 1962 г. была разрушена ГТ-1500. Безопасность системы газоподачи обусловлена наличием дублирующих клапанов и задвижек, наличием продувочных клапанов и «свечей»-индикаторов присутствия газа. Поддержание данной системы в исправном состоянии — залог безопасной работы на газе.

Система маслоснабжения. Масло используется для охлаждения и смазки подшипников роторов ГТУ, смазки редукторов шарниров и осей вспомогательных механизмов, а также для передачи импульсов в некоторых типах систем регулирования и автоматики. В ГТУ применяются масла марки М22 и Л22, имеющие температуру застывания (–45...–15) ºС и кинематическую вязкость при 20 ºС не более 30 мм^2/с.

Особую важность имеет надежность смазка подшипников роторов турбин и компрессоров. В стационарных ГТУ применяются *подшипники скольжения*. В них опорные поверхности ротора скользят по вкладышам, имеющим *баббитовую заливку*. Баббит — антифрикционный сплав на основе олова или свинца с сурьмой и рядом других материалов, он плавится при низкой температуре (200...300 ºС). Выплавление баббита во вкладышах подшипников ведет к серьезной аварии. Подаваемое к подшипникам ротора масло должно обеспечить как создание устойчивого масляного клина между

ротором и вкладышем подшипника, так и отвод теплоты, выделяющейся при трении. В связи с этим крайне важен температурный режим на подводе, а главное — на отводе масла из подшипников роторов. Обычно температура масла, отводимого из подшипников, не должна превышать величины 75...80 ºС.

Система электроснабжения. В составе ГТУ потребителями электроэнергии являются: пусковые и аварийные топливные насосы, валоповоротные механизмы, система САУ и т. д., кроме того, в некоторых ГТУ предусматриваются электродвигатели для запуска установки. В штатных условиях эксплуатации названные потребители питаются от внешней электрической сети. На случай аварийной ситуации, связанной с обесточиванием промышленной площадки (редко, но такие аварии случаются), необходимы резервные источники питания: такие как дизель-генераторы, аккумуляторные батареи и др. Для автономно работающих ГТУ требуется собственный постоянный источник электропитания.

Противопожарная система. Пожароопасность ГТУ определяется наличием высоко нагретых элементов конструкции и присутствием топлива и масла. В нашей практике был случай, когда малозаметная течь в системе топливоподачи привела к тому, что внешняя теплоизоляция турбины постепенно пропитывалась мазутом. Когда мазут достиг горячего корпуса турбины, началось его тление. К серьезным последствиям это, правда, не привело, но хлопот было много.

Штатная система пожаротушения ГТУ включает систему датчиков, определяющих температуру, содержание в воздухе топлива, продуктов сгорания и масла. Показания датчиков сопоставляются с допустимыми значениями. При отклонении показаний от нормы сначала включается предупреждающий сигнал (обычно звуковой), и далее автоматически запускается система пожаротушения.

4. ВОПРОСЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

4.1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Долгие годы классическая теория ГТУ базировалась на фундаментальных положениях термодинамики и аэродинамики. В последние десятилетия сложился и выдвинулся на передний план новый раздел теории — теплопередача в элементах турбомашин [12].

В современной газовой турбине надо охлаждать практически все детали: входной и выхлопной патрубки, статор, ротор и диски, корпуса подшипников. Но главные проблемы связаны с охлаждением лопаточного аппарата и особенно рабочих лопаток турбины.

Методы расчета классической теории теплообмена, базирующиеся на закономерностях, полученных для тел простой формы, часто оказываются малопригодными для решения задач теплообмена в реальной турбине. Тому имеется целый ряд причин, основные из которых следующие:

1. Теплонапряженные детали имеют сложную пространственную форму, и течение теплоносителя носит неустановившийся характер, что крайне ограничивает возможности использования осредненных характеристик теплообмена.

2. Определяющее значение (для выяснения работоспособности материала) имеет не средняя, а локальная температура в отдельных точках детали и, что главное, градиенты температуры и динамика их изменения в переходных режимах работы турбины.

3. Перепады температур в охлаждаемых деталях столь велики, что необходимо учитывать температурные изменения теплофизических свойств. Для материала — теплоемкости и температуропроводности, а для теплоносителя — теплоемкости.

4. Преобладающими являются градиентные течения (при меняющемся давлении) с высокой и непрерывно меняющейся турбулентностью, теория расчета которых пока еще недостаточно разработана.

5. Задача определения теплового состояния деталей решается комплексно с учетом влияния теплообмена на аэродинамические характеристики проточной части турбины и прочностные характеристики материала.

Определенное представление о сложности задачи охлаждения турбинной лопатки можно получить из рассмотрения рис. 4.1, где представлен довольно типичный график распределения локальной теплоотдачи газового потока Nu_x вдоль обвода профиля.

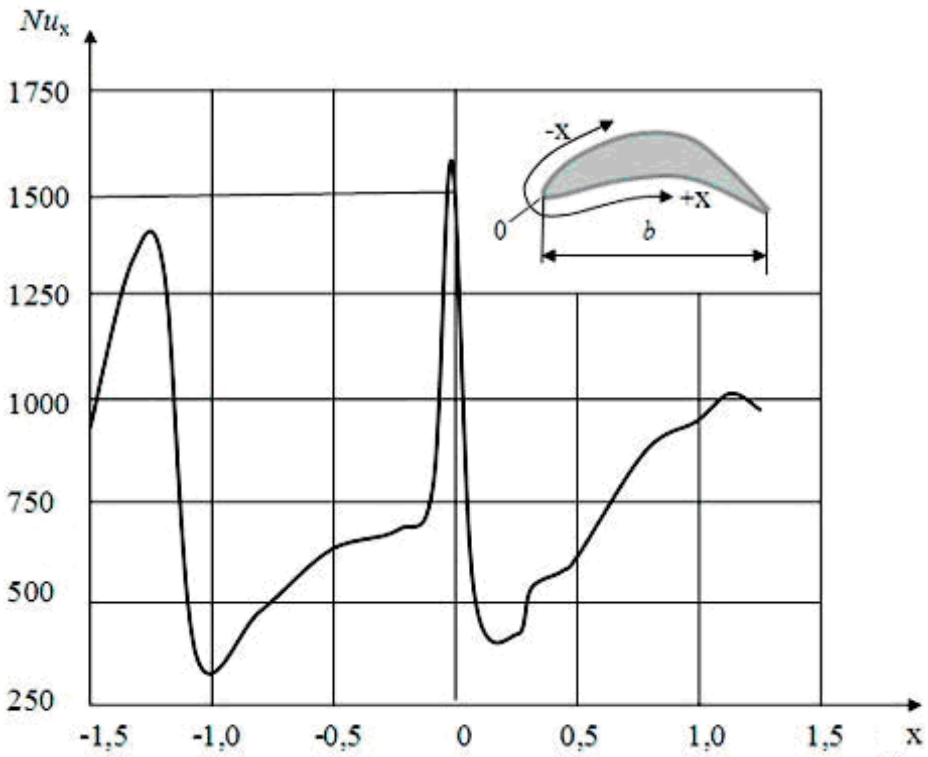

Рис. 4.1. Пример распределения локальных значений теплоотдачи по контуру лопатки [12]

За начало отсчета принята точка разветвления потока на входной кромке лопатки 0, от которой отсчитывается безразмерная координата

X, представляющая отношение текущей координаты x к хорде профиля b. Как видно, теплоотдача крайне неравномерна. Значение Nu_x на кромках лопатки, особенно на передней, в несколько раз выше, чем в средней части профиля. Соответственно, усугубляется необходимость охлаждения кромок.

Отсюда вытекает еще одна особенность задач теплообмена применительно к условиям газовых турбин — необходимость высокой точности расчета, так как по их результатам определится, в конечном счете, допустимый уровень начальной температуры газа.

Исследования, связанные с повышением начальной температуры газа в турбине, развиваются в трех направлениях.

Первое связано с *металлургией* и *материаловедением*. Это создание жаропрочных и температуростойких материалов, способных работать в специфических условиях газовых турбин: значительные и динамически меняющиеся температуры материала и динамические нагрузки.

Второе — с развитием технологии производства. Как производства лопаток, снабженных определенной конструкцией системы охлаждения, так и производства материалов для деталей проточной части.

Третье направление — изучение теплообмена в элементах конструкции и повышение точности методов определения теплового состояния и связанного с ним ресурса и эксплуатационных характеристик охлаждаемых деталей.

На рис. 4.2 показана примерная хронология роста начальной температуры газа перед турбиной и допустимой температуры материала.

Из приведенных на рис. 4.2. графиков видно, что прогресс в области металлургии носит достаточно монотонный характер, и вряд ли его темпы в ближайшее время изменятся. Лучшие современные конструкционные сплавы с направленной кристаллизацией допускают

работу при температуре около 950 ºС. Керамические и металлокерамические материалы допускают боле высокие температуры, но они имеют склонность к растрескиванию при ударных и динамических нагрузках, а также при резких изменениях температурного состояния. В результате возможности их применения крайне ограничены.

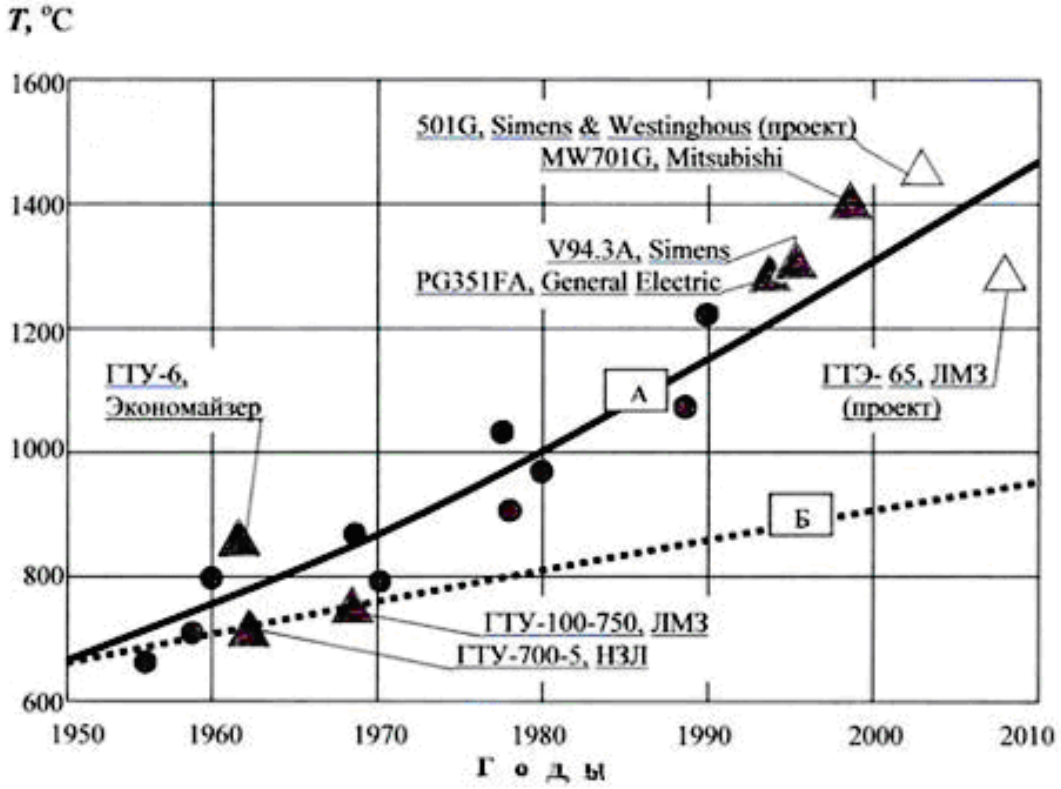

Рис. 4.2. Динамика изменения начальной температуры газа в стационарных ГТУ:

А — начальная температура газа, Б — предельная температура материала лопаток

Интенсивные исследования систем охлаждения начались с 50-х годов прошлого века. Достигнутый в настоящее время уровень температур является комплексным результатом работ в области металлургии, технологии и теплообмена.

В технической литературе можно найти подробную информацию по теплообмену и охлаждению различных элементов

турбины: дисков, элементов статора, в лабиринтных уплотнениях и др. Естественно, что наиболее обширные исследования относятся к охлаждению лопаточного аппарата. Имеются многочисленные данные по различным способам интенсификации конвективного теплообмена в охлаждающих каналах [2]. Сюда относятся различные конструктивные мероприятия по развитию поверхности теплоотвода с помощью ребер, штырей и т. п., применение струйного обдува поверхностей, создание пульсаций в потоках охладителя, искусственная вибрация поверхностей и многое другое. Разработаны достаточно совершенные пакеты программ для комплексного расчета температурного и теплонапряженного состояния деталей, позволяющие с точностью до 10…15 К определять в них локальные значения температур.

4.2. СПОСОБЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ТУРБИННЫХ ЛОПАТОК

Существует ряд принципов классификации систем охлаждения: по конструктивным признакам; по термодинамическим свойствам; по виду теплоносителя. Конструктивные особенности отдельных систем охлаждения лопаток достаточно подробно рассмотрены в литературе [5, 7, 12, 16], там же можно найти сравнительные характеристики этих систем.

Не вдаваясь глубоко в конструктивные детали, попытаемся выделить основные принципиально возможные схемы организации процесса тепло- и массообмена в охлаждаемых лопатках и остановимся на возможных способах их реализации. Нам представляется, что таких схем пять [12].

Наружное охлаждение. При наружном охлаждении, которое применимо только для рабочих лопаток, поверхность лопатки вступает попеременно в контакт с охладителем и высокотемпературным газом. При этом каждый раз меняется знак теплового потока. Однако температурные колебания

распространяются на незначительную глубину, и основная часть металла сохраняет постоянную температуру. Важное практическое значение имеет то обстоятельство, что при наружном охлаждении рабочие лопатки турбины могут иметь ту же конструкцию, что и не охлаждаемые. В результате не меняется технология их изготовления.

На рис. 4.3. показаны возможные варианты реализации наружного охлаждения.

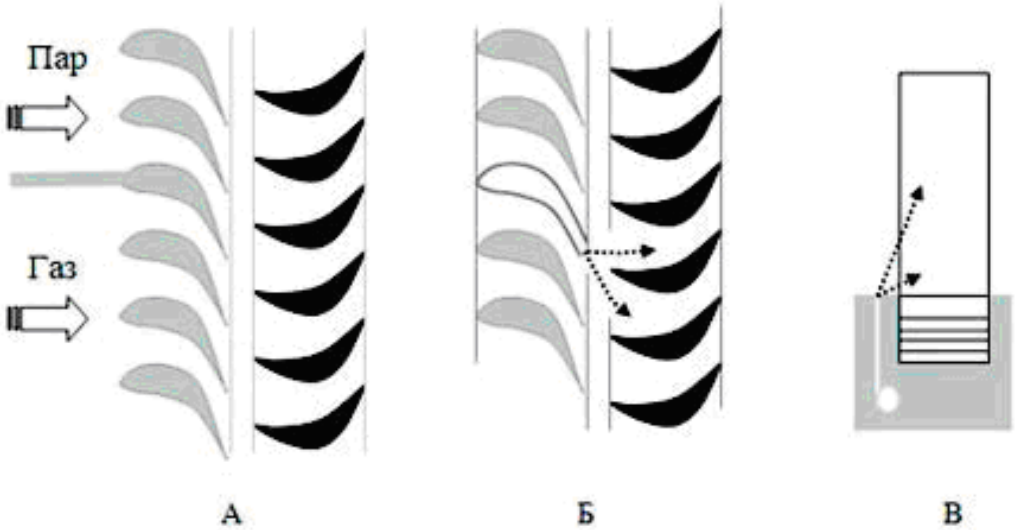

Рис. 4.3. Наружное охлаждение:

А — парциальный подвод пара; Б — впрыск жидкости из кромки лопатки; В — впрыск жидкости от корня лопатки

Первый вариант (рис. 4.3А) предусматривает парциальный подвод охлаждающего агента по некоторому сектору проточной части турбины. Использование в качестве охлаждающего воздуха при этом оказывается не перспективным. Это показал еще А. Стодола в начале прошлого века, а вот использование пара при определенных условиях может иметь смысл, так как, расширяясь параллельно с газом, пар позволяет получить дополнительную техническую работу.

Два других из показанных вариантов предполагают, что на лопатку направляется струя жидкости. Ее подвод можно осуществить,

например, из щели в выходной кромки сопловой лопатки (рис. 4.3Б), или вверх от корня лопатки (рис. 4.3В). В качестве охлаждающей жидкости предполагается использование воды, однако, в авиации имелся опыт применения топлива как охлаждающего агента. Можно предположить также применение влажного пара или других самоиспаряющихся жидкостей. Экспериментальные исследования, в том числе и наши собственные опыты, показали, что при подобном жидкостном охлаждении очень эффективно решается задача охлаждения входной кромки лопатки. Несколько хуже — задача охлаждения вогнутой части профиля, а вот для охлаждения выходной части спинки профиля требуется дополнительный ввод охладителя навстречу газовому потоку через входную кромку сопловой лопатки следующей ступени (подобный опыт в авиации имеется).

Интересно отметить следующее обстоятельство. Охлаждающий эффект наружного охлаждения увеличивается только в пределах увеличения относительного расхода жидкости $\overline{G_ж} = G_ж / G_г$ ($G_ж$ — расход жидкости) примерно до 0,02. Дальнейшее увеличение величины $\overline{G_ж}$ (по крайней мере, в пределах $\overline{G_ж}$) не приводило к улучшению охлаждения.

Заградительное охлаждение. Данная схема охлаждения предусматривает создание на поверхности лопатки защитного слоя сильно увеличивающего термическое сопротивление между газовым потоком и стенкой лопатки. В результате поток в лопатку снижается. Такая схема в равной мере применима для сопловых и для рабочих лопаток.

С точки зрения организации процесса охлаждения заградительное охлаждение более совершенно, чем наружное. Однако при заградительном охлаждении существенно меняется конструкция лопатки и возникает ряд технологических и прочностных проблем.

Варианты организации заградительного охлаждения показаны на рис. 4.4. Первый вариант (рис. 4.4А) предполагает нанесение на

поверхность лопатки диффузионного *защитного слоя* материала с высоким термическим сопротивлением. Такой прием в настоящее время получает широкое распространение.

В данном случае величина теплового потока в лопатку (при прочих равных условиях) и температурные градиенты в ней снижаются. Необходимость теплоотвода от пера лопатки при этом не отпадает, однако задача теплоотвода несколько упрощается и может быть успешно решена одним из приемов внутреннего охлаждения, которые ниже будут нами рассмотрены.

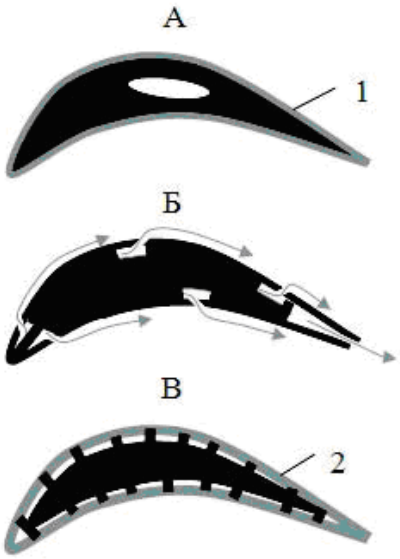

Рис. 4.4. Типы заградительного охлаждения:

А — с диффузионным покрытием, Б — с пленочным охлаждением,
В — с пористым (эффузионным) охлаждением;
1 — покрытие, 2 — проницаемый (пористый) слой

Обычно, говоря о твердых покрытиях, имеют в виду материалы, наносимые на поверхность лопатки в стадии ее изготовления. Нельзя исключать возможность создания при соответствующих условиях на лопатке поверхностного слоя с низкой теплопроводностью за счет веществ, выпадающих непосредственно из газового потока при работе турбины. Такими веществами могут явиться, например, тугоплавкие

составляющие продуктов сгорания.

Другая разновидность заградительного охлаждения — *пленочное охлаждение* (рис. 4.4Б), при котором охладитель подается на поверхность лопатки через ряд дискретно расположенных щелей. Обычно охладителем служит воздух, но нельзя исключать возможность подачи самоиспаряющихся жидкостей и пара. При пленочном охлаждении между поверхностью лопатки и газовым потоком создается тонкая прослойка холодного теплоносителя. Эта пленка быстро размывается потоком газа, поэтому для обеспечения равномерного поля температур лопатки необходимо достаточно большое количество точек ввода охладителя.

Избавить от указанного недостатка позволяет показанное на рис. 4.4В *пористое охлаждение*. В данном случае лопатки покрываются слоем проницаемого материала, получаемого спеканием и методами порошковой металлургии. Охладитель на поверхность профиля вдувается через поры, образуя непрерывный защитный слой. При этом наряду с воздухом с успехом могут применяться испаряющиеся жидкости, такой вариант охлаждения называют *испарительным*. К сожалению, технологическая задача создания пористого слоя с заданной проницаемостью оказывается достаточно сложной. Кроме того, в процессе эксплуатации турбины проницаемость защитного слоя меняется из-за отложений в проточной части. Причем меняется оно неравномерно вдоль обвода профиля.

Внутреннее охлаждение. При этой схеме охлаждения охладитель прокачивается через систему специально организованных каналов внутри профиля. Если теплоноситель из охлаждающих каналов потом сбрасывается в проточную часть турбины, такую систему называют *открытой*. В том случае, когда теплоноситель отводится из системы и далее используется в другом элементе установки, систему называют *закрытой* (или *замкнутой*). Эффективность подобной схемы зависит от того, насколько удачно расположение и форма охлаждающих каналов сочетается с формой и

характеристиками профиля лопатки. Создание лопатки с надежным внутренним охлаждением — в значительной степени задача технологическая.

На рис. 4.5 показаны три основных технологических варианта решения внутреннего охлаждения. Вариант А — монолитная лопатка, получаемая методами прецизионного литья. Технология эта достаточно сложная, однако в настоящее время она получила широкое распространение. Причем удается получать каналы весьма сложной формы, в том числе сочетающие продольное и поперечное направления движения теплоносителя.

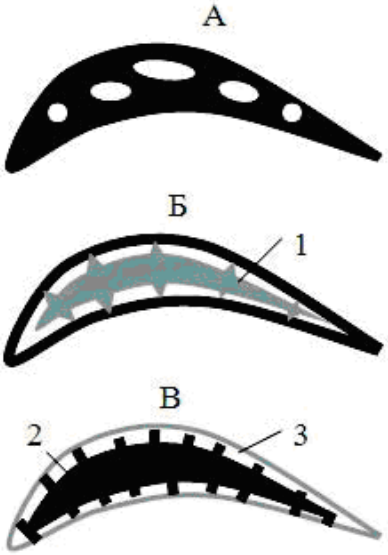

Рис. 4.5. Типы лопаток с внутренним охлаждением:

А — монолитная, Б — дефлекторная, В — гильзовая;
1 — дефлектор, 2 — несущий стержень, 3 — гильза

Вариант Б — *дефлекторная лопатка*. Она образована полым тонкостенным профилем, внутрь которого вставляется *дефлектор* (от лат. deflecto — отклоняю, отвожу). Дефлектору может быть придана форма, обеспечивающая нужное для эффективного охлаждения направление движения теплоносителя. При этом в каналах могут быть предусмотрены различные меры для интенсификации теплообмена.

Подобная конструкция успешно применяется для охлаждения сопловых лопаток, но мало пригодна для рабочих, поскольку не способна выдерживать значительные динамические нагрузки от центробежных сил.

Для рабочих лопаток находят применение *гильзовые лопатки* — вариант В на рис. 4.5. Гильзовая лопатка имеет силовой несущий стержень, на поверхности которого выполняются каналы необходимой для успешного охлаждения формы. Несущий стержень покрывается тонкостенной оболочкой — *гильзой*, которая образует аэродинамическую форму профиля лопатки. В такой конструкции несущий стержень практически оказывается защищенным от действия высоких температур. Температурная нагрузка воспринимается гильзой, которую можно интенсивно охлаждать, продувая теплоноситель через профилированные зазоры между гильзой и несущим стержнем.

В современных газовых турбинах в основном применяют внутреннее *воздушное охлаждение* лопаток. В этом направлении достигнуты значительные успехи, как в области интенсификации теплообмена, так и в технологии изготовления.

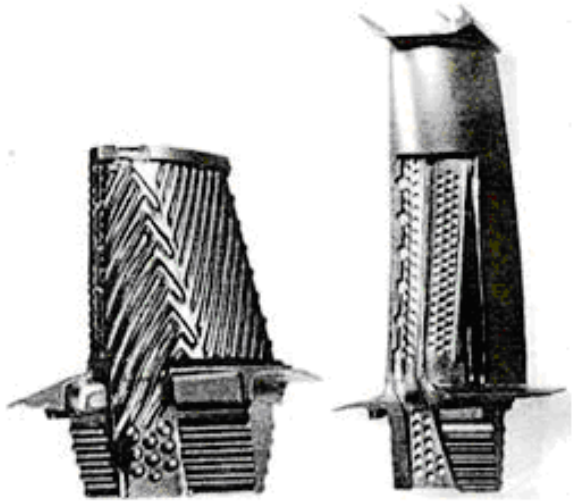

Рис. 4.6. Пример конструкции рабочей гильзовой лопатки

На рис. 4.6 показан несущий стержень современной гильзовой лопатки и сама лопатка с частично вырезанной гильзой.

В настоящее время считается, что возможности по интенсификации теплообмена при внутреннем воздушном охлаждении почти исчерпаны. Дальнейший прогресс связывают с использованием пара. Если рассматривать перегретый пар как охладитель, то переход на него не потребует принципиальных изменений в отработанных конструкциях лопаток. Потребуется только решить вопросы с конструктивным оформлением устройства ввода и отвода пара. Сложнее будет с влажным паром. Что касается воды, то в рамках рассмотренных выше конструкций возможность ее применения вызывает большие сомнения, далее мы вернемся к существу возникающей проблемы.

Термосифонное охлаждение. С теплофизической точки зрения одним из эффективных путей интенсификации теплообмена в *рабочих* лопатках является переход к термосифонной схеме тепломассопереноса. Эта схема основана на циркуляции промежуточного теплоносителя в поле действия центробежных сил. На рис. 4.7А показан вариант схемы с закрытым термосифоном, где промежуточный теплоноситель находится в замкнутом канале.

Находящийся на меньшем радиусе (за пределами проточной части) более холодный, а, следовательно, имеющий большую плотность теплоноситель отбрасывается на периферию канала, вытесняя из профильной части лопатки более нагретый и, следовательно, менее плотный агент. В закрытых термосифонах в случае применения теплоносителей с высокой плотностью, в частности, натрия, интенсивность теплообмена увеличивается на несколько порядков. В результате промежуточный теплоноситель как бы «выкачивает» тепло из профильной части лопатки. Дальнейший отвод этого тепла может осуществляться в выносных лопаточных радиаторах с развитой поверхностью. Их можно охлаждать как

воздухом, так и паром. Подобную схему теплоотвода называют *двухконтурной*.

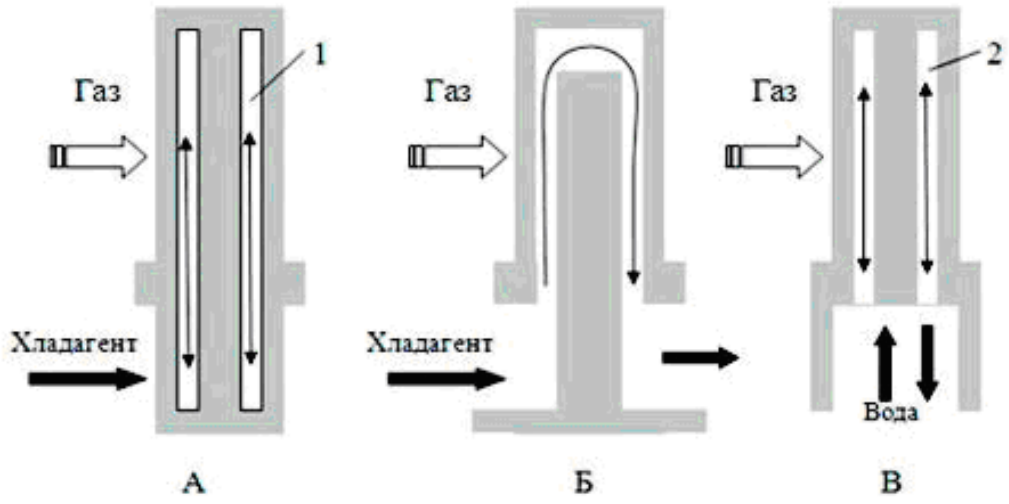

Рис. 4.7. Схема лопаток с термосифонным охлаждением:

А — закрытый термосифон; Б — проточный термосифон; В — открытый термосифон;

1 — закрытый канал с промежуточным теплоносителем, 2 — открытый термосифонный канал

Тот же принцип может быть реализован в проточном термосифоне (рис. 4.7Б) или открытом термосифоне (рис. 4.7В). Особый интерес вызывает последний вариант, где вполне допустимо применение воды. Если вода будет вскипать в каналах, то под действием центробежных сил пар будет интенсивно вытесняться из каналов недогретой до температуры насыщения водой. При этом каждый канал становится парогенерирующим.

Корневое охлаждение, показанное на рис. 4.8, подразумевает охлаждение только корня лопатки. Перенос тепла в пределах профильной части лопатки происходит только за счет теплопроводности. Очевидно, что из-за значительного термического сопротивления пера лопатки такая система малоэффективна. Однако она предельно проста, поэтому именно она более чем полвека назад

стала применяться для охлаждения рабочих лопаток энергетических газовых турбин. Сначала воздух подводили по радиусу вдоль диска и продували через монтажные зазоры хвостового соединения лопаток. При этом удавалось снизить температуру лопатки на 20...30 ºС (см. рис. 4.8А). Потом лопатки стали выполнять с удлиненной комлевой частью, создавая между замком и пером лопатки так называемую *ножку* (рис. 4.8Б). Это позволило снизить температуру лопатки в лучшем случае на 50 ºС. Но при этом диск оказывался изолированным от действия высокотемпературного газа, что существенно улучшало температурное состояние диска. В настоящее время подобные системы применяются только как дополнение к более совершенным методам охлаждения пера рабочих лопаток.

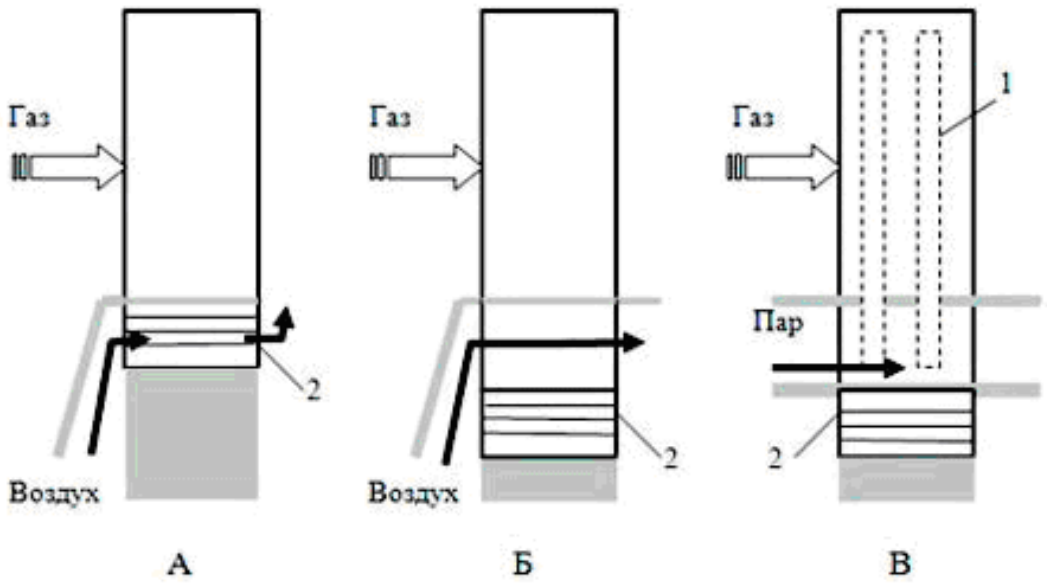

Рис. 4.8. Лопатки с корневым охлаждением:

А — продувка через монтажные зазоры лопатки; Б — лопатка с «ножкой»; В — двухъярусная лопатка;

1 — каналы с промежуточным теплоносителем, 2 — хвостовое соединение

Следующим шагом могло бы стать применение двухъярусных лопаток (рис. 4.8В), в которых по нижнему ярусу расширялся бы пар,

совершая техническую работу, а по верхнему газ. В этом случае для интенсификации теплопереноса по высоте лопатки потребовалось бы применять закрытые термосифоны. Тогда схема тепловых потоков оказалось бы сходной со схемой, представленной на рис. 4.7А. Однако пока такой метод работы не нашел применения.

Отметим, что двухъярусные лопатки давно применяют в авиационных турбовентиляторных двигателях. Там нижний ярус лопаток работает, как турбинная ступень, а верхний — как компрессорная, нагнетая дополнительный воздух к реактивному соплу.

4.3. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ

Теплофизическая сторона процесса охлаждения, безусловно, весьма важна. Однако в масштабах ГТУ эффективность от применения охлаждения определяется совокупностью многих не всегда связанных факторов. Сюда относятся: выбор тепловой схемы и ее параметры; быстроходность турбины и степень реактивности; тип и конструкция системы охлаждения и параметры теплоносителя; выбор конструкционных материалов и уровня их рабочих температур. Наконец, не безразличны рабочие режимы эксплуатации турбины. Что-то из перечисленного нашло отражение в технической литературе [5, 7, 16 и др.], но основной массив информации базируется на конкретном опыте фирм-производителей и потому мало доступен.

В этой связи пользуются различными осредненными характеристиками, которые пригодны только для сугубо приблизительных оценок и сравнений отдельных типов систем охлаждения. Так, широкое распространение получили понятия *безразмерной температуры лопатки*, которые представляются в виде:

$$\theta = \frac{T_{\text{НТ}} - T_M}{T_{\text{НГ}} - T_{\text{ОХ}}} \text{ или } \theta = \frac{T_{\text{НТ}} - T_{\text{М}}}{T_{\text{М}} - T_{\text{ОХ}}}, \qquad (4.1)$$

где $T_{\text{М}}$ и $T_{\text{ОХ}}$ — соответственно температуры металла лопатки и охлаждающего агента. Параметры (4.1) сопоставляются при одинаковых *удельных расходах* охладителя, записываемых виде

$$\overline{G_{\text{ОХ}}} = G_{\text{ОХ}} / G_{\text{В}}\,, \tag{4.2}$$

где $G_{\text{ОХ}}$ — расход охлаждающего агента. Практически эти параметры правомочны только для сравнения различных вариантов систем охлаждения испытанных на одной и той же турбине при одинаковых значениях режимных параметров. В. И. Локай [16] предложил использовать в качестве характеристики эффективности внутреннего охлаждения лопаток при заданной геометрии проточной части *удельный коэффициент расхода охлаждающего воздуха*:

$$\psi = \frac{\overline{G_{\text{ОХ}}}}{\theta} \approx k_{\lambda}\left(\frac{T_{\Gamma}}{T_{\text{ОХ}}}\right)^{0,25} \cdot \overline{\alpha_{\text{г}}^{*}} \cdot \alpha_{\text{г}} \cdot f\left(\alpha_{\text{ОХ}}\right). \tag{4.3}$$

При всей относительной простоте данное выражение качественно отражает как процессы теплообмена со стороны газа и охладителя, так и термическое сопротивление материала лопатки. Действительно:

$$\psi \approx k_{\lambda}\left(\frac{T_{\Gamma}}{T_{\text{ОХ}}}\right)^{0,25} \cdot \overline{\alpha_{\Gamma}} \cdot f\left(\overline{\alpha_{\text{ОХ}}}\right), \tag{4.4}$$

где $k_{\lambda} = \dfrac{1}{1 - Bi \cdot \psi}$ — коэффициент, учитывающий термическое сопротивление лопатки ($Bi = \alpha l / \lambda$ — число Био);

$$\overline{\alpha_{\text{г}}^{*}} = \frac{\alpha_{\Gamma} F_{\Gamma}}{c_{\text{рг}} G_{\Gamma}}; \quad \overline{\alpha_{\text{ОХ}}^{*}} = \frac{\alpha_{\text{ох}} F_{\text{ох}}}{c_{\text{рох}} G_{\text{ох}}}; \quad f\left(\overline{\alpha_{\text{ОХ}}^{*}}\right) = e^{\overline{\alpha_{\text{ОХ}}^{*}}}\left(e^{\overline{\alpha_{\text{ОХ}}^{*}}} - 1\right), \tag{4.5}$$

где F_{Γ} и $F_{\text{ох}}$ — соответственно, поверхности теплоподвода и теплоотвода; α_{Γ} и $\alpha_{\text{ох}}$ — соответственно, коэффициенты теплоотдачи

со стороны газа и охладителя.

Параметр ψ показывает, какое относительное количество воздуха требуется для снижения температуры на один градус при одинаковом температурном напоре со стороны охлаждающего воздуха. Как следует из (4.4), данный параметр связан с основными числами подобия, описывающими теплообмен в лопатке. Из выражения (4.5) вытекают некоторые известные принципы проектирования систем внутреннего охлаждения: чем больше геометрические размеры лопатки, тем ее легче охлаждать; каналы овальной формы предпочтительней, чем круглые, и др. Данное выражение может использоваться также для переноса результатов модельных испытаний на натурные объекты.

Наряду с выражением (4.3) предложен ряд других сходных, но по нашему мнению, менее обоснованных физически, выражений. Например, *безразмерный параметр охлаждения* [5]

$$\beta_{\text{ох}} = \frac{G_{\text{ОХ}} c_{p\text{ох}}}{\alpha_{\Gamma} F_{\Gamma}}. \qquad (4.6)$$

На рис. 4.9, заимствованном нами из [5], приведены результаты сравнения эффективности способов воздушного охлаждения лопаток. Из рисунка следует, что лучшие показатели у внутреннего охлаждения, наихудшие — у пористого. Такой результат вызывает сомнения.

Во-первых, согласно [12, 16] и других источников в зависимости от конструкции системы внутреннего охлаждения (форма, сечение и направление охлаждающих каналов) при прочих равных условиях величина θ может меняться в несколько раз. Во-вторых, то, что, по сравнению с внутренним, при пористом охлаждении расход охладителя снижается примерно в 1,5...2,0 раза известно как из отечественных [12], так и зарубежных источников. При этом отмечается, что при пористом (заметим, что так же и при пленочном)

охлаждении дополнительный эффект достигается за счет снижения теплового потока в лопатку. Следовательно, нельзя пользоваться при обобщении параметром $\beta_{ох}$, в который, согласно (4.6), входит величина коэффициента теплоотдачи $\alpha_Г$.

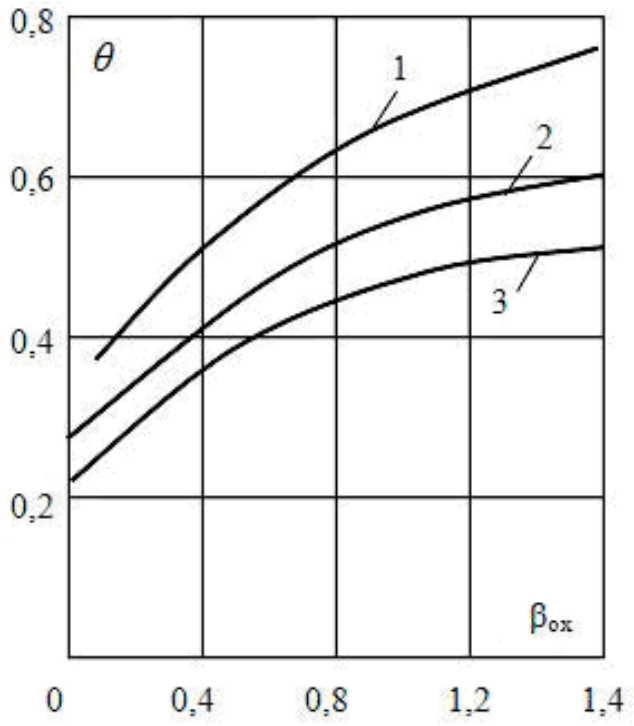

Рис. 4.9. Сравнительная эффективность способов воздушного охлаждения лопаток:

1 — внутреннее охлаждение, 2 — пленочное охлаждение, 3 — пористое охлаждение

Мы привели данный пример с целью обратить внимание читателей на то, как неверный выбор параметров для обработки данных может привести к совершенно неверным результатам.

Еще один пример, на этот раз представляющийся вполне логичным. На рис. 4.10 даны сравнительные результаты влияния открытой системы воздушного охлаждения (со сбросом охладителя в газовый тракт) на потери в турбинной ступени.

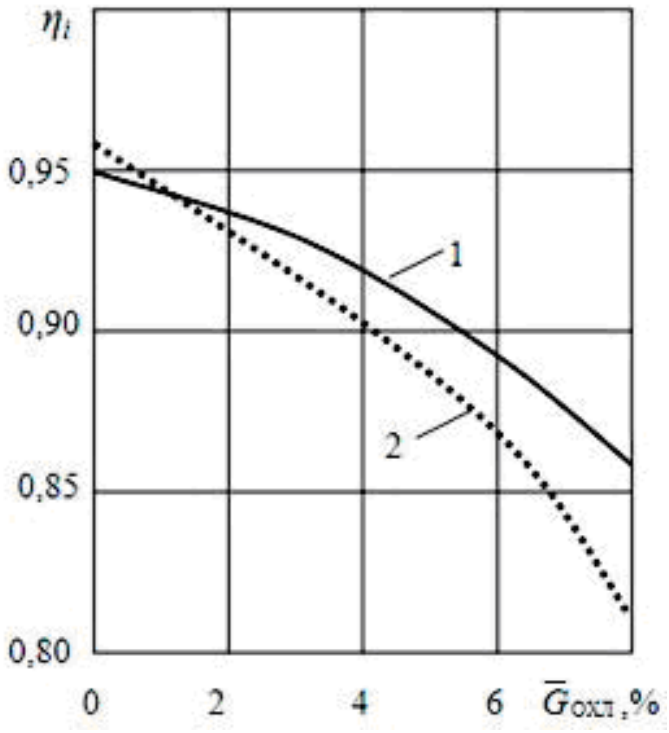

Рис. 4.10. Влияние охлаждения на КПД ступени:

1 — пленочное охлаждение, 2 — пористое охлаждение

Здесь при пористом охлаждении потери оказались выше. Это представляется нам объяснимым — вдув оттеснил по всей поверхности лопатки газовый пограничный слой от поверхности (кстати, за счет этого у пористого охлаждения выше охлаждающий эффект) и турбулизировал его, что и увеличило профильные потери. При пленочном охлаждении вдув производится вдоль стенки лопатки, в результате степень турбулизации оказывается несколько ниже.

4.4. ВЫБОР ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ ДЛЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

В качестве теплоносителя (иначе — охлаждающего агента) в системах охлаждения газовых турбин могут быть использованы *воздух*, *пар*, *гелий*, *водород*, *углекислый газ* и ряд других газов, а также жидкости: *вода*, *топливо*, *жидкие металлы* (например, натрий и его

сплавы с калием), некоторые органические жидкости. Возможно также применение газожидкостных потоков (*воздухо-водяных* и *воздухо-топливных* смесей, *влажного пара*). При этом в открытых системах (см. раздел 4.2) допустимо применение только воздуха или пара, остальные теплоносители требуют закрытых систем охлаждения. Многие из перечисленных теплоносителей исследовались в стендовых условиях и на опытных турбинах. Однако на серийных газовых турбинах практическое применение пока нашел только воздух, а в авиации в некоторых случаях еще и топливо. В авиации используют системы охлаждения для подогрева топлива перед подачей его в камеру сгорания. Применялись в авиации и двухконтурные системы с натрием в качестве промежуточного теплоносителя.

Появление гелия в перечне возможных охлаждающих агентов обусловлено следующими обстоятельствами. Гелий рассматривается в качестве основного теплоносителя для современных высокотемпературных газоохлаждаемых ядерных реакторов (ВТГР), поскольку гелий — практически единственный газ, который не разлагается под действием ионизирующего излучения. Кроме того, он практически не захватывает нейтроны, таким образом, проходя реактор, он не становится радиоактивным. Температура теплоносителя после ВТГР выше 800 ºС и может достигать 1200...1400 ºС. В соответствующих энергетических установках (пока они не вышли из опытно-промышленной стадии) применяют ГТУ, работающие по *замкнутому* циклу Брайтона с гелием в качестве рабочего тела. Естественно предположить, что газовые турбины таких установок будут охлаждаться гелием.

Газообразные теплоносители. Современные стационарные газовые турбины имеют, как правило, воздушное охлаждение. Объясняется это доступностью воздуха в пределах установки. В необходимых количествах охлаждающий воздух отбирается из компрессора, нагревается в системе охлаждения и далее сбрасывается

в проточную часть турбины, совершая там полезную работу. В результате частично компенсируются потери работы, связанные с отбором рабочего тела из компрессора. Относительно просто решается задача подвода воздуха к ротору турбины: его отводят из проточной части компрессора в полый вал, и через него передают ротору турбины. Далее остается только развести воздух по охлаждающим каналам к рабочим лопаткам и другим охлаждаемым элементам ротора.

По мере роста начальной температуры газа относительное количество необходимого для охлаждения воздуха $\overline{G_{\text{ОХ}}} = G_{\text{ОХ}} / G_{\text{в}}$ увеличивалось. Параллельно велись работы по совершенствованию конструкции систем охлаждения для более эффективного его использования. В настоящее время, как отмечалось выше, возможности дальнейшей интенсификации теплообмена при внутреннем охлаждении рабочих лопаток почти полностью исчерпаны. Величина $\overline{G_{\text{ОХ}}}$ достигает 0,05, при этом непосредственно на охлаждение лопаток тратится около 4 % от общего расхода воздуха в цикле. Дальнейшее увеличение $\overline{G_{\text{ОХ}}}$ нецелесообразно, так как потери работы, связанные с уменьшением $G_{\text{в}}$, не компенсируются повышением КПД цикла. В этой связи дальнейший прогресс связывают с применением парового охлаждения.

В табл. 4.1 приведены основные теплофизические свойства, определяющие интенсивность теплосъема ряда теплоносителей.

Таблица 4.1

Теплофизические свойства теплоносителей

Теплоноситель	c_p, кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^3$, Вт/(м^2·К)	$\mu \cdot 10^6$, кг·с/м^2	γ, кг/м^3	Pr
Воздух	1,09	57,45	3,69	0,456	0,687
Гелий	5,20	30,47	3.83	0,0627	0,642
Водяной пар	44,5	3,6	3,95	-	0,85

Соотношение эквивалентных расходов воздуха $G_В$ и пара $G_П$ в системе охлаждения определяется равенством

$$\frac{G_П}{G_В} = \frac{\alpha_П}{\alpha_В} \cdot \frac{\Delta t_П}{\Delta t_В}, \qquad (4.7)$$

где соответственно, $\alpha_П$ и $\alpha_В$ — коэффициенты теплоотдачи для пара и воздуха; $\Delta t_П$ и $\Delta t_В$ — температурные напоры в тракте охлаждения. Если пренебречь разницей температурных напоров, значений критерия *Pr* и рядом других параметров, то приближенно

$$\frac{G_П}{G_В} \approx \frac{c_{рп}}{c_{рв}},$$

где $c_{рп}$ и $c_{рв}$ — средние теплоемкости пара и воздуха.

Тогда для перегретого пара и воздуха (при атмосферном давлении) соотношение (4.7) примерно равно двум. Дополнительные преимущества возникают, если использовать влажный пар, температура которого не меняется при подводе тепла.

В общем случае для расчета теплообмена в однофазных однородных средах основное значение имеют вязкость υ, теплопроводность λ, плотность ρ и теплоемкость с. При этом важными являются не только абсолютные значения этих характеристик, но и изменения их с температурой. В ряде случаев эти изменения весьма существенны и могут привести к изменению режима течения. Так, переход от турбулентного течения к ламинарному связан с уменьшением теплоотвода. Более точные расчеты, учитывающие условия теплообмена и локальные характеристики систем охлаждения, позволяют получить

$$\frac{G_П}{G_В} = 1{,}2 \ldots 2{,}0.$$

Таким образом, замена воздуха паром с точки зрения

теплообмена представляется выгодной. Однако переход к паровому охлаждению вызывает ряд конструктивных трудностей, прежде всего связанных с подводом и отводом пара к ротору турбины.

Те же проблемы возникают при использовании любых других отличных от воздуха газообразных теплоносителей. Среди них следует назвать диссоциирующие газы, возможность использования которых в свое время рассматривалась для охлаждения ядерных реакторов на быстрых нейтронах. Эти газы относятся к химически реагирующим средам, которые обратимо меняют свой химический состав в определенных интервалах температур. Наиболее перспективной считалась четырехокись азота N_2O_4, при нагревании которой происходят химические реакции с поглощением теплоты, а при охлаждении — с выделением теплоты:

$$N_2O_4 \leftrightarrow 2NO_2 - 624 \text{ кДж/кг}$$

и далее $2NO_2 \leftrightarrow 2NO + O_2 - 1227$ кДж/кг (4.8)

В результате отвода теплоты химических реакций величина коэффициента теплоотдачи увеличивается в несколько раз, затраты на прокачку оказываются в 7...8 раз ниже, чем для гелия.

Однако, диссоциирующие газы ядовиты, поэтому их использование возможно только при абсолютной герметизации системы охлаждения. Поэтому нам представляется сомнительным, что они найдут применение в энергетике, разве что будет найден их нетоксичный аналог.

Жидкостные теплоносители. Основные теплофизические свойства жидкостей мало зависят от давления и имеют близкую к линейной зависимость от температуры. При этом теплопроводность для большинства жидкостей с температурой убывает, а для воды — возрастает. Принципиально отличается от газов закономерность изменения вязкости для жидкостей, а как следствие и изменение числа

Pr. Вязкость жидкостей существенно меняется с изменением температуры. Различают маловязкие (вода, керосин) и вязкие (топочный мазут, масла и т. п.) жидкости. Для маловязких жидкостей значения числа Pr находятся в пределах 0,8–50, для вязких — достигают значений 10000 и более. На рис. 4.11 приведен ряд зависимостей изменения числа Pr для вязких сред, а на рис. 4.12 — для воды на линии насыщения.

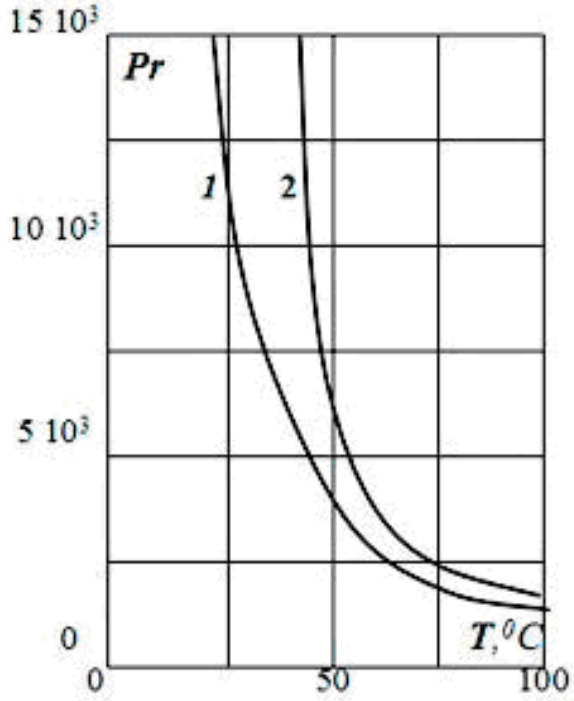

Рис. 4.11. Значения *Pr* для вязких жидкостей: ***1*** – масло М-20, ***2*** – топочный мазут

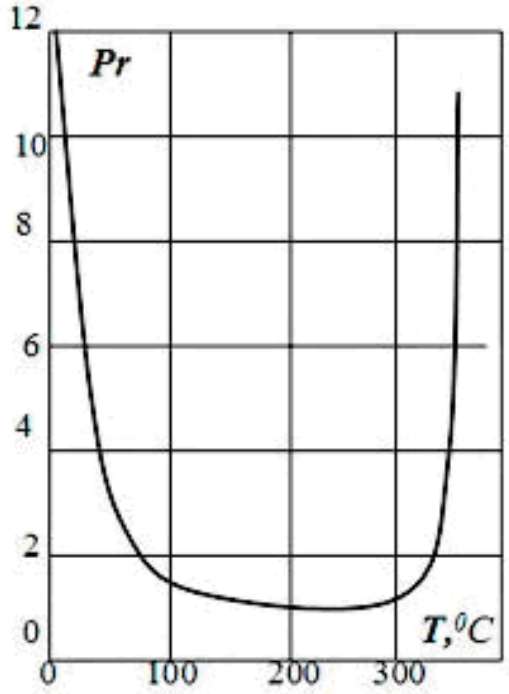

Рис. 4.12. Значения *Pr* для воды на линии насыщения

В отличие от других жидкостей у воды при температурах 320–330 °С величина Pr начинает резко увеличиваться. Вязкость определяет гидродинамические и теплотехнические особенности жидкостей. Высокая вязкость при других аналогичных условиях дает меньшие числа Re, т. е. может произойти переход режима течения из турбулентного к ламинарному. В вязких жидкостях течение остается ламинарным при значительных скоростях.

Вода обладает наилучшими теплопередающими свойствами (теплоемкость, теплоотдача). Например, при давлении 10 МПа и скорости течения воды 5 м/с в трубе диаметром 8 мм при температуре 250 ºС коэффициент теплоотдачи α составит примерно 35000 Вт/(м^2·К). Можно получить и значительно большие значения α, если создать в канале режим так называемого *поверхностного кипения.* Для этого тепловое напряжение поверхности нагрева и параметры потока должны быть такими, чтобы температура поверхности стала выше температуры насыщения, соответствующей давлению воды в канале. Тогда жидкость в тонком пристенном слое будет кипеть, хотя ядро потока останется недогретым до температуры насыщения. Образующиеся при поверхностном кипении паровые пузыри, отрываясь от поверхности нагрева, разрушают пограничный слой, и теплоотдача становится значительно выше, чем при обычном конвективном теплообмене. Попадая далее в ядро потока, паровые пузыри схлопываются. В подобном режиме при малых недогревах (1…3 К) и умеренных скоростях потока (4…6 м/с) при давлении 15 МПа величина коэффициента теплоотдачи может превысить 120000 Вт/(м^2·К).

Казалось бы, что такие высокие коэффициенты теплоотдачи дают возможность отводить тепловые потоки на несколько порядков выше, чем в газовых теплоносителях. В действительности реализовать такие большие удельные тепловые потоки не удается по ряду причин. Главная из них в том, что по мере увеличения удельного теплового потока растет температура поверхности теплоотвода. Когда ее температура становится на 15…30 К выше температуры насыщения, теплоотдача резко уменьшается.

Обусловлено это тем, что при таких перегревах поверхности вода может существовать на ней только в сфероидальном состоянии. В результате жидкость оттесняется от поверхности теплообмена

слоем пара. Теплообмен при этом соответствует уже уровню не водяного, а парового охлаждения. Предельное тепловое напряжение, при котором возникает указанное явление, называют *критическим тепловым потоком* и обозначают $q_{кр1}$, а сам процесс *кризисом теплообмена первого рода*. (Заметим, что обратный переход возможен только при тепловых потоках, существенно меньших $q_{кр1}$, соответствующее значение обозначают $q_{кр2}$.)

На рис. 4.13 показано изменение разности температур охлаждаемой поверхности и охлаждающей жидкости (ΔT).

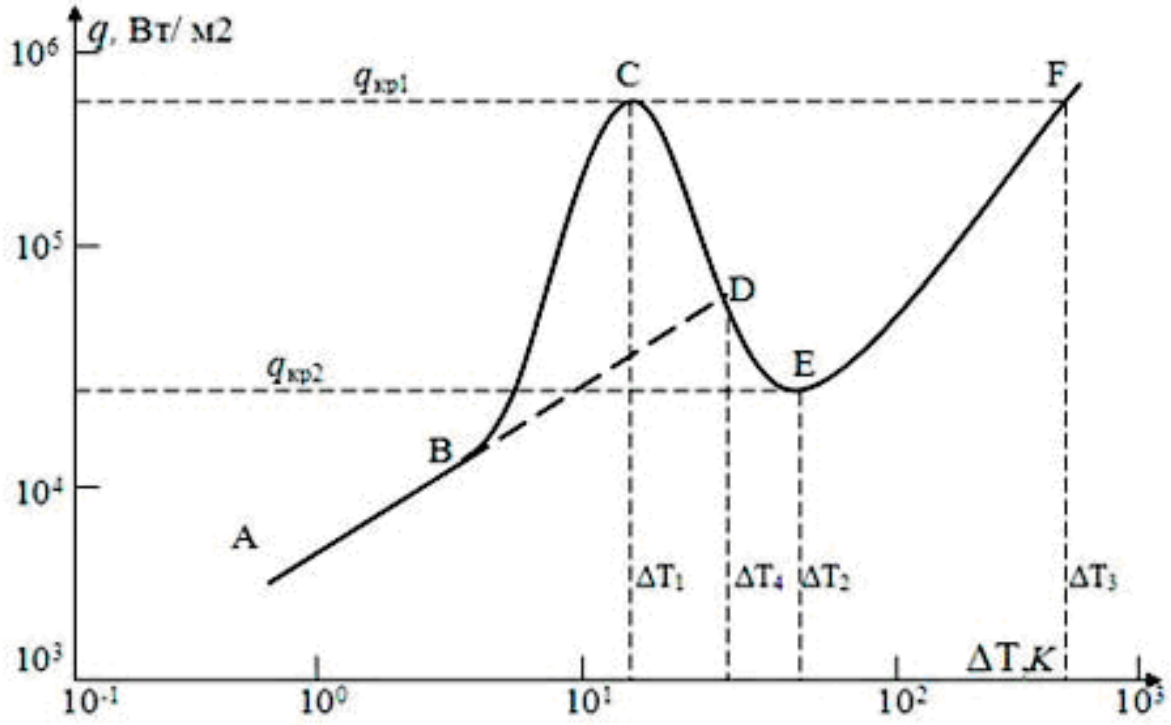

Рис. 4.13. К кризису 1-го рода при кипении (*p*=*const*)

При малых температурных напорах (участок A–B на линии A–D) зависимость $q(\Delta T)$ носит линейный характер, что указывает на постоянство величины коэффициента теплоотдачи. Обратите внимание — угол наклона линии A–D пропорционален величине α (это следует из определения). В точке B начинается кипение, благодаря чему величина α существенно увеличивается и остается на

высоком уровне до некоторого значения ΔT_1, при котором удельный тепловой поток достигает величины $q_{кр1}$. При этом теплоотдача в силу описанного выше процесса резко снижается. На приведенном графике состояние после кризиса характеризуется точкой F, величина температурного напора ΔT_3 при этом в сотни раз выше величины ΔT_1, предшествующей кризису. Обратный переход (в докризисную область) возможен теперь только при условии снижения тепловой нагрузки до уровня, обеспечивающего уменьшение температурного напора до величины ΔT_2, что имеет место в точке E на графике. Величина $q_{кр1}$ определяется сложным взаимодействием целого ряда параметров, среди которых основные: давление воды p, массовая скорость ρw, степень недогрева до температуры насыщения ΔT_s, геометрия канала. Подробно данные процессы рассматриваются в курсе теплопередачи.

Из приведенных рассуждений следует, что применение воды в системах охлаждения турбин требует высокого давления. Даже при параметрах, близких к критическим (p = 30 МПа), температура охлаждаемой поверхности не должна превышать величины 480...490 °С. Отсюда следует, что непосредственное использование воды для внутреннего охлаждения лопаток будет связано с неизбежным переохлаждением последних. Следствием явится увеличение $\Delta q_{ох}$ в проточной части турбины и, соответственно, уменьшение располагаемого теплоперепада.

Именно поэтому перспективы водяного охлаждения представляются нам сомнительными. Скорее можно предположить использование воды при термосифонном охлаждении, прежде всего в открытых термосифонах (см. выше). В закрытых термосифонах, как промежуточный теплоноситель предпочтительней жидкие металлы, у них лучшие теплопередающие свойства. Основные теплофизические характеристики некоторых из них даны в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Теплофизические свойства жидкометаллических теплоносителей

Теплоноситель	Плотность, 10^3×кг/м^3	Температура, °С		Теплоемкость, кДж/(кг·К)	Вязкость, 10^4× ×кг·сек/м^2
		плавления	кипения		
Висмут (Bi)	9,91	271	1477	0,147	1,43
Свинец (Pb)	10,51	327,4	1737	0,155	2,31
Калий (K)	0,747	64	760	0,767	0,195
Натрий (Na)	0,854	97,8	883	1,30	0,275
Сплав: 22 % K+78 % Na	0,814	19	825	1,09	1,54

Газо-жидкостные теплоносители. Если в газовый поток ввести мелкодисперсную влагу, то теплоотдача увеличивается. Происходит это благодаря двум механизмам. Во-первых, испаряясь, взвешенная влага препятствует увеличению температуры теплоносителя по ходу тракта системы охлаждения. Во-вторых, взвешенная влага, испаряясь в пограничном слое, турбулизирует поток, увеличивая коэффициент теплоотдачи. Увлажнение воздушного потока осуществляется искусственно путем распыления жидкости в потоке газа. При использовании влажного пара дополнительного увлажнения не требуется.

На рис. 4.14 приведены результаты испытания выносных лопаточных радиаторов, охлаждаемых увлажненным воздушным потоком [12]. Из приведенных зависимостей видно, что интенсификация теплоотдачи, выражаемая отношением $\overline{N} = \alpha / \alpha_0$ (α_0 — коэффициент теплоотдачи сухого воздуха), по мере увеличения в потоке весового содержания взвешенной жидкости, определяемого соотношением $\overline{G} = (G_ж / G_в) \cdot 100\%$, сначала увеличивается, но при $\overline{G} \approx (2 \ldots 4)\%$ стабилизируется и дальнейшее увеличение $\overline{G}$ уже не дает

эффекта (опыты проводились до $\overline{G} \leq 10\,\%$). Следует обратить внимание на то, что интенсификация теплообмена оказалась зависящей от величины удельного теплового потока *q*. Последнее указывает на связь механизма теплообмена в подобных потоках с кипением, так как только при кипении теплоотдача зависит от *q*. В результате увеличение $\overline{G}$ перестает сказываться на интенсификации теплообмена. Можно предположить, что основу механизма интенсификации теплообмена составляет испарение капельной влаги в пристенной области. Когда наступает насыщение пристенной области паром, в дальнейшем интенсификация теплообмена не наблюдается.

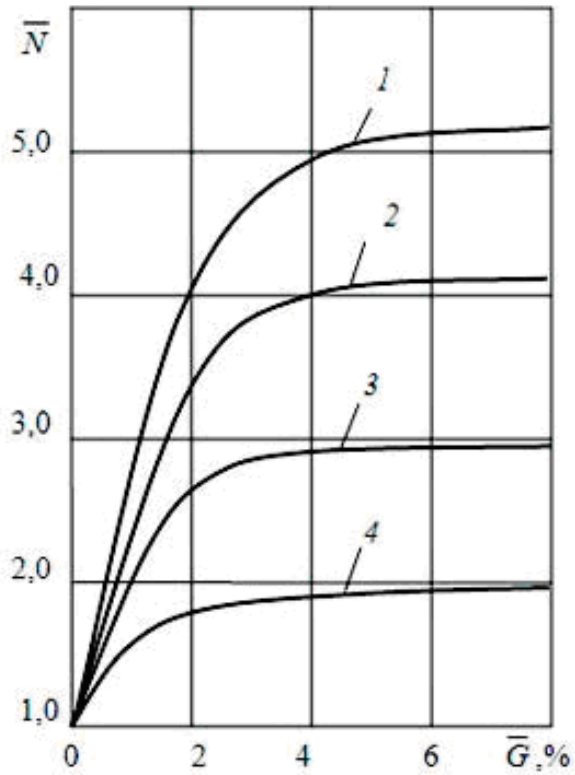

Рис. 4.14. Интенсификация теплообмена за счет содержания в потоке влаги при различной величине теплового потока *q*:

1 —1,0·10^5 Вт/м^2; *2* —1,9·10^5 Вт/м^2; *3* —3,0·10^5 Вт/м^2; *4* —4,0·10^5 Вт/м^2

Применение увлажнения потока охладителя возможно в рамках некоторых существующих конструкций. Однако, скорее всего подобные теплоносители, прежде всего влажный пар, найдут применение в газовых турбинах следующего поколения, поскольку применение таких потоков связано с новыми конструктивными решениями. Некоторые из них будут рассмотрены нами в следующем параграфе.

4.5. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПАРА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ТУРБИН

Современная энергетика в значительной степени развивается за счет комбинированных парогазовых установок (ПГУ), где в рамках единого термодинамического цикла используются газовые и паровые турбины. Подробнее такие установки будут рассмотрены нами в дальнейшем. Здесь ограничимся упоминанием, что на пути совершенствования термодинамического цикла ПГУ был создан новый тип *паровых турбин* — турбины двух (или трех) давлений. Газотурбинная установка включается в состав ПГУ практически без каких-либо существенных конструктивных изменений. Однако еще в 60-х годах прошлого века высказывались соображения, что для ПГУ потребуются специальные газовые турбины, в которых целесообразно отступить от традиционных технических решений [8]. В этой связи остановимся на двух, выдвинутых в ту пору идеях. Это парциальные газопаровые турбины и турбины с двухъярусными лопатками.

Читателю, по-видимому, очевидно, что с точки зрения температурных условий в рабочей лопатке парциальное охлаждение предпочтительно. Мы уже отмечали, что воздушное парциальное охлаждение не выгодно. Главная причина — большой расход охлаждающего воздуха, на сжатие которого затрачена работа компрессора. В случае парциального ввода *пара* в газовую турбину при определенных условиях указанные недостатки можно исключить. Прежде всего, работа, связанная с повышением давления для пара, в

сравнении с воздухом, пренебрежимо мала. Потери в проточной части турбины могут быть сведены к минимуму, если в зазоре между сопловыми и рабочими лопатками будет одинаковое давление. Очевидно, что обеспечить данное условие возможно только для одной ступени. Следовательно, парциальная газопаровая турбина должна быть одноступенчатой. Иначе речь может идти о предвключенной высокотемпературной ступени, за которой следуют ступени, имеющие традиционную систему охлаждения.

Необходимая для охлаждения деталей проточной части турбины степень *паровой парциальности*:

$$\varepsilon_{\text{П}} = \frac{G_{\text{П}}}{G_{\text{Г}}} \cdot 100\,\%, \tag{4.9}$$

в первом приближении может быть найдена из соотношения:

$$\varepsilon_{\text{П}} = \frac{G_{\text{П}}}{G_{\text{Г}}} \approx \frac{c_{\text{рп}}}{c_{\text{рв}}} \cdot \frac{T_{\text{Г}} - T_{\text{М}}}{T_{\text{М}} - T_{\text{П}}} \quad \text{или} \quad \frac{G_{\text{П}}}{G_{\text{Г}}} \approx \frac{c_{\text{рп}}}{c_{\text{рв}}} \cdot \theta. \tag{4.10}$$

На рис. 4.15 приведены результаты расчета, выполненные с помощью зависимости (4.10) для условий:

- температура пара в зазоре между лопаточными венцами ступени $T_{\text{п}} = 180$ ºС, что соответствует состоянию насыщения при p_s=10 МПа;

- температура металла лопатки $T_{\text{М}} = 900$ ºС, что близко к максимальному уровню, доступному в настоящее время.

Как следует из графика на рис. 4.15, для диапазона рабочих температур 1200...1400 ºС расход пара, необходимый для надежного охлаждения рабочих лопаток будет составлять 20…40 % от расхода газа, что соответствует примерно количеству пара, генерируемому в парогазовых установках. Аналогичное количество пара потребуется и в газопаровых турбинах с двухъярусными лопатками. При этом отпадает условие равенства давлений в зазоре между лопаточными

венцами, и турбина может быть выполнена многоступенчатой. На рис. 4.16 показана принципиальная схема подобной гипотетической газопаровой турбины.

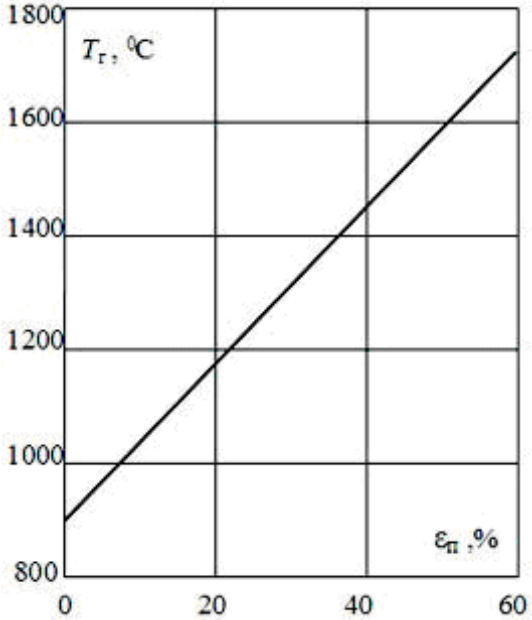

Рис. 4.15. Зависимость необходимой величины паровой парциальности от температуры газового потока

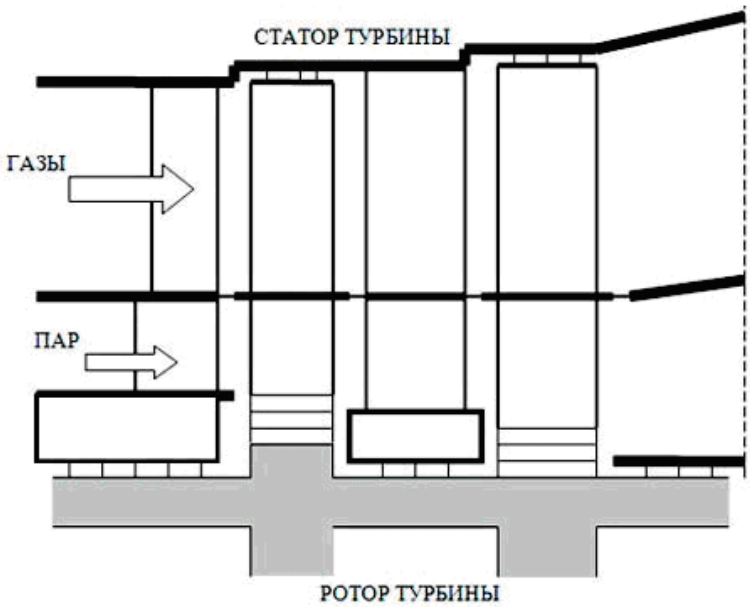

Рис. 4.16. Принципиальная схема проточной части гипотетической газопаровой турбины с двухъярусными лопатками

Следует отметить, что в обоих способах работы турбины, рассмотренных выше, может использоваться пар, влажность которого превышает допустимую влажность в проточной части паровой турбины. Обусловлено это следующим. При имеющих место температурах газа в турбине, температурные напоры между паром и охлаждаемой поверхностью турбинных лопаток будут находиться в пределах 600…750 К. При таких напорах влага может существовать на поверхности только в сфероидальном состоянии (см. рис. 4.13). Следовательно, исключается возможность эрозии лопаток, которая определяется крупнодисперсной влагой, срываемой с жидкостных пленок, покрывающих лопатки. В газовой турбине подобные пленки существовать не могут. Кроме того, при прохождении проточной части газопаровой турбины пар будет осушаться за счет подводимого тепла. Поэтому, в частности, турбины с двухъярусными лопатками могут использоваться как элемент пароперегревателя в ПГУ.

Рассмотренные в рамках настоящей главы некоторые примеры показывают, какие еще имеются скрытые возможности для дальнейшего совершенствования тепловых процессов в ГТУ.

5. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

5.1. РАБОЧИЕ РЕЖИМЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Энергетические ГТУ (да и не только энергетические) отличаются от паросиловых установок тем, что очень редко работают в расчетном режиме.

Причина в том, что паротурбинный цикл замкнут не только термодинамически, но замкнут и по контуру движения рабочего тела. Поэтому паросиловая установка работает как бы изолированно от окружающей среды. Контакт с этой средой имеет место только в конденсаторе, где влияние среды стараются по возможности минимизировать.

Иначе обстоит дело в ГТУ, где термодинамически замкнутый цикл Брайтона при практической реализации оказывается по контуру рабочего тела фактически разомкнутым. Фигурально выражаясь, контур рабочего тела замыкается через атмосферу, откуда воздух забирается и куда потом в смеси с продуктами сгорания возвращается. Исключение составляют ГТУ, работающие по замкнутой схеме, но их пока не строят.

Согласно международному стандарту ISO, по которому осуществляются расчеты при проектировании ГТУ, принимаются следующие значения параметров «наружного воздуха» [5]:

температура……$T_{Н.В.}$ = +15 ºС;
давление……..$P_{Н.В.}$ = 0,1013 МПа;
влажность……..……..$\varphi_{н.в.}$ = 60 %.

Естественно, одновременное совпадение трех указанных значений в реальных условиях ситуация крайне редкая. Вот почему ГТУ почти всегда работает в условиях, отличных от расчетных.

С учетом приведенных выше замечаний ГТУ эксплуатируется в

широком диапазоне мощностей, иначе — режимов. Различают:

- *номинальный режим*, который часто (на наш взгляд неудачно) называют *расчетным* — это обычно режим, при котором установка имеет наивысший КПД;

- *режимы частичной нагрузки*, которые также часто неточно называют *переменными и,* что еще хуже — *нерасчетными*; они охватывают весь диапазон мощностей, в котором допускается работа ГТУ. Естественно, эти режимы просчитываются, поэтому называть их нерасчетными нам представляется не совсем логичным;

- режим *холостого хода*, в котором ГТУ устойчиво работает, но не несет полезной нагрузки (естественно, этот режим тоже рассчитывается);

- *режимы перегрузки*, в которых мощность выше номинальной (энергетические ГТУ должны допускать возможность кратковременной работы на мощностях, превышающих номинальную на 10...25 %).

Во всех режимах необходимо обеспечить устойчивую работу ГТУ, что определяется ее *статическими характеристиками*.

Кроме того, выделяют *динамические* режимы, в которых ГТУ переходит из одного статического состояния в другое. Здесь можно выделить:

- *пусковой режим*, когда ГТУ из неработающего состояния выводится на режим холостого хода, в котором готова принять полезную нагрузку;

- *переходные режимы*, которые определяют переход ГТУ с одной нагрузки на другую, их можно еще назвать *маневренными*.

Для динамических режимов определяются *динамические характеристики*, для которых все параметры установки не должны выходить за допустимые пределы изменения. Последнее обеспечивается *системой регулирования* ГТУ, которая в совокупности с *системой защит* ГТУ должна гарантировать исключение возникновения «нерасчетных» режимов работы ГТУ.

Если исключить из рассмотрения состояние окружающей среды (с характеристик которого мы начали данный параграф), то в процессе работы ГТУ возможно изменение следующих параметров:

1) давление газа перед турбиной, P_1;
2) температура газа перед турбиной, T_1;
3) расход газа, $G_Г$;
4) давление газа за турбиной, P_2;
5) число оборотов турбины, n;
6) мощность ГТУ, $N_{ГТУ}$;
7) КПД ГТУ, $\eta_{ГТУ}$.

Из перечисленных семи основных параметров *независимыми* являются только *четыре*, которые целиком определяют значения оставшихся трех. Обычно за независимые переменные принимают P_1, T_1, P_2, n, тогда расчет турбины на частичных нагрузках сводится к определению $G_Г$, $N_{ГТУ}$, $\eta_{ГТУ}$. Рассмотрим взаимное влияние основных режимных параметров турбины.

С повышением *начального давления* P_1 увеличивается плотность газа, поступающего в турбину, что вызывает пропорциональное увеличение расхода газа $G_Г$.

Изменение *начальной температуры* газа T_1 влечет за собой пропорциональное изменение располагаемой работы (см. формулу (2.14)) и обратно пропорциональное изменение плотности. Если в первом приближении пренебречь зависимостью КПД и степени реактивности от T_1, то расход газа оказывается обратно пропорциональным, а мощность, согласно формуле (2.14), прямо пропорциональна, величине $\sqrt{T_1}$, поскольку

$$N_i = \eta_i GH .$$

В действительности с увеличением T_1 реактивность снижается, потому что при постоянной окружной скорости u рост скорости потока приводит к деформации треугольников скоростей (см.

рис. 2.5). В результате отклонение от T_1 влечет за собой увеличение потерь с выходной скоростью.

Изменение *давления* за турбиной P_2 сказывается в первую очередь на величине расхода газа через турбину. С увеличением P_2 расход газа падает, что ведет к снижению мощности. Если P_2 снижается, то расход газа и, соответственно, мощность турбины возрастают. Но это возможно только в определенных пределах. При достижении скорости газа в каком-либо сечении проточной части околозвуковой скорости его расход при дальнейшем снижении P_2 остается постоянным, что читателям должно быть понятным из курса аэродинамики.

При постоянных параметрах газа изменение *частоты вращения* ротора n и связанной с ней *окружной скорости* u также ведет к деформации треугольников скоростей и, как следствие, к некоторому уменьшению расхода газа. Одновременно падает КПД из-за увеличения потерь с выходной скоростью, и мощность меняется почти пропорционально КПД.

Важное место в теории турбомашин занимают вопросы подобия как агрегатов в целом, так и отдельных процессов в них. Подобие играет значительную роль при проектировании, испытаниях, а также при эксплуатации ГТУ. Методами подобия могут быть получены безразмерные характеристики, позволяющие совмещать сходные режимы, учитывать отклонение от расчетных параметров окружающей среды и др. В рамках обзорного курса нет возможности уделить вопросам подобия должное внимание. Приходится ограничиваться только несколькими зависимостями, для более детального знакомства следует обратиться к специальной литературе [1, 7 или 13].

Режимы турбины подобны, если обеспечено геометрическое, кинематическое и динамическое подобие, а также равенство показателей адиабаты в сходных точках.

Геометрическое подобие подразумевает соответствие всех размеров сравниваемых турбин (равенство углов, пропорциональность размеров, идентичная шероховатость). При рассмотрении подобных режимов одной турбины геометрическое подобие, естественно, выдерживается.

Динамическое подобие считается обеспеченным, если по тракту проточной части подобны поля всех одноименных величин: давление, температура и др.

Под *кинематическим подобием* понимают геометрическое подобие линий тока в абсолютном и относительном движении. Принимая за контрольные сечения проточной части турбины входные сечения соплового аппарата и рабочего колеса, можно считать условием кинематического подобия подобие треугольников скоростей. Критериями, характеризующими режимы работы турбины, являются число М, учитывающее сжимаемость газа, и число Re, учитывающее вязкость газа.

$$\mathrm{M} = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{kRT}}; \qquad \mathrm{Re} = \frac{cd}{\nu}. \tag{5.1}$$

где c — скорость газа, a — скорость звука, d — характерный размер (например, хорда профиля), ν — коэффициент кинематической вязкости.

Многочисленные опыты показали, что большинство турбин работают в автомодельной области по числу Re. Поэтому подобие режимов работы полностью определяется равенством чисел М. Анализ показывает, что для полного подобия достаточно равенства чисел М в двух любых сечениях, например, M_{C1} и M_{W2}.

Часто критерии подобия заменяют размерными параметрами, определяющими подобие режимов. Из теории могут быть получены:

- параметр подобия расхода (или приведенный расход) $G\sqrt{T}/(Pf)$, где f — площадь сечения проточной части, для случая,

когда сравниваются разные турбины. При рассмотрении одной турбины параметр $f = 1$;

- параметр подобия мощности $N/\left(P\sqrt{T}\right)$ и ряд других.

5.2. СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Графические зависимости, связывающие параметры турбины, называют *статическими характеристиками*. Их получают обычно экспериментально, измеряя P_1, P_2, T_1, T_2, $G_г$, n, а также направление потока за турбиной α_2 и его скорость c_2. На основании этих измерений можно построить характеристику турбины в любых удобных координатах.

Существуют также расчетные методы построения характеристик турбины. В их основе лежит известная формула Флюгеля-Стодолы. Одна из возможных форм записи, которая для одновальной ГТУ принимает вид:

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{T_0}{T}}\sqrt{\frac{\lambda^2\pi_k^2 - 1}{\lambda_0^2\pi_{k0}^2 - 1}}, \qquad (5.2)$$

где индексы «0» относятся к базовому режиму, λ — коэффициенты гидравлических потерь. В литературе можно также найти соответствующие выражения для многовальных ГТУ.

Подобные характеристики дают наглядное представление о взаимном влиянии режимных параметров турбины, но, прежде всего, они необходимы для определения режимов совместной работы турбины и компрессора. Напомним, что компрессор является для турбины нагрузкой, причем нагрузкой, имеющей с турбиной взаимосвязанные расходы, что жестко определяет условия их совместной работы. Электрогенератор также является нагрузкой для турбины, но их взаимосвязь однозначно определяется одинаковой частотой вращения роторов. Эта частота фиксирована и поддерживается электрогенератором, точнее, энергосистемой, на

которую генератор работает.

Рассмотрим совмещенную характеристику турбины и компрессора на примере одновальной ГТУ, выполненной по простой схеме. Параметры рабочего тела определяются из условий совместной работы компрессора и газовой турбины. Строго говоря, нагрузкой для компрессора являются камера сгорания и турбина. При этом состояние равновесного режима определяется из наложения на характеристику компрессора характеристики турбины. Характеристика компрессора, известная нам из теории, представляется в виде поля, каждой точке которого соответствуют определенные значения давления (или степени сжатия), расхода, частоты вращения и КПД проточной части компрессора. Балансовые уравнения расхода рабочего тела, мощности и отношения давлений позволяют нанести на характеристику компрессора линии постоянных значений температур газа перед турбиной $T_{\text{Н.Т.}}$, расхода топлива B, а при желании и линии постоянной мощности.

На рис. 5.1 дается пример совмещенной характеристики компрессора и турбины. В теории турбомашин, исходя из условий подобия, предлагается ряд форм представления безразмерных параметров расхода:

$$G\sqrt{T_{\text{нт}}}\,/\,p_{\text{нт}}; \quad G\sqrt{T_{\text{нт}}}\,/\,p_{\text{кт}}; \quad Gu\,/\,p_{\text{нт}} \text{ и др.},$$

а также параметров повышения и понижения давления. По соображениям наглядности на рис. 5.1 мы воспользовались простейшей безразмерной формой. Характеристики даны нами в координатах: *относительная степень повышения давления* $\bar{\pi} = \pi_{\text{К}} / \pi_{\text{К0}}$ (где $\pi_{\text{К0}}$ относится к номинальному режиму) и *безразмерный расход* воздуха $\bar{G}$, представляющий отношение $G_{\text{в}}$ к соответствующим значениям для номинального режима. В результате для номинального режима относительные значения $\pi_{\text{К(отн)}}$ и $\bar{G}$ равны 1,0.

На графике нанесены изодромы (линии постоянной частоты вращения $n_{1,2,3,4,5}$; изотермы (линии постоянной начальной

температуры перед турбиной $T_{н.т.}$) $T_{1,2,3,4,5}$; линии постоянного расхода топлива $B_{1,2.3,4}$.

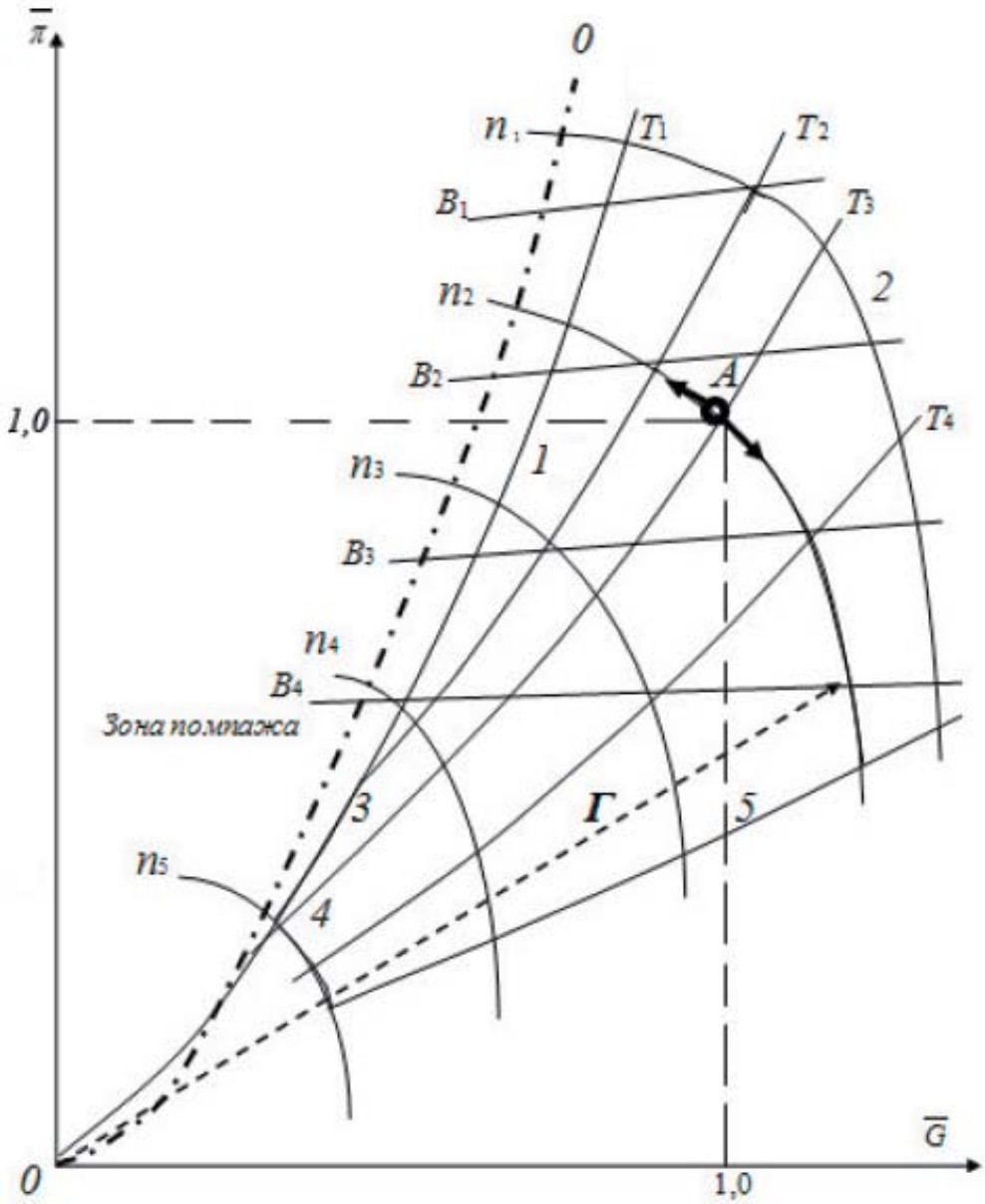

Рис. 5.1. Совмещенная характеристика компрессора и турбины одновальной ГТУ:

А — номинальный режим, *Г* — пусковой режим; *0–0* — граница помпажа; *1* — максимальная температура; *2* — максимальные обороты; *3* — минимальный запас до помпажа; *4* — минимальные обороты; *5* — минимальная температура

Поля допустимых режимов работы ГТУ на поле графика имеют следующие ограничения:

- *Линия 1*, часть изотермы T_1, соответствующей максимально допустимой температуре газа перед турбиной;

- *Линия 2*, часть изодромы, соответствующей максимально допустимой частоте вращения ротора;

- *Линия 3*, соответствующая минимально допустимому запасу до помпажа;

- *Линия 4*, часть изодромы n_5, ограничивающей минимально допустимую частоту вращения по условиям работы камеры сгорания и динамике ротора;

- *Линия 5*, являющаяся частью изотермы T_5, ограничивающей минимально возможную температуру, при которой возможно устойчивое горение в камере сгорания.

Очевидно, что для одновальной энергетической ГТУ все рабочие режимы должны осуществляться при одинаковой частоте вращения ротора, отвечающей необходимой частоте вращения электрогенератора. На графике (рис. 5.1) это отрезок изодромы n_2, ограниченный линиями *1* и *5*. На этом отрезке находится точка *A*, соответствующая номинальному режиму работы ГТУ. Стрелками от указанной точки показаны возможные направления изменения рабочих режимов работы.

Для двухвальных ГТУ, имеющих независимый от электрогенератора турбокомпрессорный вал, отпадает ограничение постоянства частоты вращения ротора в рабочем диапазоне режимов. Они могут работать практически во всей области? ограниченной линиями *1–5*. В результате для таких ГТУ можно значительно расширить регулируемый диапазон работы и, как следствие, обеспечить повышенную экономичность на частичных нагрузках.

На рис. 5.2 показан типичный характер относительного изменения режимных характеристик одновальной ГТУ в рабочем

диапазоне изменения мощностей $G_Т$, $\eta_т$, $T_{нт}$, $\pi_к$. Данные пронормированы (т. е. отнесены) к соответствующим значениям для номинального режима. Следует обратить внимание на быстрый темп снижениz $\eta_{\underline{Т}}$, при уменьшении мощности, что является определенным недостатком одновальных ГТУ.

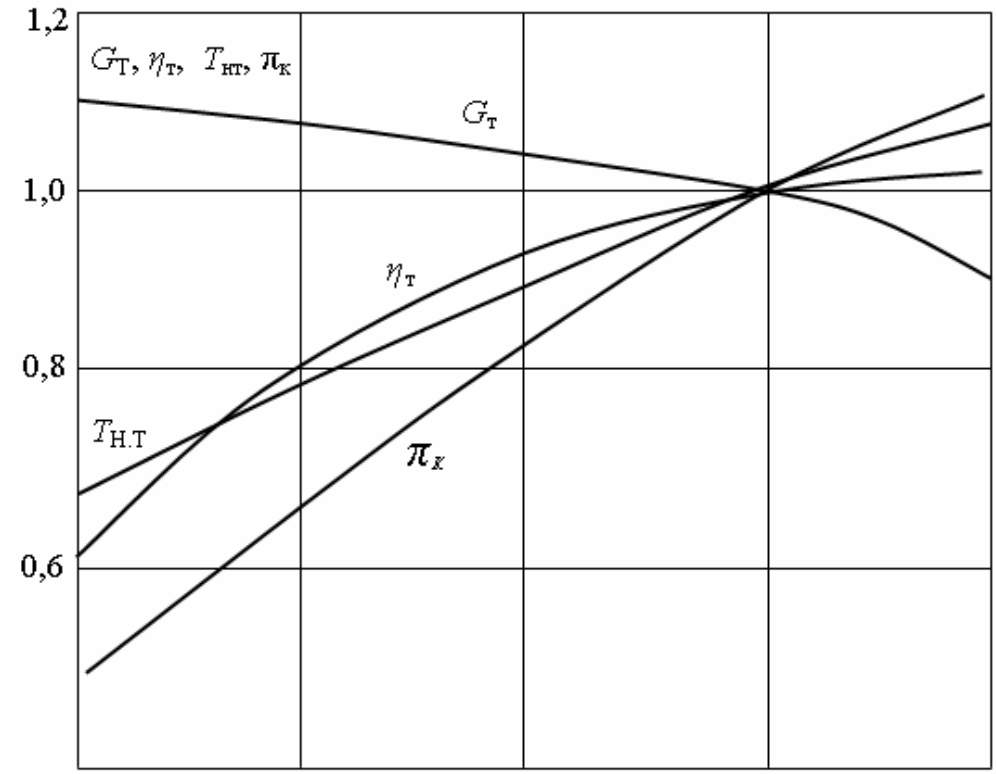

Рис. 5.2. Относительные режимные характеристики одновальной ГТУ

На рис. 5.1 нанесена также линия *Г*, соответствующая переходному процессу пуска ГТУ с выходом на частоту вращения ротора. Данная линия представляет собой геометрическое место точек совместной работы турбины и компрессора при изменении их частоты вращения от нуля до номинального значения. При запуске обычно приходится проходить область помпажа, что требует принятия специальных мер как при проектировании компрессора, так и при разработке системы регулирования ГТУ.

5.3. РЕЖИМЫ ПУСКА И ОСТАНОВКИ

Пуск ГТУ всегда является ответственной операцией, от правильного проведения которой во многом зависит ресурс и надежность работы оборудования ГТУ. Обусловлено это тем, что при пуске:

- возникают наибольшие термические напряжения в деталях проточной части турбины, прежде всего в лопаточном аппарате;
- термические расширения отдельных деталей происходят с разной скоростью, что ведет к их деформации, а в худшем случае — к короблению;
- линия совместной работы турбины и компрессора проходит в опасной близости от границы помпажа и часто оказывается в помпажной области;
- ротор (или роторы) проходит через критические (резонансные) значения частоты вращения.

Пуску предшествует проверка механизмов и защит, включение вспомогательных систем, в том числе системы смазки. Часто бывает целесообразным перед запуском произвести продувку проточной части. Особенно эта процедура необходима, если имел место неудачный запуск. При продувке проточная часть очищается от возможных очагов возгорания. Продувка осуществляется с помощью пускового устройства.

Линия пуска показана на совмещенной характеристике турбины и компрессора (см. линию *Г* на рис. 5.1). Процесс пуска ГТУ одновальной ГТУ складывается из ряда этапов, выделим из них четыре основных.

Первый этап — холодная раскрутка ротора, происходит за счет пускового устройства. В ходе первого этапа ротор постепенно набирает обороты, в результате постепенно увеличиваются расход воздуха $\overline{G}$ и степень повышения давления π. Возможно, что линия режима запуска на данном этапе пересечет границу помпажа (на

рис. 5.1 показан именно такой случай). Поэтому данный этап проводится с открытыми антипомпажными клапанами, через которые часть воздуха нужно сбрасывать в атмосферу, минуя проточную часть турбины. Этап заканчивается после пересечения изодромы минимальных оборотов (линия *4* на рис. 5.1). Обычно частота вращения ротора в конце этапа холодной раскрутки составляет 20...30 % от номинальной частоты.

Второй этап — совместная работа пускового устройства и газовой турбины. Этап начинается с включения запального устройства и подачи топлива к форсункам (или горелкам) камеры сгорания. В момент воспламенения топлива происходит резкий скачок температуры газа и, как следствие, скачок давления газа. Одновременно крутящий момент турбины резко возрастает. Поэтому иногда установку некоторое время выдерживают при минимальном расходе воздуха, допускающем устойчивую работу камеры сгорания, для постепенного прогревания проточной части. В ходе второго этапа происходит последовательное увеличение оборотов ротора в результате совместного действия крутящих моментов, создаваемых пусковым устройством и газовой турбиной. Этап заканчивается при достижении частоты вращения ротора, при которой мощность турбины достаточна для поддержания частоты вращения ротора без помощи пускового устройства. Иначе — мощность турбины превышает мощность, потребляемую компрессором. Этап заканчивается отключением пускового устройства. Обычно это происходит при частоте вращения ротора около 40…70 % от номинальной.

Третий этап — разгон ротора осуществляется только за счет газовой турбины. Этап заканчивается, когда частота вращения ротора достигает номинального значения.

Четвертый этап заключается в синхронизации частоты вращения ротора и напряжения электрогенератора с частотой в сети

нагрузки. Для включения нагрузки частота вращения ротора должна отличаться от частоты в сети менее чем на 0,1 %, иначе произойдет автоматическое отключение генератора из-за обратного перетока энергии в момент подключения.

Управление пуском возможно в трех режимах: автоматическом, полуавтоматическом и ручном.

Современные энергетические ГТУ имеют автоматический запуск, осуществляемый специальным программным устройством. Наиболее ответственным является второй этап, на котором происходит прогрев турбины. С целью минимизации температурных напряжений в деталях конструкции турбины алгоритм управления на данном этапе предусматривает переменную скорость разгона, которая к концу этапа постепенно возрастает. Естественно, в ручном или полуавтоматическом режимах обеспечить оптимальный режим пуска не представляется возможным, поэтому такие режимы применяются обычно в период заводской отладки оборудования.

ГТУ имеет две программы пуска: нормальный пуск и ускоренный пуск. Некоторые ГТУ снабжаются еще программой аварийного пуска. Допустимое число ускоренных пусков за общее время эксплуатации оборудования ограничивается, они применяются только в исключительных случаях.

Скорость запуска определяется как режимными ограничениями параметров, так и мощностью пускового устройства. Чем больше аккумуляция механической энергии в элементах ротора, тем большая энергия пускового устройства требуется для ее преодоления. Оптимальная мощность пускового устройства зависит от мощности ГТУ. Обычно для мощных ГТУ она находится в пределах: 1,5…2,0 % от номинальной мощности, а для ГТУ малой мощности — в пределах 3...6 %. В качестве пусковых устройств используются электродвигатели, дизельные двигатели, паровые или газовые турбины, гидравлические или воздушные турбины и т. п.

В качестве примера в табл. 5.1 приведены данные о времени пуска для одновальной энергетической ГТУ MS6001B фирмы General Electric, запускаемой с помощью дизельного двигателя. В [5] можно найти подробные описания графиков пуска отдельных ГТУ, а также процесса включения, увеличения или снижения полезной нагрузки.

Таблица 5.1

Временные характеристики пусковых режимов ГТУ MS6001B

Режим пуска	Запуск и прогрев дизеля	Время пуска ГТУ, мин.	
		до холостого хода	до приема базовой нагрузки
Нормальный	2	12	16
Ускоренный	0,5	6–7	9
Аварийный	0,5	4,5	5

Штатный режим остановки ГТУ осуществляется в следующей последовательности:

- плавно снижают нагрузку до выхода на режим холостого хода;
- отключают электрогенератор от сети;
- постепенно уменьшают подачу топлива, снижая частоту вращения ротора по заданному алгоритму, обеспечивающему минимальные градиенты температур в деталях проточной части. На заключительном этапе прекращается подача топлива в камеру сгорания, и происходит выбег ротора по инерции. На определенном участке выбега происходит открытие антипомпажных клапанов. Иногда на данном этапе для управления временем выбега ротора включают пусковое устройство;
- после остановки ротора производят продувку всех газовоздушных трактов, чтобы исключить образование взрывоопасной смеси;
- на время окончательного охлаждения включается валоповоротное устройство.

Возможен также *режим аварийной остановки*, при котором подача топлива прекращается мгновенно. Включение режима аварийной остановки происходит либо автоматически по срабатыванию защиты, либо вручную по команде оперативного персонала. Естественно, в этом случае детали проточной части оказываются в неблагоприятном температурном режиме. Поэтому число аварийных остановок за время эксплуатации строго регламентируется.

5.4. СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Мощность ГТУ зависит от расхода рабочего тела G и удельной полезной работы h:

$$N = Gh.$$

Отсюда следуют два способа регулирования мощности:

- *количественный*, обусловленный изменением расхода рабочего тела;

- *качественный*, связанный с изменением полезной работы; фактически это требует изменения температуры газа перед турбиной $T_{\text{Н.Т.}}$, что в свою очередь обусловливает изменение расхода топлива.

Предпочтительным является количественное регулирование, которое позволяет сохранить температуру и давление рабочего тела неизменными, находясь в области наибольших значений КПД турбомашин. Достаточно проследить ход линии рабочих режимов на рис. 5.1, чтобы убедиться — полностью сохранить такой способ регулирования не удается. Изменение температуры газа обязательно вызывает изменение расхода и степени сжатия. Поэтому в энергетических ГТУ происходит количественно-качественное регулирование. В полной мере реализовать тот или иной способ регулирования можно только в установках с замкнутым контуром циркуляции теплоносителя, например, в конденсационных паровых турбинах.

Низкая эффективность одновальных ГТУ на частичных нагрузках заставила искать пути устранения данного недостатка. Определенные результаты дает переход к *двухвальной* схеме роторов с независимым турбокомпрессорным валом. Выше мы уже обсуждали такую возможность. Двухвальная конструкция позволяет несколько расширить диапазон наибольшей эффективности ГТУ, что иллюстрирует рис. 5.3, однако полностью задачу не решает. При малых нагрузках КПД остается низким.

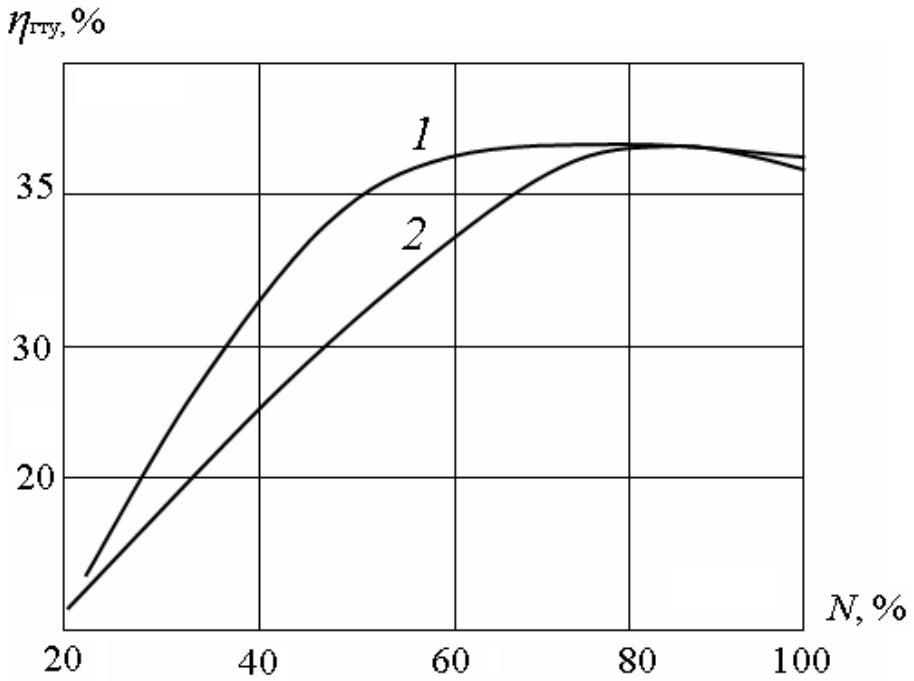

Рис. 5.3. Сравнение эффективности двухвальной (кривая *1*) и одновальной (кривая *2*) ГТУ на частичных нагрузках

Другой подход к регулированию ГТУ на частичных нагрузках, реализуемый в ряде современных энергетических ГТУ связан с применением *поворотных* лопаток входного направляющего аппарата и направляющих лопаток первой (или нескольких первых) ступеней компрессора. Такой способ регулирования позволяет варьировать расход воздуха через компрессор вне зависимости от температуры газа перед турбиной и существенно расширяет диапазон

регулирования. Так, например, в турбинах типа GTX 100 фирмы ABB за счет поворотного направляющего аппарата (ПНА) компрессора удается не снижать температуру газа перед турбиной в интервале мощностей от 100 до 60 %.

Еще один прием повышения КПД на частичных нагрузках связан с применением *спаренных* ГТУ, работающих на общую нагрузку. Рис. 5.4 иллюстрирует подобный способ работы.

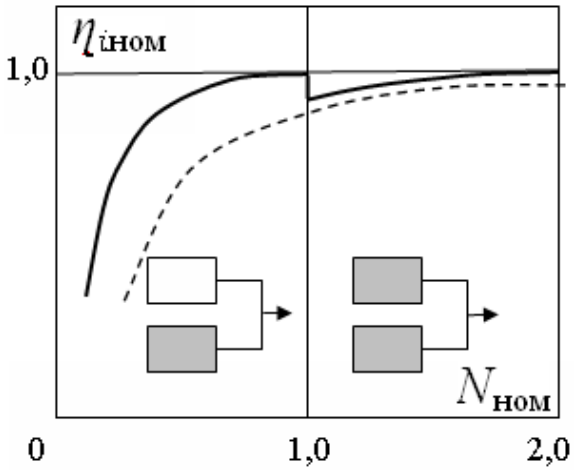

Рис. 5.4. Применение спаренных ГТУ для повышения КПД на частичных нагрузках

При работе обеих ГТУ на номинальной нагрузке их суммарная мощность составляет $2N_{\text{ном}}$, и их КПД имеет максимальное значение $\eta_{i\text{ном}}$. По мере снижения мощности КПД турбин снижается. Когда суммарная мощность нагрузки уменьшается до $1N_{\text{ном}}$, появляется возможность одну турбину остановить, загрузив другую полностью (до $N_{\text{ном}}$). При этом КПД увеличится η до $_{i\text{ном}}$. При дальнейшем снижении мощности КПД будет уменьшаться снова от номинального уровня. Если бы одну ГТУ не остановили, то снижению КПД отвечала бы пунктирная линия на рис. 5.4.

Радикальным решением задачи регулирования ГТУ с обеспечением максимального КПД в широком диапазоне мощностей могло бы стать применение поворотных лопаток в проточной части и

турбины, и компрессора. Однако в конструктивном отношении, учитывая уровень температур в проточной части, это крайне сложно выполнить, да и для стационарных энергетических ГТУ вряд ли целесообразно. Скорее это актуальная задача для транспортных турбинных установок, для которых требуется эффективная работа в широком диапазоне изменения мощности.

5.5. УПРАВЛЕНИЕ РАБОТОЙ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Еще лет сорок назад ГТУ снабжались пультами управления с многочисленными щитовыми приборами, информационными табло и органами управления. В таких условиях от оператора, работающего за пультом, требовалось хорошее знание и понимание процессов, происходящих как в целом в установке, так и в отдельных ее узлах. Особые проблемы возникали при срабатывании защит, поскольку часто трудно было понять, чем вызвано отклонение конкретного параметра от нормы. В тот период был накоплен значительный объем практической информации и опыт, который лег в основу алгоритмов электронных систем управления ГТУ.

Разработка и внедрение таких систем начались с конца 60-х гг. прошлого века. Они прогрессировали вместе с развитием компьютерной техники и достигли в наши дни высокого уровня совершенства и устойчивости к неполадкам.

Современные энергетические ГТУ оснащены автоматизированными системами управления основным и вспомогательным оборудованием (САУ). Эти системы базируются на микропроцессорной технике и обладают высокой степенью надежности. Рабочее место оператора состоит из цветного монитора и клавиатуры, с помощью которых получается информация о текущем состоянии и работе установки.

Системы автоматического управления выполняются *электрогидравлическими* или *электропневмогидравлическими*. В

качестве рабочей среды для гидравлической части САУ используется масло, в отдельных случаях жидкое топливо. В пневматической части — цикловой воздух и топливный газ.

Основные функции САУ заключаются в следующем:

1. Регулировать частоты и мощности в энергосистеме в штатном и аварийном режимах.

2. Проверять выполнение предпусковых операций и, если они не выполнены, давать информацию оператору.

3. Осуществлять автоматический запуск ГТУ с выходом на холостой ход, синхронизацию с энергосистемой и приемом заданной нагрузки (в нормальном и ускоренном режимах). Регистрировать пусковые режимы.

4. Обеспечивать автоматическое поддержание частоты вращения и заданной мощности, ограничение начальной температуры газа, а также обеспечивать необходимый запас до границы помпажа.

5. Обеспечивать нормальный останов и охлаждение ГТУ и аварийный останов с мгновенным прекращением подачи топлива.

6. Осуществлять предупредительную и аварийную сигнализацию, защищать оборудование в аварийных ситуациях.

7. Обеспечивать автоматический и плавный переход с основного на резервное топливо. (Обратный переход обычно осуществляется вручную).

8. Обеспечивать аварийную остановку ГТУ при срабатывании защит по:

- превышению начальной температуры газа перед турбиной;
- превышению допустимой частоты вращения ротора;
- недопустимому сдвигу ротора,
- недопустимому понижению давления масла или его уровня в баке;
- недопустимой температуре масла на сливе из подшипника;
- погасанию факела в камере сгорания;

- превышению допустимой вибрации опор подшипников;

- недопустимому снижению давления топлива;

-возникновению помпажа или снижению запаса ниже допустимого (кроме режимов пуска и останова);

- недопустимому изменению давления воздуха за компрессором;

- отключению электрогенератора ГТУ;

- исчезновению напряжения на САУ, системе регулирования, приборах.

Кроме указанных функций, система САУ выполняет ряд информационных задач, производит расчет технико-экономических показателей и ряд других.

САУ обеспечивает свои функции путем воздействия на:

- сбросной (стопорный) клапан топливной системы;
- регулирующий клапан подачи топлива;
- антипомпажные клапаны;
- устройство управления поворотными лопатками в компрессоре;
- устройство распределения топлива и воздуха в камере сгорания.

Датчиком частоты вращения ротора служит масляный насос, устанавливаемый на валу силовой турбины. Давление, развиваемое насосом, пропорционально квадрату частоты вращения. С помощью импульса этого давления перемещается поршень в проточной воздушной магистрали, что приводит к перемещению поршня, управляющего положением регулирующего клапана подачи топлива.

Степень нечувствительности регулятора частоты вращения ротора при любой нагрузке должна быть не более 0,2 % от номинальной.

Нечувствительность регулятора температуры менее 10 К.

6. ГАЗОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА КАК ДВИГАТЕЛЬ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

6.1. СРАВНЕНИЕ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК С ДРУГИМИ ТЕПЛОВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

В наши дни в мире более половины вновь создаваемых энергетических мощностей используют ГТУ, а в некоторых странах (Англия, Италия, Испания) эта величина к 2005 г. достигла 90 %.

Сравнивая ПТУ и ГТУ, следует отметить следующие технические и эксплуатационные достоинства последних.

1. Существенно меньшая стоимость, металлоемкость и габариты. Для ГТУ не требуется такое громоздкое оборудование как паровой котел, конденсатор, градирня. Не обязательным является и строительство промышленных корпусов, т. к. в регионах с умеренным климатом ГТУ могут располагаться вне помещений, имея только легкие ограждения.

2. Возможность автономной работы в регионах, лишенных источников воды, инженерных сетей и коммуникаций.

3. Быстрота запуска и простота обслуживания. При современных уровнях автоматизации ГТУ могут работать без постоянного обслуживания, с дистанционным управлением.

Необходимо отметить, что при малых и средних мощностях (ниже 60 МВт) энергетическим ГТУ, кроме ПТУ, конкуренцию составляют еще поршневые двигатели (дизели). КПД дизельных двигателей достигает 48–49 %; по этому показателю дизельные энергетические установки (ДЭУ) превосходят как ГТУ, так и ПТУ.

До последнего времени недостатком дизелей считался ограниченный моторесурс. Однако от этого недостатка удалось избавиться, и зарубежные дизель-генераторы имеют ресурс до 100000 часов. Поэтому масштабы применения дизельных

электростанций (ДЭС) постоянно увеличиваются. В энергетике ряда стран Западной Европы они играют важную роль, участвуя в покрытии кратковременных пиков энергопотребления. Благодаря крайне короткому времени пуска, дизель-генераторы незаменимы при обеспечении аварийного энергоснабжения потребителей, не терпящих перебоев в подаче электроэнергии (например, больниц).

Среди недостатков ГТУ при сравнении их с ПТУ следует отметить следующие.

1. Невозможность работы на твердых видах топлива и топочных мазутах. Этот недостаток — общий для ГТУ и ДЭУ. Дизели требуют газообразного топлива или высококачественного жидкого топлива.

2. Несколько меньший КПД, для современных ГТУ это 35–40 %, против 40–43 % для ПТУ.

3. Большая наукоемкость и более высокие технологические требования к производству.

Но главное достоинство ГТУ заключается в том, что они позволяют создавать комбинированные парогазовые установки, в которых ГТУ и ПТУ, работая в рамках единой тепловой схемы, обеспечивают при предельных мощностях получение наивысшего КПД, достигнутого в наше время при выработке электрической энергии.

6.2. ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМ ГАЗОТУРБИННЫМ УСТАНОВКАМ

Сложившиеся в настоящее время требования к энергетическим ГТУ, их узлам и агрегатам сводятся к следующему [5].

6.2.1. Общие требования к конструкции

- Возможность работы на двух видах топлива.

- Возможность форсирования мощности на 10 % с увеличением начальной температуры газа.

- Взрыво- и пожаробезопасность.

- Сейсмичность 7–8 баллов.

- Отсутствие утечек газа и масла.

- Ресурс 100000 часов со снижением за межремонтный период мощности на 4 %, КПД на 2 %.

- Блочная поставка.

6.2.2. Требования к конструкции компрессора

- Запас устойчивости до помпажа 20 %.

- Воздухоочистительное устройство должно обеспечивать запыленность воздуха перед компрессором менее 0,3 мг/м^3.

- Возможность очистки проточной части моющими жидкостями без разборки.

6.2.3. Требования к конструкции газовой турбины

- Надежная система охлаждения.

- Лопатки первой ступени с антикоррозионным покрытием.

- Выходной диффузор, обеспечивающий восстановление не менее 80 % скорости.

6.2.4. Требования к камере сгорания

- Неравномерность поля температур по окружности не более 10 К.

- Исключение вибрационного горения и срыва факела на всех рабочих режимах.

- Эффективная система зажигания.

- Полное сгорание топлива с обеспечением предельно допустимых концентраций (ПДК) вредных и токсичных выбросов в пределах установленных санитарно-гигиеническими нормами РФ. Соответствующие данные приведены в табл. 6.1

Таблица 6.1

Предельно допустимые концентрации (ПДК) токсичных и вредных выбросов, мг/м^3

Место	C (сажа)	CO	C_nH_m	SO_2	NO	NO_2	$C_{20}H_{12}$ (бензопирен)
На рабочем месте	3,5	20	300	-	30	9	0,000150
В населенном пункте, разовые	0,15	3	5	0,5	-	0,085	-
То же, среднесуточные	0,05	1	2,5	0,05	-	0,085	0,000001

6.2.5. Пусковая система и валоповорот

- Возможность нормального и ускоренного пуска.
- Пусковое устройство: воздушное, электрическое, от теплового двигателя.
- Валоповорот: автоматический и ручной.

6.2.6. Топливная система

- Подогрев жидкого топлива до 70 ºС, газообразного — до температуры выше точки росы.
- Наличие дренажных устройств.
- Давление газообразного топлива на 50 % выше давления в камере сгорания.
- Стопорные и регулировочные клапаны «расхаживаются» перед каждым пуском, а на часть хода — ежедневно (при эксплуатации).
- Проверка плотности топливной системы 1 раз в месяц (при эксплуатации).

6.2.7. Масляная система

- Наличие двух топливных насосов — один из них резервный.
- Возможность подпитки системы при обесточивании.
- Отсутствие утечек, потери масла 5 % в год.

6.2.8. Система шумоглушения

- Шум на расстоянии 1 м от установки 80 Дб.
- Шум на расстоянии 100 м 45 Дб.
- Вибрация согласно ГОСТ.

6.3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК И ФИРМЫ, ПРОИЗВОДЯЩИЕ ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

Существует несколько условное деление ГТУ на поколения, исходя из уровня начальной температуры газа перед турбиной:

ГТУ 1-го поколения $T_{\text{Н.Т.}} \leq 850$ ºС.

ГТУ 2-го поколения $T_{\text{Н.Т.}} = 850–1050$ ºС.

ГТУ 3-го поколения $T_{\text{Н.Т.}} = 1050–1200$ ºС.

ГТУ 4-го поколения $T_{\text{Н.Т.}} = 1200–1350$ ºС.

ГТУ 5-го поколения $T_{\text{Н.Т.}} > 1350$ ºС.

В табл. 6.3 приведены основные характеристики зарубежных и некоторых отечественных ГТУ.

Отметим еще раз важнейшие и необходимые условия, без выполнения которых невозможно создание конкурентоспособных ГТУ.

1. Максимальное и в полной мере использование представлений, даваемых базовыми прикладными науками, на которых основывается газотурбостроение:

- технической термодинамикой,
- газодинамикой,
- теплопередачей,
- теорией горения,
- металловедением,
- теорией динамики и прочности,
- теорией регулирования,
- вычислительной техникой и информатикой.

2. Собственный опыт лабораторных и стендовых испытаний по проверке теоретических и конструктивных решений.

3. Опыт проектирования, опытной проверки и последовательного совершенствования элементов конструкции и узлов.

4. Наличие современной технологической базы производства, включающей литейное и сварочное производства, прецизионную механическую обработку, металлургические производства.

5. Наличие высокой культуры технологического производства, включая методы контроля технологических процессов. Высоко квалифицированный производственный персонал с опытом работы в газотурбостроении.

Перечисленным требованиям в нашей стране до относительно недавнего времени удовлетворяли несколько предприятий:

- Невский машиностроительный завод (г. Санкт-Петербург). Первое отечественное предприятие, освоившее в 1956 г. серийный выпуск ГТУ для газоперекачивающих станций. Начав с ГТУ-700-5 мощностью 5 МВт, в последующие годы завод создал ряд установок мощностью 10, 16, 25 и 40 МВт. Всего заводом выпущено около 600 ГТУ.

- Уральский турбомоторный завод (г. Екатеринбург), в номенклатуре которого ГТУ собственной конструкции, аналогичные по назначению ГТУ Невского завода.

- Ленинградский металлический завод (ЛМЗ). После ряда неудачных конструкций разработал и освоил производство крупнейшей отечественной ГТУ мощностью 100 МВт (ГТУ-750-100). Всего выпущено более 100 таких установок, работающих на электростанциях в нашей стране и за рубежом.

- Южный турбинный завод (г. Николаев, Украина), ныне «Машпроект». Завод, основной продукцией которого с 1962 г. были судовые газотурбинные двигатели, уже более 20 выпускает также их

аналоги для энергетики и газовой промышленности мощностью от 2,5 до 30 МВт.

- Харьковский турбомоторный завод (Украина) разработал ряд энергетических ГТУ мощностью 50–30 МВт, однако широкого распространения они не получили.

- Завод «Экономайзер» (г. Санкт-Петербург) в 1962 г. освоил серийное производство газотурбинных электростанций для нужд судостроения (ГТУ-6 мощностью 0,6 МВт). В 1963 г. выпустил ГТУ-15 (мощность 1,5 МВт), которая работала в составе первой отечественной парогазовой установки с котлом-утилизатором на ТЭЦ Новодворнянского нефтеперегонного завода в Львовской обл. В последующие годы завод вошел в состав объединения «Пролетарский завод», где продолжает производство стационарных и судовых ГТУ малой мощности. Всего выпущено более 600 таких установок.

Далее следует назвать целый ряд предприятий, возникших в последние годы на базе авиационных фирм. Свой обширный опыт они пытаются распространить на создание стационарных аналогов своей продукции. При этом иногда данные фирмы объединяют свои усилия с заводами стационарного газотурбостроения. Вот несколько наиболее известных из подобных фирм:

- «Двигатель НК» (г. Самара);
- «Энергоавиа», «Союз», «Гранит», «Сатурн» (г. Москва);
- «Рыбинские моторы» (г. Рыбинск);
- «Пермские моторы», «Авиадвигатель» (г. Пермь);
- «Авиамотор» (г. Казань);
- «Мотор» (г. Уфа) и др.

Примером совместной разработки может служить рабочий проект ГТЭ-180, созданный ЛМЗ и фирмой «Авиадвигатель».

Согласно отечественному каталогу газотурбинного оборудования, в 2005 г. в стране на рынке газотурбинной техники работало более 300 предприятий. При этом все российские и

зарубежные компании предлагали в общей сложности 600 видов газотурбинных приводов, которые делятся на следующие группы:

- газотурбинные двигатели для привода электрогенератора мощностью 0,02…265 МВт;
- газотурбинные двигатели для механического привода различных агрегатов мощностью 0,08…52 МВт;
- судовые газотурбинные двигатели мощностью 0,5…50 МВт;
- турбодетандеры мощностью 0,1…16,5 МВт.

Впрочем, к информации, содержащейся в каталогах, следует подходить с осторожностью. Многие фирмы рекламируют то, что у них находится в стадии доводки, или только в проекте, или, чего при ближайшем рассмотрении, оказывается, вообще нет. Так, ЗАО «Рыбинские моторы» в своем рекламном проспекте утверждает, что имеет модификации ГТД, работающие на биотопливе. Возникает вопрос — на каком биотопливе: на дровах, на сельскохозяйственных растительных или животноводческих отходах, может быть, на рапсовом масле? Оказывается, нет — на метане. При чем тут метан, спросите вы — ведь это основной компонент природного газа. Но метан образуется, в частности, на свалках и при ферментации отходов животноводства — вот в чем, оказывается, секрет.

Как мы уже отмечали выше, за рубежом исторически не было разделения газотурбостроительных фирм на производителей авиационных и стационарных двигателей. В результате многие фирмы имеют в номенклатуре своего производства как стационарные, так и авиационные турбодвигатели. Еще раз подчеркнем, что такой подход, безусловно, способствовал быстрому прогрессу в создании стационарных ГТУ. Производством ГТУ успешно занимаются фирмы США, Англии, Германии, Швеции, Швейцарии, Италии, Японии и ряда других стран.

Укажем ряд наиболее известных из этих фирм:

- General Electric (США). Фирма занимает лидирующее

положение в мире по объему производства ГТУ (около 70 %) и вводу крупных парогазовых ТЭЦ. В частности, в 2002 г. ввела в эксплуатацию (в Уэльсе) парогазовый блок мощностью 480 МВт, на котором достигнут к.п.д. 60 %, а в 2008 г. совместно с японской фирмой Toshiba планирует ввести в Японии энергоблок 1520 МВт, имеющий КПД также 60 %.

- Siemens (Германия). Уступает по объему производства ГТУ только General Electric. Фирма выпускает различное энергетическое оборудование, в том числе и крупные ГТУ. Первый опыт сотрудничества с Россией приобрела еще в конце Х1Х в., когда построила, в частности, электростанцию постоянного тока в Москве. В последние десятилетия фирмой создан филиал, который поставляет в Россию ГТУ типа V94.2. Такие ГТУ установлены в Санкт-Петербурге на Северо-Западной ТЭЦ, являющейся крупнейшей в России парогазовой ТЭЦ. ЛМЗ приобрел лицензию на производство ГТУ типа V94.2. Образовано совместное предприятие «Интертурбо».

- Alston (Англия). Данная фирма создала совместно с General Electric компанию «Европейские газовые турбины», занимающую в настоящее время третье место в мире по объему производства ГТУ.

- ABB (Швеция, Англия, Швейцария). Транснациональная корпорация. Объединила ряд ранее известных энергомашиностроительных фирм, таких как «Броун-Бовери» (Швейцария), Сталь-Ловаль (Швеция) и др. Принимает активное участие в российской энергетике. Создала совместное производство ГТУ на Невском заводе, приняла участие в создании в Санкт-Петербурге на Южной ТЭЦ энергоблока мощностью 250 МВт с парогазовой установкой, работающей по сбросной схеме.

- Westinghouse (США). Разработки фирмы в области ГТУ соответствуют самому высокому современному уровню.

- Mitsubishi (Япония). Выпускает современные ГТУ с высокими показателями в сотрудничестве с фирмами США, в частности с

Westinghouse.

В табл. 6.2. приводятся данные о некоторых наиболее известных ГТУ зарубежных и отечественных производителей.

Таблица 6.2

Характеристики некоторых современных ГТУ

№	Фирма, страна	Марка турбины	$\eta_{ГТУ}$, %	$N_{эл}$, Вт	$\pi_К$	$T_{н.т.}$, ^0C	$T_{к.т.}$, ^0C	$G_Г$, кг/с	$g_{топ}$, кг/с
1	**2**	**3**	4	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	10
1	Siemes (Германия)	V64.3	35,3	62,5	16,1	1160	531	192	3,537
2	Siemens (Германия)	V64.3A	36,8	67	15,8	1315	589	191	3,8
3	Siemens (Германия)	V84.2	34	109	11	1060	544	360	6,405
4	Siemens (Германия)	V84.3A	38	170	16,6	1315	562	454	8,937
5	Siemens (Германия)	V94.2	34,4	157	11,3	1060	537	509	9,207
6	Siemens (Германия)	V94.2A	35,2	130	13,9	1060	585	520	6,737
7	Siemens (Германия)	V94.3A	38,5	265	17	1315	584	656	12,617
8	ABB (Швеция, др.)	GT26	38,2	262	30	1235	630	562	13,7
9	ABB (Швеция, др.)	GT24	37,5	179	30	1235	630	391	9,536
10	ABB (Швеция, др.)	GT13E2	35,7	165,1	14,6	1100	524	532	9,17
11	ABB (Швеция, др.)	GT13D	32,3	97,9	11,9	990	490	394	6,01
12	ABB (Швеция, др.)	GT11N2	34,2	109,3	14,7	1085	527	375	6,385
13	ABB (Швеция, др.)	GT11N	34,1	83,8	13,3	1027	505	317	4,909
14	ABB (Швеция, др.)	GT10	34,2	24,63	14	1112	534	79	1,439
15	ABB (Швеция, др.)	GT35	30,5	16,9	12	850	374	92	1,019
16	ABB (Швеция, др.)	GT5	27,2	2,65	12	950	445	15,2	0,195
17	ABB (Швеция, др.)	GTM7	29,26	5,72	12,7	1175	555	15,2	0,391
18	ABB (Швеция, др.)	GT8C	34,4	52,8	15,7	1110	517	179	3,045
19	General Electric (США)	MS5001PA	28,55	26,3	10,5	957	485	124,1	1,84
20	General Electric (США)	MS6001B	31,97	39,62	11,95	1104	532	140	2,476
21	General Electric (США)	MS6001F	34,2	70,1	14,9	1288	597	200	4,095
22	General Electric (США)	MS9001E	33,93	123,4	12,6	1124	542	418	7,272
23	General Electric (США)	MS9001EC	34,9	169,2	14,2	1204	558	510	9,685
24	General Electric (США)	MS9001FA	36,5	255,6	15,4	1288	609	624	13,801

Окончание табл. 6.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
25	General Electric (США)	GTU9G	39,5	282	23	1430	583	700	14,263
26	Westinghouse (США)	RB211	35,86	27,24	21	1220	492	91,9	1,522
27	Westinghouse (США)	Trent	41,7	51,19	35	1230	426	159,4	2,452
28	Westinghouse (США)	W501F	36,04	163,5	14,6	1350	580	449,4	9,888
29	Westinghouse (США)	W501G	38,5	230	19,2	1426	593	545	11,935
30	Alstom (Англия)	«Tornado»	31,3	6,75	12,2	1020	479	27,6	0,43
31	Alstom (Англия)	«Tempest»	29,11	7,70	13,7	1130	536	29,05	0,528
32	Alstom (Англия)	«Cyclone»	35,1	12,9	16,7	1250	579	39,2	0,547
33	Mitsubishi (Япония)	NW701DA	34,8	144,1	14	1180	536	455	8,272
34	Mitsubishi (Япония)	NW701F	38,2	270,3	17	1350	586	664	14,136
35	Mitsubishi (Япония)	MW701G	39,5	334	21	1410	587	750	8,1
36	Машпроект (Укр.)	ГТУ-25	34,8	25			497	89,5	
37	Машпроект (Укр.)	ГТУ-6	30,1	6,0			414	30.4	
38	ЛМЗ (Россия)	ГТЭ-100-3	28	105	26,8	750	398	458	
39	ЛМЗ (Россия)	ГТЭ-150	31,0	157,6	12	1100	506	600	
40	ЛМЗ-Авиадвигатель	ГТЭ- 180 ')	36,5	180	15	1250	552	535	
41	Пермские моторы	ГТУ-16П	37,0	16,0	20	1127	458	58,2	
42	Рыбинские моторы	ГТУ-6/РМ	24,0	6,0	8,3	820	420	44,1	

') — данные проекта;

$\eta_{ГТУ}$ и $N_{ЭЛ}$ — соответственно, электрический КПД и электрическая мощность ГТУ; $T_{Н.Т}$ и $T_{К.Т}$ — соответственно, начальная и конечная температура газа в турбине; $G_Г$ — расход газов на выходе из турбины, $g_{ТОП}$ — расход топлива ГТУ при номинальном режиме; $\pi_К$ — степень повышения давления в компрессоре.

На этом мы прервем краткий рассказ о газовых турбинах и газотурбинных установках. Следующие главы посвящены комбинированному использованию ГТУ в сочетании с другими энергетическими установками, прежде всего, в составе парогазовых установок, о которых нам уже неоднократно приходилось выше упоминать.

7. КОМБИНИРОВАННЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ

7.1. РТУТНО-ВОДЯНОЙ ЦИКЛ

Вот уже более полутора столетий ведутся поиски технических решений, позволяющих реализовать цикл Карно или, по крайней мере, максимально к нему приблизиться. За прошедшие годы предложено множество циклов, использующих как одно, так и несколько рабочих тел. Известны циклы, где, кроме теплового воздействия на рабочее тело, используется его химическое превращение и др. Однако до последнего времени основой энергетики являются только два классических цикла и их комбинации или модификации — циклы Ренкина и Брайтона. (Последний за рубежом иногда называют циклом Джоуля, что на существо дела не влияет.) Ряд идей был отвергнут, потому что нашлись альтернативные более простые, более дешевые или более безопасные решения, к ряду идей вернулись спустя некоторое время, на новом техническом уровне. Некоторые, причем весьма разумные, идеи пока ждут своей реализации в море схоластических и малограмотных идей, некоторые циклы опережают свое время, другие (что особенно обидно), наоборот, опоздали. Любознательному читателю мы порекомендуем в Интернете поискать информацию, например, о цикле Калины и его авторе Александре Калине (в прошлом нашем соотечественнике) или о цикле Аткинса, запатентованном в 1886 г., а реализованном только в последние годы в некоторых японских автомобилях.

Ниже мы ограничимся только двумя примерами.

Обратимся к циклу, на который в 20-е годы XX века возлагались большие надежды [11]. Современные энергетические установки, работающие при сверхкритических или околокритических параметрах пара, позволяют получить внутренний КПД до 42–44 %. В

те годы, о которых пойдет речь, промышленно были освоены только простейшие циклы перегретого пара при давлении 0,35–0,4 МПа и начальной температуре 400–450 ºС. Внутренний КПД таких установок едва превышал 25 %. Вот и возникла идея создания бинарной установки, где последовательно реализуется цикл Ренкина сначала на ртути, а потом на воде. Такой цикл получил название ртутно-водяного.

Выбор ртути был обусловлен тем, что в широком диапазоне изменения параметров насыщения этой жидкости $T_s^{'}$ и, $T_s^{''}$ соответствующие значения энтропии $S^{'}$ и $S^{''}$ мало меняются. Иначе, в *T, S*–координатах пограничные кривые для ртути идут почти вертикально. Поэтому нет необходимости в перегреве пара для обеспечения его малой влажности в конце процесса расширения. В результате термодинамический цикл на ртутном паре оказывается почти совпадающим с циклом Карно, что наглядно демонстрирует рис. 7.1. Недостаток ртути изначально видели только в слишком высокой температуре насыщения при реально достижимых значениях вакуума в конденсаторе. Так при $p_s^{'} = 0{,}06$ МПа температура насыщения $T_s^{'} = 250$ ºС. В результате достижимый КПД ртутного цикла был невелик. Поэтому для уменьшения температуры отвода тепла из цикла ртутный цикл был дополнен второй ступенью, где использовалось водяное рабочее тело.

Напомним, что термодинамические циклы, где во второй ступени вместо теплоты, получаемой от сжигания топлива, утилизируется теплота, отводимая из цикла первой ступени, называют *бинарными циклами.*

На рис. 7.1. показан бинарный цикл, в котором тепло Q_1 подводится к верхней (первой) ступени, где получают сухой насыщенный ртутный пар при начальных температуре 550 ºС и давлении 4,0 МПа. Расширяясь в ртутной турбине до давления

0,06 МПа, пар совершает техническую работу, после чего конденсируется при температуре 250 ºС и минимальном температурном напоре, передавая тепло во вторую ступень, где генерируется сухой насыщенный водяной пар при давлении 3,0 МПа. Максимальный термический КПД можно было бы получить, если использовать для генерации водяного пара только тепло конденсации ртути. Однако по известным соображениям водяной пар следует перегревать. Поэтому ко второй ступени требуется подвести дополнительное количество теплоты Q_1, необходимое для перегрева водяного пара. Строго говоря, после этого цикл перестал быть чисто бинарным. Отвод тепла Q_2 из данного бинарного цикла осуществляется в конденсаторе водяного пара при давлении 0,004 МПа. и соответствующей температуре около 29 ºС.

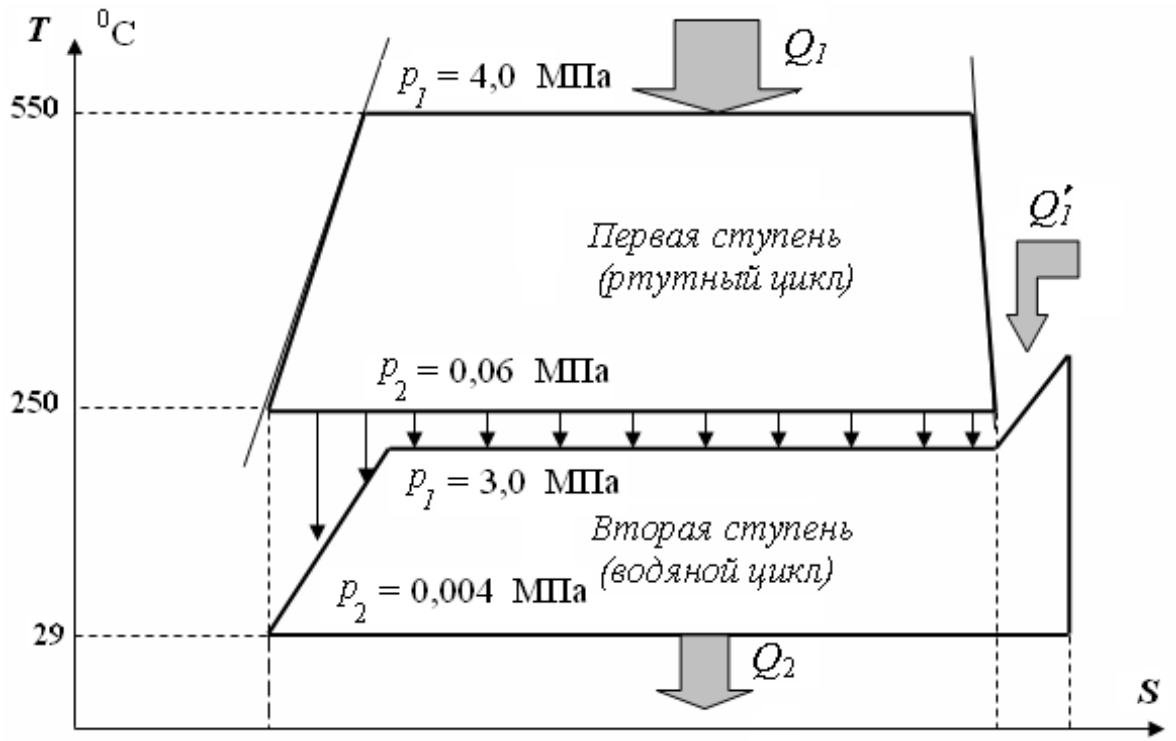

Рис. 7.1. Ртутно-водяной бинарный цикл.

Теплоемкость ртути в 30 раз ниже, чем у воды, скрытая теплота парообразования примерно в 10–12 меньше. Для получения 1 кг

водяного пара требуется сконденсировать примерно 12 кг ртути. Отношение массы ртути $G_{РТ}$ к массе воды $G_В$ в подобной установке называют *кратностью ртути* $m = \frac{G_{РТ}}{G_В}$.

Поскольку количество ртутного и водяного пара в цикле разное, то правомочность представления такого цикла в *T, S*–координатах требует разного масштаба удельной энтропии для каждого из рабочих тел. Если нижний цикл построен для 1 кг воды, то верхний для *m* кг ртути.

Общий термический КПД подобного ртутно-водяного цикла определяется выражением:

$$\eta_t = \frac{ml_p + l_n}{mQ_1 + Q_1'},$$

и составляет примерно 0,9–0,95 от величины термического КПД цикла Карно, осуществленного в том же интервале температур. Для приведенных выше значений режимных параметров термический КПД цикла с регенерацией превышает η_t = 57 %.

Однако эксперименты с ртутным паром показали, что он оказывает крайне вредное воздействие на организм человека. Поэтому у нас в стране в конце 30-х годов работы по ртутно-водяному циклу были прекращены. В последующие годы появилась возможность иных технических решений для повышения КПД энергетических установок.

7.2. ЦИКЛ ФИЛЬДА-БАРАНОВСКОГО

Еще одним примером цикла, не получившего распространения, служит бинарный цикл основанный на сочетании цикла Брайтона, реализуемого на перегретом паре (в первой ступени) и цикла Ренкина (во второй ступени). Такой цикл, получивший название цикла Фильда-Барановского [6], показан на рис. 7.2.

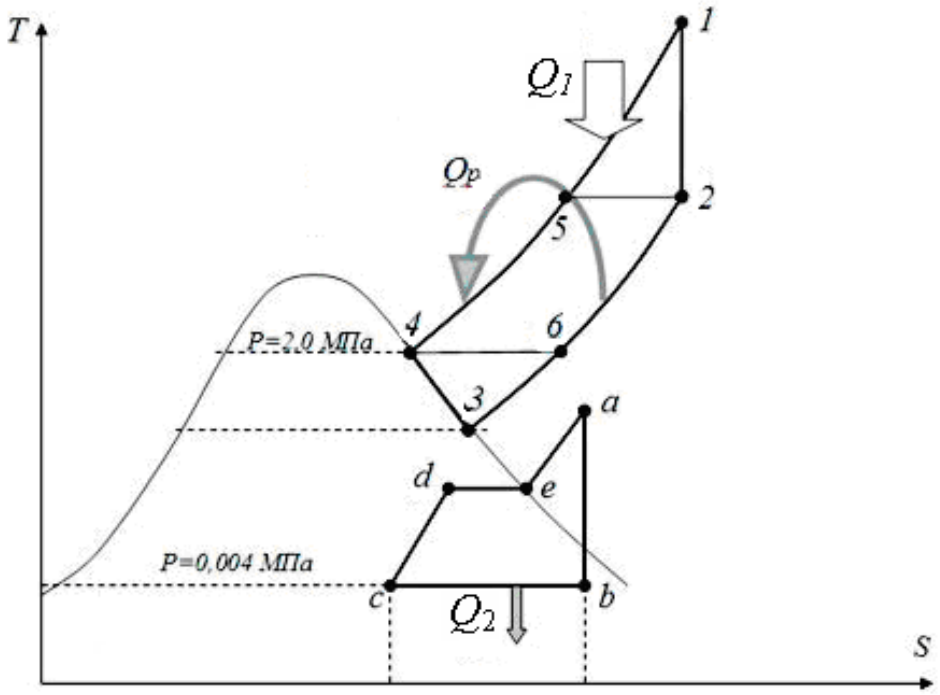

Рис. 7.2. Цикл Фильда-Барановского

Основу цикла составляет замкнутый цикл Брайтона (цикл ГТУ) *1–2–3–4*, осуществляемый на высоко перегретом паре. Технически это возможно, поскольку по термодинамическим свойствам газ и высоко перегретый водяной пар схожи. Однако, у такого цикла два существенных недостатка: большая работа сжатия в компрессоре и высокая температура отвода тепла. Для уменьшения работы сжатия в точке *3* впрыскивается вода. В результате процесс сжатия происходит при испарении воды, условно он обозначен линией *3–4*. На участках *2–6* и *4–5* осуществляется регенеративный подогрев, что существенно снижает количество теплоты Q_1, подводимой в цикле. Однако, из-за впрыска воды, ее количество в точке *4* больше, чем в точке *3*. Чтобы исключить дисбаланс, после регенеративного подогрева (в точке *6*) избыточное количество пара отводится из цикла и направляется в отдельную паровую турбину низкого давления. Состояние отобранного пара перед турбиной низкого давления соответствует точке *a* на рис. 7.2, а работа, совершаемая этим паром

пропорциональна площади, ограниченной периметром *a–b–c–d–a*. Тепло из данного комбинированного цикла отводится только в процессе конденсации (Q_2). Образующийся при этом конденсат насосом возвращается в основной (верхний) цикл и впрыскивается в компрессор.

При давлении пара перед турбиной в точке *1*: $P_{НТ}$ = 4,0 МПа и температуре $T_{НТ}$ = 800 ºС можно рассчитывать на получение внутреннего КПД подобной установки на уровне 44–46 %.

7.3. БИНАРНЫЙ ПАРОГАЗОВЫЙ ЦИКЛ

Обратимся теперь к циклу, который лежит в основе развития современной энергетики — *бинарному парогазовому циклу* [8]. Правильнее было бы назвать его газопаровым, потому что основная часть работа производится в верхней (газотурбинной) ступени. Еще одно встречающееся название подобного цикла — цикл Брайтона-Ренкина. Подобное название, безусловно, следует признать достаточно точным, поскольку оно указывает конкретные названия термодинамических циклов, используемых в первой и второй бинарных ступенях. Укажем, что в зарубежной литературе подобный бинарный цикл иногда называют циклом Джоуля-Ренкина.

Обратимся к рис. 7.3, на котором изображен парогазовый бинарный цикл.

Здесь цикл *1–2–3–4–1* — цикл газотурбинной установки (цикл Брайтона) является первой (верхней) ступенью бинарного цикла. Сохраняя ранее принятые обозначения, подведенное к первой ступени тепло обозначаем Q_1, отводимое из газотурбинного тепло назовем бинарным $Q_Б$, Тем самым подчеркнем, что это тепло, которое может быть подведено ко второй (бинарной) ступени цикла. Чтобы максимально использовать $Q_Б$, цикл второй ступени должен соответствовать контуру *a–b–c–3–d–a*, форма которого близка к треугольнику, посему условно будем называть его «треугольным».

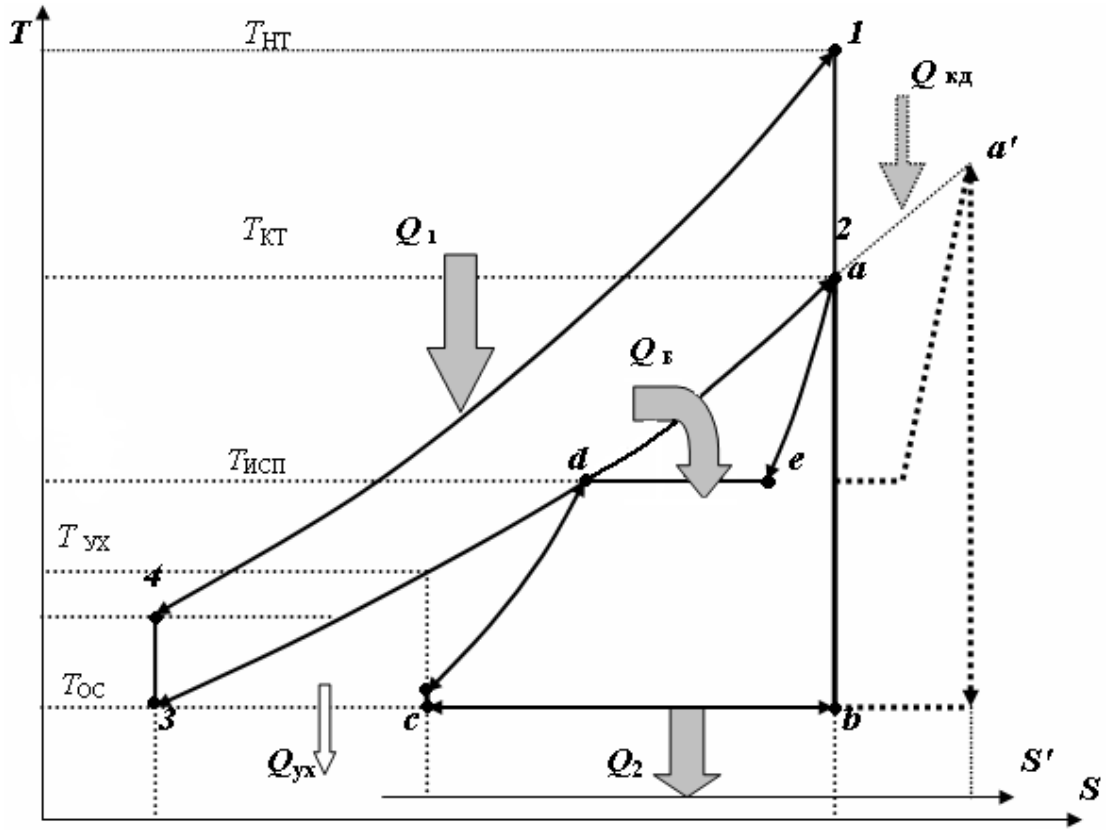

Рис. 7.3. Бинарный парогазовый цикл

Среди технически освоенных в настоящее время термодинамических циклов ближе всего приближается к треугольному циклу цикл Ренкина на паре сверхкритических параметров. Однако возможности его применения пока ограничены. Последнее связано с тем, что для исключения повышенной влажности водяного пара в конце процесса расширения пара, его начальная температура должна быть на уровне 620–650 ºС, что пока ниже температуры газов на выходе большинства современных ГТУ. Таким образом, ограничивающим фактором применения цикла сверхкритических параметров является значение $T_{КТ}$ (см. рис. 7.3). Конечно, можно было бы применить цикл сверхкритических параметров не на воде, а на какой-либо низкокипящей жидкости, однако дороговизна таких жидкостей пока сдерживает их применение в энергетике.

Другая возможность связана с применением во второй ступени цикла Ренкина до критических параметров. На рис. 7.3 показан простейший цикл Ренкина с перегревом пара *a–b–c–d–a*, согласованный с линией процесса отвода $Q_Б$ от газового потока. Из рис. 7.3 видно, что такой цикл далек от бинарного. Следует обратить внимание на точки *a* и *b*, где температурный напор становится равным нулю. Исходя из реальных размеров теплообменников, минимальные температурные напоры принимаются в испарителе 8…10 ºС, а в перегревателе пара 20...40 ºС, так что недоиспользованного тепла окажется еще больше. Ограничения теплопередачи в точках *a* и *b* обусловливают невозможность полностью передать тепло $Q_Б$ во вторую ступень. В результате температура уходящих газов $T_{УХ}$ оказывается существенно выше температуры окружающей среды $T_{ОС}$ (см. рис. 7.3) и определяет величину бросового тепла $Q_{УХ}$. При построении процессов на рис. 7.3. мы условно приняли температуру окружающей среды одинаковой для верхней и нижней ступеней, естественно, что температура отвода тепла в конденсаторе ПТУ несколько отличается от температуры наружного воздуха на входе в компрессор, но эта разница не столь велика, а в рассматриваемом примере не носит принципиального характера. Также мы условно показали вторую ось энтропии *S'*, подчеркнув тем, что масштабы для верхнего и нижнего цикла разные.

Конечно, степень использования бинарного тепла $Q_Б$ можно увеличить, если заменить во второй ступени один цикл Ренкина на несколько подобных совмещенных циклов разного давления. В пределе таким приемом можно дойти до треугольного цикла. Однако техническая реализация такого приема сложна и применима в ограниченных масштабах.

На рис. 7.4. дан пример бинарного цикла, в нижней ступени которого использованы три цикла Ренкина разного давления, соответственно циклы А, Б и В (см. рис. 7.4).

Еще один путь повышения эффективности второй бинарной ступени сопряжен с дополнительным подводом тепла к выхлопным газам ГТУ за счет дожигания в них новой порции топлива. Избыток воздуха α в выхлопных газах ГТУ находится в пределах 2,5 –4,5, поэтому в них технически возможно сжигание топлива. В результате удается увеличить количество генерируемого пара, его параметры, ввести промежуточный перегрев пара, улучшить маневренные качества установки и др. На рис. 7.3 пунктиром показан процесс дожигания топлива *a–a′* и соответствующее ему дополнительное тепло $Q_{кд}$. На том же рисунке, также пунктиром, показана возможность увеличения параметров цикла Ренкина с перегревом до температуры, соответствующей точке *a′*.

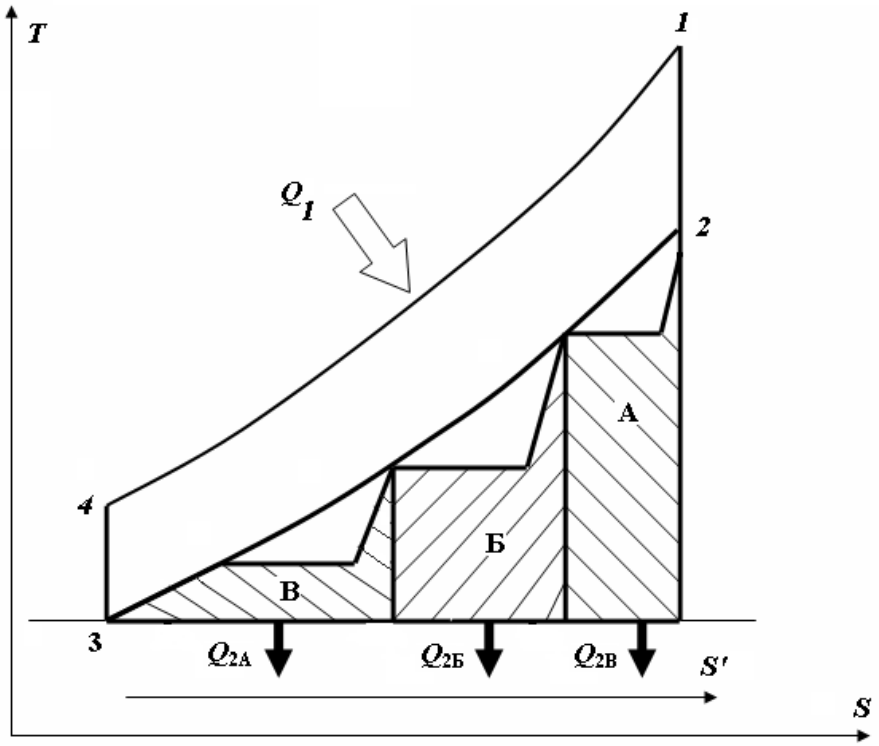

Рис. 7.4. К оптимизации бинарного парогазового цикла

В технической литературе можно встретить утверждение, что КПД бинарного цикла всегда выше, чем КПД каждой из входящих в состав цикла ступеней в отдельности. Данное утверждение требует

уточнения. Для каждого из отдельных циклов, входящих в состав бинарного, существуют свои возможности оптимизации. Так, например, если в реальном цикле, показанном на рис. 7.3, отказаться от второй ступени (цикла Ренкина), а вместо этого ввести регенеративный подогрев воздуха в ГТУ, то при определенном соотношении температур величина $Q_{ух}$ снизится. Соответственно КПД цикла ГТУ (цикла Брайтона) с регенерацией окажется выше, чем бинарного цикла. (Именно такой вариант изображен на рис. 7.3.)

Однако вернемся к идеальному бинарному циклу. Если можно было бы реализовать идеальный треугольный цикл, о котором речь шла выше, то при исчезающее малом температурном напоре при обмене теплом между ступенями приближенно его термический КПД определился бы зависимостью:

$$\eta_t^{БЦ} = 1 - \frac{T_{Н.К.}}{\overline{T}_{4-1}},$$

где $\overline{T}_{4-1}$ — средняя логарифмическая температура подвода теплоты Q_1 к циклу.

При достигнутом в настоящее время уровне температур на входе в газовую турбину, реально было бы рассчитывать на получение $\eta_t^{БЦ} \approx 75$. К сожалению, технические решения, позволяющие практически реализовать подобный треугольный цикл, пока отсутствуют. Наиболее близок по форме к треугольному циклу цикл Ренкина с перегревом пара. На рис. 7.3 в треугольный цикл вписан простейший цикл Ренкина с одним перегревом пара. Как уже отмечалось выше, на рисунке ему соответствует контур *a–c–d–e–a*, охватывающий зачерненную площадь. Для характеристики степени приближения реального цикла к идеальному бинарному пользуются понятием *степень бинарности*:

$$\beta = \frac{\eta_{ПГУ}^{Б}}{\eta_t^{БЦ}},$$

где $\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{Б}}$ — внутренний КПД реального цикла бинарной ПГУ.

В приведенном классическом бинарном цикле имеет место только один подвод тепла Q_1 в камере сгорания ГТУ. Нагревание, испарение и перегрев пара в нижней ступени осуществляется за счет передачи тепла уходящих газов ГТУ. Техническое устройство для передачи указанного тепла называется *котлом-утилизатором*. Котел-утилизатор является обычным конвективным газо-водяным теплообменником, имеющим как минимум три зоны: *экономайзерную, испарительную* зоны и зону *пароперегрева.* Если котел-утилизатор имеет прямоточную схему, как это подразумевается на рис. 7.3, то ограничением производительности котла-утилизатора явится минимальный температурный напор на выходе из экономайзерного участка, чему соответствует точка *е* на графике. Подчеркнем, что данная особенность свойственна всем теплообменникам, где с одним из теплоносителей происходят фазовые переходы. На рис. 7.3 ход процессов качественно отражает действительные возможности. В результате видно, что из-за ограничения по минимальному температурному напору $\Delta T_{\min}$ не удается полностью использовать тепло уходящих газов ГТУ. Используется только теплота процесса *2–5*:

$$Q_{2-5} = c(T_2 - T_5),$$

а теплота, соответствующая перепаду температур от точки *5* (T_5) до температуры $T_{\text{Н.К.}}$,.

$$Q_{\text{ух}} = c \cdot G_{\text{Г}}(T_5 - T_{\text{Н.К.}}), \qquad (7.1)$$

остается не использованной. (Здесь и далее *c* — средняя теплоемкость процесса.)

Степень совершенства организации процесса передачи теплоты из верхней ступени цикла в нижнюю оценивают с помощью КПД котла-утилизатора. Этот КПД является отношением количества тепла, воспринятого пароводяным рабочим телом в котле-утилизаторе

$Q_{КУ} = Q_{2\text{-}5}$ к располагаемому количеству тепла выхлопных газов ГТУ ($Q_{2\text{-}3}$)

$$\eta_{КУ} = \frac{Q_{2-5}}{Q_{2-3}}. \qquad (7.2)$$

Отметим, что данная характеристика не тождественна общепринятому понятию КПД котла. Ее применение оправдано в чисто бинарных циклах. При введении дожигания в числитель выражения (7.2) следует вводить дополнительное слагаемое, соответствующее подводу тепла в камере дожигания $Q_{5\text{-}5'}$. При этом формально величина $\eta_{КУт}$ увеличивается, хотя отсюда не следует, что котел стал работать более эффективно.

В совокупности с теплотой Q_2, отведенной в процессе конденсации (процесс *c–d*) от цикла Ренкина, $Q_{ух}$ составляют отведенную теплоту бинарного газопарового цикла:

$$Q_2^{БЦ} = Q_{ух} + Q_2 . \qquad (7.3)$$

Напомним, что расходы рабочего тела в верхней и нижней ступенях цикла, безусловно, окажутся разными. Поэтому представление их на общей *T, S*–диаграмме подразумевает разные масштабы энтропии *S* для верхней и нижней ступеней цикла. Количество пара, которое может быть генерировано во второй ступени, определится количеством теплоты, отданной газом в процессе *2–5*

$$Q_Г = c \cdot G_Г (T_2 – T_5) = G_П (h_a - h_d),$$

отсюда получаем удельный расход пара на 1 кг газа

$$d = \frac{G_П}{G_Г} = \frac{c(T_2 - T_5)}{h_a - h_d}, \qquad (7.4)$$

где $G_Г$, $G_П$ — соответственно, расходы газа и пара в цикле; h — энтальпия; индексы соответствуют точкам на рис. 7.3.

Величина внутреннего КПД ПГУ, осуществляющей реальный бинарный цикл:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{Б}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}}{Q_1} = \frac{N_{\text{Г}} + N_{\text{П}}}{Q_1} = \eta_{\text{Г}} + \frac{N_{\text{П}}}{Q_1} = \eta_{\text{Г}} + \frac{N_{\text{П}}}{Q_1} \cdot \frac{Q_{\text{КУ}}}{Q_{\text{КУ}}} = \eta_{\text{Г}} + \eta_{\text{П}} \frac{Q_{\text{КУ}}}{Q_1}, \quad (7.5)$$

где $N_{\text{ПГУ}}$, $N_{\text{Г}}$ и $N_{\text{П}}$ — соответственно, мощности вырабатываемые ПГУ, газовой и паровой ступенями;$\eta_{\text{Г}}$ и $\eta_{\text{П}}$ — соответственно, внутренние КПД газотурбинной и паротурбинных ступеней. Следует обратить внимание на то, что КПД автономной ГТУ будет несколько выше, чем КПД ГТУ, работающей в бинарном цикле, поскольку котел-утилизатор создает дополнительное сопротивление на выхлопе ГТУ, ее располагаемая работа несколько снижается.

Выражение (7.5) после ряда простых преобразований можно свести к форме:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{Б}} = \eta_{\text{Г}} + \eta_{\text{П}}\left(1 - \eta_{\text{Г}} - \Sigma q_{\text{П}}\right), \quad (7.6)$$

где $\Sigma q_{\text{П}}$ — относительные суммарные потери тепла в ПГУ.

Внутренний КПД цикла с дожиганием топлива в котле утилизаторе может быть представлен в виде:

$$\eta_i = \frac{l_{\text{Г}} + dl_{\text{П}}}{Q_1 + Q_{\text{КД}}} = \frac{l_{\text{Г}} + dl_{\text{П}}}{g_{\text{Г}} Q_{i1}^r + g_{\text{КД}} Q_{i2}^r}, \quad (7.7)$$

где: $l_{\text{Г}}$ и $l_{\text{П}}$ — соответственно, работа газовой и паровой турбин; $g_{\text{Г}}$ и $g_{\text{КД}}$ — соответственно, расходы топлива на 1 кг газа в камере сгорания ГТУ и в камере дожигания.

Если заменить в нижней бинарной ступени один пароводяной цикл на несколько циклов разного давления, то, соответственно, потребуется несколько паровых турбин, что сложно и металлоемко. Вместо этого для подобных ПГУ разработаны специальные паровые турбины. Их проточная часть разделена на несколько частей. Первая часть рассчитана на пропуск пара самых высоких параметров (цикл А на рис. 7.4). Далее к пару, отработавшему в первой ступени,

примешивают пар, получаемый по циклу Б (рис. 7.4), и оба потока совместно расширяются в следующей части турбины. Потом примешивается пар, генерируемый по циклу В, и уже три смешанные потока совместно расширяются в следующей части турбины.

Подавляющее большинство современных ПГУ-КУ имеют в нижней бинарной ступени два контура циркуляции и, соответственно, два давления. Отвечающие таким схемам котлы-утилизаторы называют *двухконтурными*, а турбины — *турбинами двух давлений*. На рис. 7.5. показана тепловая схема двухконтурной ПГУ-КУ.

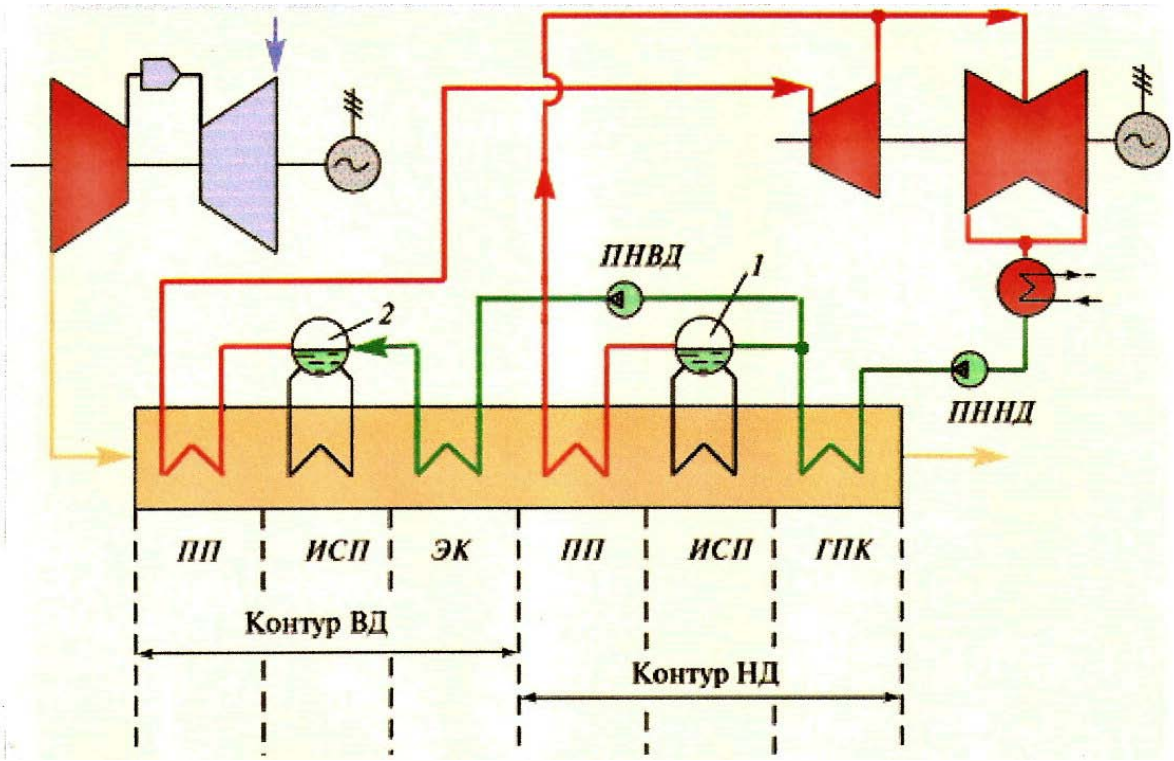

Рис.7.5. Принципиальная тепловая схема двухконтурной ПГУ-КУ:

1 и *2* — сепараторы, соответственно, контуров высокого давления (*ВД*) и низкого (*НД*); *ПП* — пароперегреватель; *ИСП* — испаритель; *ЭК* — экономайзер; *ГПК* — газовый подогреватель конденсата; *ПНДВ* и *ПННД* — питательные насосы, соответственно, контуров высокого и низкого давлений

Но встречаются и трехконтурные ПГУ-КУ. На рис. 7.6 показана

для примера принципиальная тепловая схема трехконтурной ПГУ фирмы Westinghouse, созданной на базе ГТУ типа 70IF с начальной температурой газа 1260 ºС и температурой на выхлопе турбины 550 ºС. Мощность турбины 234 МВт при КПД 36,6 %. Рассмотрим подробно тепловую схему данной ПГУ.

Воздух из атмосферы через комплексное воздухоочистительное устройство (КВОУ) *6* поступает в компрессор, откуда подается на камеру сгорания *8*. Туда же поступает газ, подогретый предварительно в теплообменнике *9*. Продукты сгорания расширяются в газовой турбине и с температурой 550 ºС поступают в котел-утилизатор *23*, где передают тепловую энергиию нижней бинарной ступени (пароводяному контуру), охлаждаясь до температуры 102 ºС, и далее сбрасываются в атмосферу.

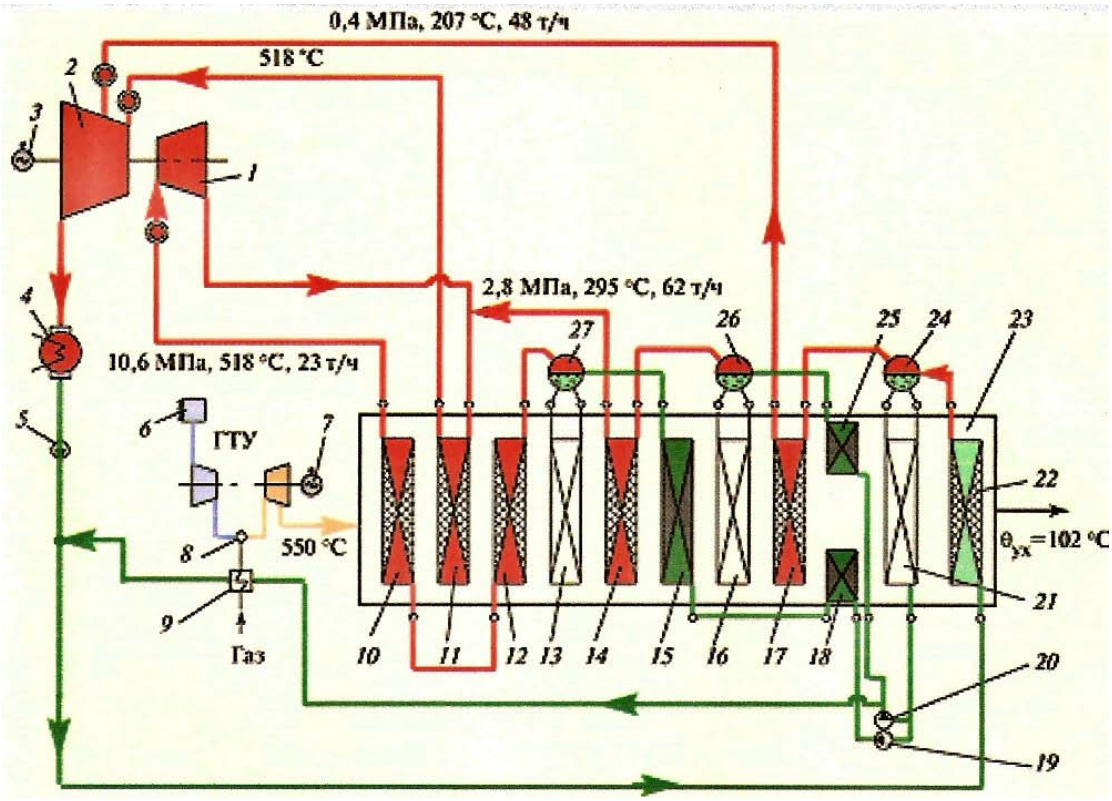

Рис.7.6. Принципиальная тепловая схема трехконтурной ПГУ-КУ с промежуточным перегревом пара

Нижняя бинарная ступень включает следующие основные элементы: паровую турбину высокого давления *1* и паровую турбину низкого давления *2*, причем, как видно из схемы, последняя турбина двух давлений – один паровой поток поступает к ней на вход из паровой турбины высокого давления, другой подмешивается в проточную часть после нескольких ступеней. Паровые турбины связаны общим валом с электрогенератором *3*. Конденсатор *4*, куда поступает общий паровой поток. Питательный насос низкого давления *5*, создающий давление, соответствующее самому низкому из трех давлений пара на турбину. Котел-утилизатор *23*, в котором происходит генерация пара.

Рассмотрим, как происходит генерация пара в котле-утилизаторе. Питательная вода поступает в газовый подогреватель конденсата (ГВП) *22*, расположенный с самой «холодной» зоне котла-утилизатора. Нагреваясь в ГВП, вода поступает в барабан-сепаратор низкого давления, который одновременно является деаэратором для питания всех трех контуров. В направлении навстречу газовому потоку следующим стоит испаритель низкого давления *21*. Конденсат циркулирует между ним и барабаном-испарителем *24*, частично испаряется и поступает в пароперегреватель *17*, а оттуда в средний отсек паровой турбины низкого давления. Давление этого пара 0,4 МПа, температура 207 ºС, его количество составляет примерно 14 % от общего количества конденсата.

Остальная часть конденсата отбирается из нижней точки испарителя *21* и поступает к двум параллельно стоящим питательным насосам: питательному насосу среднего давления *20* и питательному насосу высокого давления *19*. После насоса *20* вода разделяется на два потока. Часть воды идет на подогрев газа перед камерой сгорания ГТУ (это позволяет экономить ≈ 0,4 % топлива) и далее сбрасывается в линию питательной воды. Основной поток воды подается в экономайзер *25*, из него — в барабан контура среднего давления *26*,

испаряется в испарителе *16* и далее проходит через пароперегреватель *14*, откуда поступает на вход турбины низкого давления, где смешивается с паром, отработавшим в турбине высокого давления. Расход пара среднего давления составляет примерно 18 % от общего расхода конденсата, его давление 2,8 МПа, температура 295 ºС.

Контур высокого давления начинается от насоса *19*, вода из которого под давлением около 12 МПа проходит экономайзер, разбитый на две части *18* и *15*, между которыми по ходу газа врезан испаритель контура среднего давления *16*. Далее следуют барабан *27*, соединенный с испарителем *13*, и две последовательно расположенные ступени перегрева пара *12* и *10*, между которыми врезан промежуточный пароперегреватель для пара, выходящего из турбины высокого давления.

Рассмотренная схема при указанных выше параметрах обеспечивает эффективный КПД ПГУ на уровне 54 %. При этом в нижней ступени бинарного цикла вырабатывается мощность 140 МВт. Таким образом, суммарная мощность данной ПГУ 374 МВт.

На рассмотренном примере можно убедиться, что стремление максимально использовать располагаемую теплоту продуктов сгорания ГТУ потребовало сложной компоновки конвективных поверхностей котла-утилизатора. Он представляет собой ряд последовательно расположенных теплообменников, связанных сложной системой трубопроводов и ряд барабанов-испарителей разного давления.

7.4. ЦИКЛЫ С ДОЖИГАНИЕМ ТОПЛИВА В ПРОДУКТАХ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

В настоящее время наряду с ПГУ с котлами-утилизаторами находят применение комбинированные парогазовые циклы, в которых выхлопные газы поступают не в котел-утилизатор, а сбрасываются в обычный паровой котел. В котле сжигается необходимое количество

топлива и генерируется пар, обеспечивающий работу паровой турбины. Подобные установки получили название ПГУ с *предвключенной газовой турбиной* или ПГУ *сбросного типа.* Термодинамический цикл таких установок мало отличается от рассмотренного выше цикла с котлом-утилизатором и камерой дожигания. Цикл подобной установки, показанный на рис. 7.7, можно было бы считать циклом с развитой камерой дожигания, так как процесс подвода тепла Q_{1K} в котле (процесс *2–6*) сходен с процессом в камере дожигания *a–a'* на рис. 7.3.

Однако в данном цикле имеются определенные особенности, на которые следует обратить внимание.

1. Высокая температура, соответствующая точке *6* цикла, позволяет свободно варьировать числом перегревов пара и степенью перегрева. Если при этом избытка воздуха в выхлопных газах окажется недостаточно, то имеется возможность подать в котел необходимое количество воздуха.

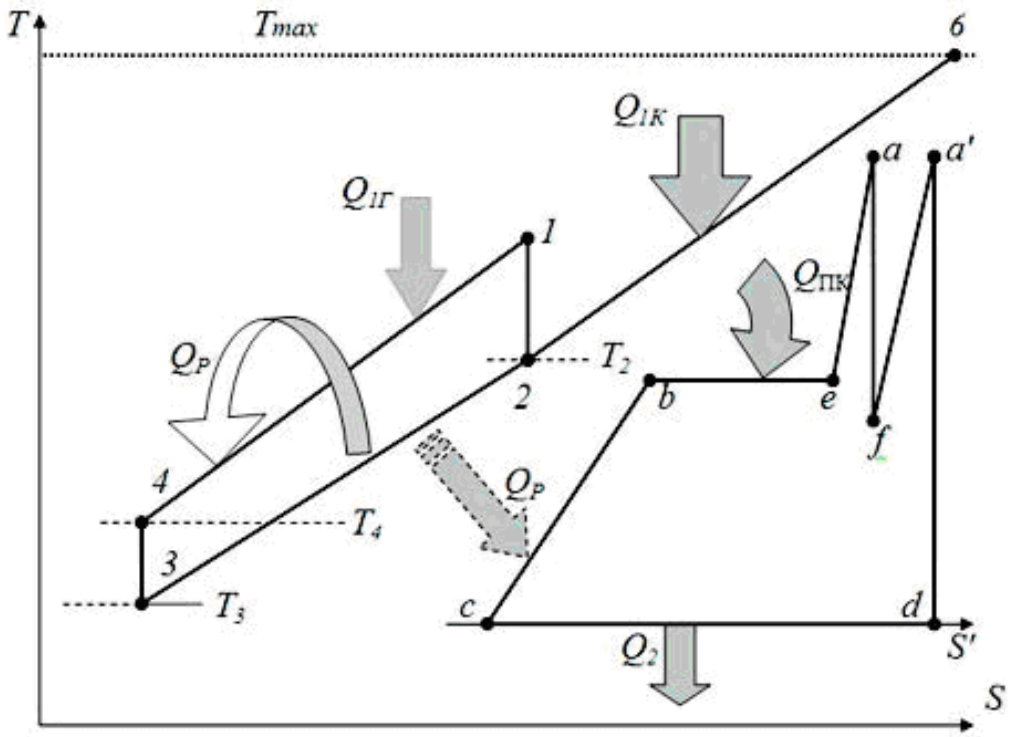

Рис. 7.7. Цикл ПГУ с предвключенной ГТУ

2. Можно использовать бинарное тепло ГТУ в экономайзере. Тогда отпадает недостаток бинарного цикла, обусловленный ограничением минимального температурного напора на испарительном участке. Процесс испарения можно проводить за счет тепла, подведенного в котле.

3. Если не представляется возможным в силу конкретных значений параметров цикла полностью использовать бинарное тепло в экономайзере, имеется возможность введения регенерации теплоты выхлопных газов для подогрева воздуха перед камерой сгорания ГТУ.

Открывается также ряд других возможностей, что делает применение сбросных циклов целесообразным, особенно при реконструкции или модернизации действующего энергетического оборудования, хотя сбросные циклы и уступают обычно по экономичности бинарным циклам.

В сбросных циклах доля энергии, вырабатываемой паровой и газовой турбинами оказывается примерно одинаковой, поэтому их в отличие от бинарного цикла с полным правом можно называть парогазовыми.

7.5. ЦИКЛ С ВЫСОКОНАПОРНЫМ ПАРОГЕНЕРАТОРОМ

Еще одной модификацией парогазового цикла, является цикл с высоконапорным парогенератором (ВПГ) [1, 5, 6, 8]. Собственно, как мы уже отмечали выше, именно с подобных циклов начиналось промышленное внедрение ПГУ в 40-х годах прошлого века. С ростом допустимого уровня начальной температуры газа перед турбиной (выше 800–900 ºС), эти циклы по термодинамической эффективности уступают циклам ПГУ-КУ. Поэтому уже с конца 60-х годов парогазовые установки с ВПГ (ПГУ-ВПГ) за рубежом перестают строить. У нас в стране энергетических высокотемпературных газовых турбин не было. В результате технологии с ВПГ оказались наиболее развитыми. В наши дни еще достаточно производят ГТУ,

работающих при относительно низких начальных температурах. Кроме того, ПГУ-ВПГ, возможно, будут иметь перспективу применения в установках, работающих на твердом топливе (к этому вопросу мы вернемся в главе 11), а также в ТЭЦ с напорной утилизацией тепла (см. главу 12). Поэтому следует знать некоторые общие принципы работы ПГУ с ВПГ.

На рис. 7.8. показана упрощенная тепловая схема, призванная иллюстрировать принцип действия ПГУ с ВПГ.

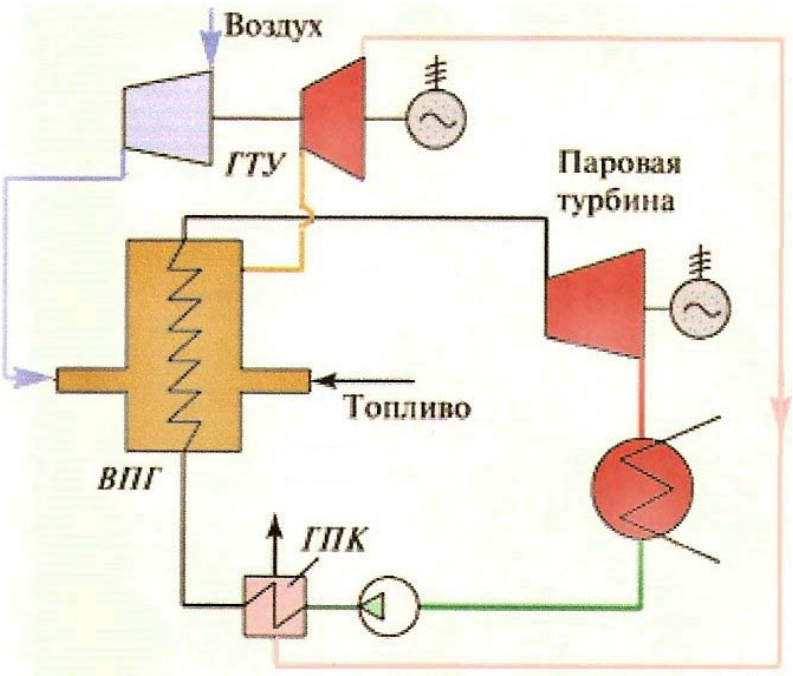

Рис.7.8. Принципиальная схема ПГУ с ВПГ:

ГПК — газовый подогреватель конденсата

В подобных установках обязательная для обычных ГТУ камера сгорания отсутствует. Ее заменяет высоконапорный парогенератор (*ВПГ*), представляющий собой паровой котел, способный работать при давлении, соответствующем давлению воздуха за компрессором ГТУ. За счет высокого давления габариты ВПГ существенно меньше, чем у атмосферного парового котла. Еще одна особенность — топочные газы охлаждаются в ВПГ только до температуры, при

которой их можно подать на вход газовой турбины. Поэтому, чем выше допустимая температура перед ГТУ, тем выше температура газов за ВПГ, и тем меньше пара может генерировать ВПГ. Меньше пара — меньше работа паровой турбины. В этом и причина вырождения циклов с ВПГ. Регенеративный подогрев питательной воды, как и в предыдущих циклах, осуществляется за счет теплоты уходящих газов ГТУ. Соответственно, на схеме (рис. 7.8) функции водяного экономайзера выполняет газовый подогреватель конденсата (ГПК).

Термодинамический цикл ПГУ-ВПГ показан на рис. 7.9.

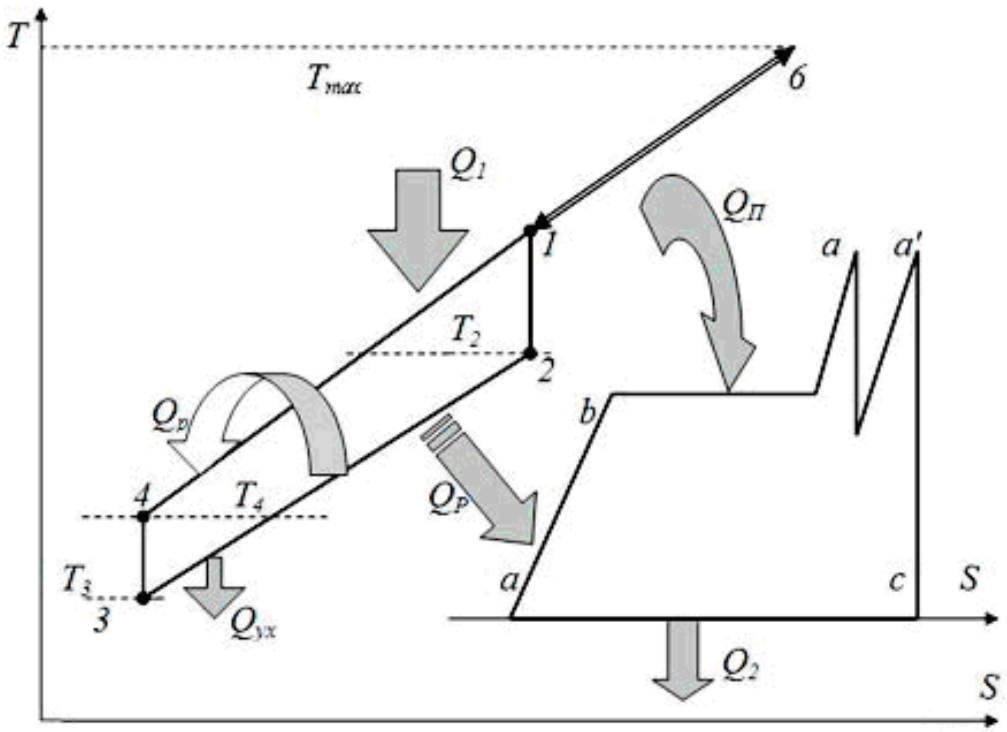

Рис. 7.9. Термодинамический цикл парогазовой установки с высоконапорным парогенератором

Тепло Q_1 подведенное в ВПГ (см. процесс *4–6* на рис. 7.9) используется в двух разных энергетических циклах. Часть тепла $Q_П$, подвод которого соответствует процессу *1–6*, идет на генерацию пара, который далее используется в цикле ПТУ. Та часть тепла, что

подведена в процессе *4–1* (Q_1–$Q_П$), используется в цикле ГТУ. Тепло отходящих из ГТУ газов $Q_Р$ может использоваться как для подогрева воздуха, подаваемого в ВПГ, так и, например, для подогрева конденсата, подаваемого в ВПГ, и генерации дополнительного пара. Оба из названных вариантов показаны на рис. 7.9.

Термодинамически комбинированный цикл ПГУ с ВПГ практически идентичен бинарному циклу с дожиганием топлива. Отличия связаны только с аппаратурным оформлением.

8. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ С КОТЛАМИ-УТИЛИЗАТОРАМИ

8.1. УСТАНОВКИ С РАЗДЕЛЬНЫМИ КОНТУРАМИ ГАЗА И ПАРА (ПГУ-КУ)

Современная энергетика в значительной мере развивается на основе парогазовых установок с котлами-утилизаторами, имеющих раздельные газовой и паровой контуры (ПГУ-КУ). Именно такие установки позволяют в промышленных условиях получить наивысшие значения КПД при производстве электроэнергии [1, 5]. В наши дни на лучших ПГУ-КУ КПД находится на уровне 50–60 %. Диапазон мощностей сооружаемых ПГУ-КУ весьма широк: от нескольких МВт до 700 МВт. Соответственно мощности, местным условиям, наличию конкретного оборудования существенно варьируются и технологические схемы таких установок. Ниже мы остановимся на некоторых основных схемах и принципах их построения.

В разделе 7.3 при анализе бинарных газопаровых циклов мы могли убедиться, что простейший цикл Ренкина с перегревом ограничивает возможности утилизации бинарного тепла. Из-за ограничения по минимальному температурному напору в начале испарительного участка не удается охладить газы до температуры ниже примерно 150–160 ºС. В результате степень бинарности цикла относительно невелика. Одновременно отмечались ограниченные возможности совершенствования цикла с одним давлением пара: отказ от регенеративных отборов, применение перегрева при низком давлении и др. Указывалось, что основные пути совершенствования цикла: переход на сверхкритические параметры или применение нескольких давлений. Заметим, что переход на сверхкритические параметры позволяет ограничиться одним промежуточным

перегревом пара, помещая его в хвостовых поверхностях КУ, что способствует повышению глубины утилизации бинарного тепла.

На рис. 8.1 дан вариант схемы ПГУ-КУ, реализующей бинарный цикл с одним давлением пара.

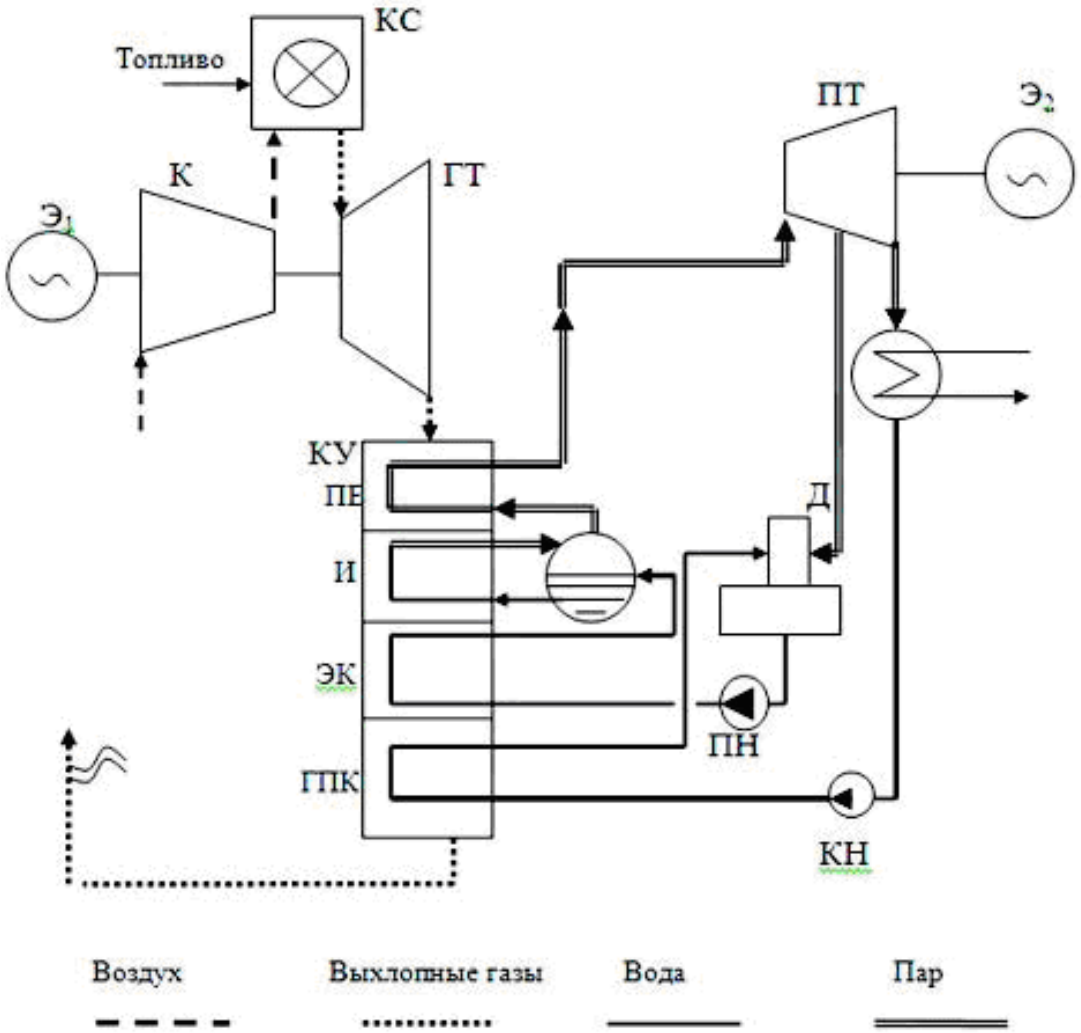

Рис. 8.1. Простейшая тепловая схема ПГУ-КУ-КД:

К — компрессор; КС — камера сгорания; ГТ — газовая турбина; ПТ — паровая турбина; КУ — котел-утилизатор; Д — деаэратор; ПН — питательный насос; КН — конденсатный насос; $Э_1$ и $Э_2$ — электрогенераторы

Котлы-утилизаторы, схема которых позволяет получать пар одного давления, называют одноконтурными. Согласно приведенной

схеме выхлопные газы из газовой турбины (ГТ) направляются в котел-утилизатор (КУ), где последовательно проходят через несколько конвективных зон: пароперегревательную зону (ПЕ), испарительную зону (И), экономайзер (ЭК) и газовый подогреватель конденсата (ГПК). Газовый подогреватель конденсата предназначен для снижения температуры уходящих газов и в рассматриваемой схеме им заменили регенеративный подогрев питательной воды. Пар из КУ направляется в паровую турбину (ПТ) и после расширения и конденсации возвращается конденсатным насосом (КН) в цикл. В схеме предусмотрен деаэратор питательной воды, питаемый паром из отбора паровой турбины и один питательный насос. Установка имеет два вала и соответственно два электрогенератора ($Э_1$ и $Э_2$).

Для иллюстрации характеристик подобной схемы приведем конкретные данные, полученные для условий применения в ПГУ турбины типа V64.2 (Siemens).

Указанная ГТУ имеет следующие технические данные (приведены округленно) [5]:

- мощность на валу электрогенератора ..……..295 МВт,
- начальная температура газа перед турбиной ..……..……1206 ºС
- КПД производства электроэнергии ..……..…32,8 %,
- температура газов за турбиной ……..…..552 ºС,
- массовый расход газов за турбиной ..……..…....1 кг/с,
- топливо……..……..CH_4 (метан, 100 %).

Технические данные котла-утилизатора:

- давление пара за КУ …….....6 МПа,
- температура пара за КУ …….....525 ºС,
- минимальный температурный напор в испарителе …….....8–10 ºС,
- минимальный температурный напор в пароперегревателе ...20–40 ºС,
- относительный расход пара (d)……..0,134,
- температура уходящих газов за КУ……....162 ºС.

Технические данные паровой турбины:

- мощность на валу электрогенератора……..……..150 МВт,
- температура отбора в деаэратор……105 ºС,
- температура конденсата после конденсатного насоса …….36 ºС,

Суммарные характеристики ПГУ:

- электрическая мощность…….....……448 МВт,
- КПД производства электроэнергии…….…….50 %.

В настоящее время считается, что подобные относительно простые ПГУ целесообразно применять в качестве пиковых установок или когда имеется дешевое топливо.

Увеличение экономичности ПГУ требует более глубокого охлаждения газов. Для этого приходится переходить к схемам с двумя и даже тремя уровнями давления. Отвечающие таким схемам котлы-утилизаторы, соответственно, называются двух- или трехконтурными. Схема установки при этом, естественно, усложняется. На рис. 8.2 приведена схема ПГУ-КУ с двухконтурным КУ.

Как и предыдущая, данная установка двухвальная. Наличие двух давлений потребовало двух питательных насосов: высокого давления (ПНВД) и низкого давления (ПННД). Кроме того, в схему добавлен насос рециркуляции конденсата (НРК), обеспечивающий поддержание температуры газов на выходе в КУ. Во избежание коррозии при работе на газообразном топливе она должна быть не ниже 60 ºС, а на мазуте — не ниже 110 ºС.

Котел-утилизатор в данной схеме имеет уже не четыре конвективных зоны, как в предыдущем варианте, а шесть. Соответственно, по ходу газа расположены: пароперегреватель высокого давления (ПЕ ВД), испаритель высокого давления (И ВД), экономайзер высокого давления (ЭК ВД) пароперегреватель низкого давления (ПЕ НД), испаритель низкого давления (И НД) и газовый

подогреватель конденсата (ГПК).

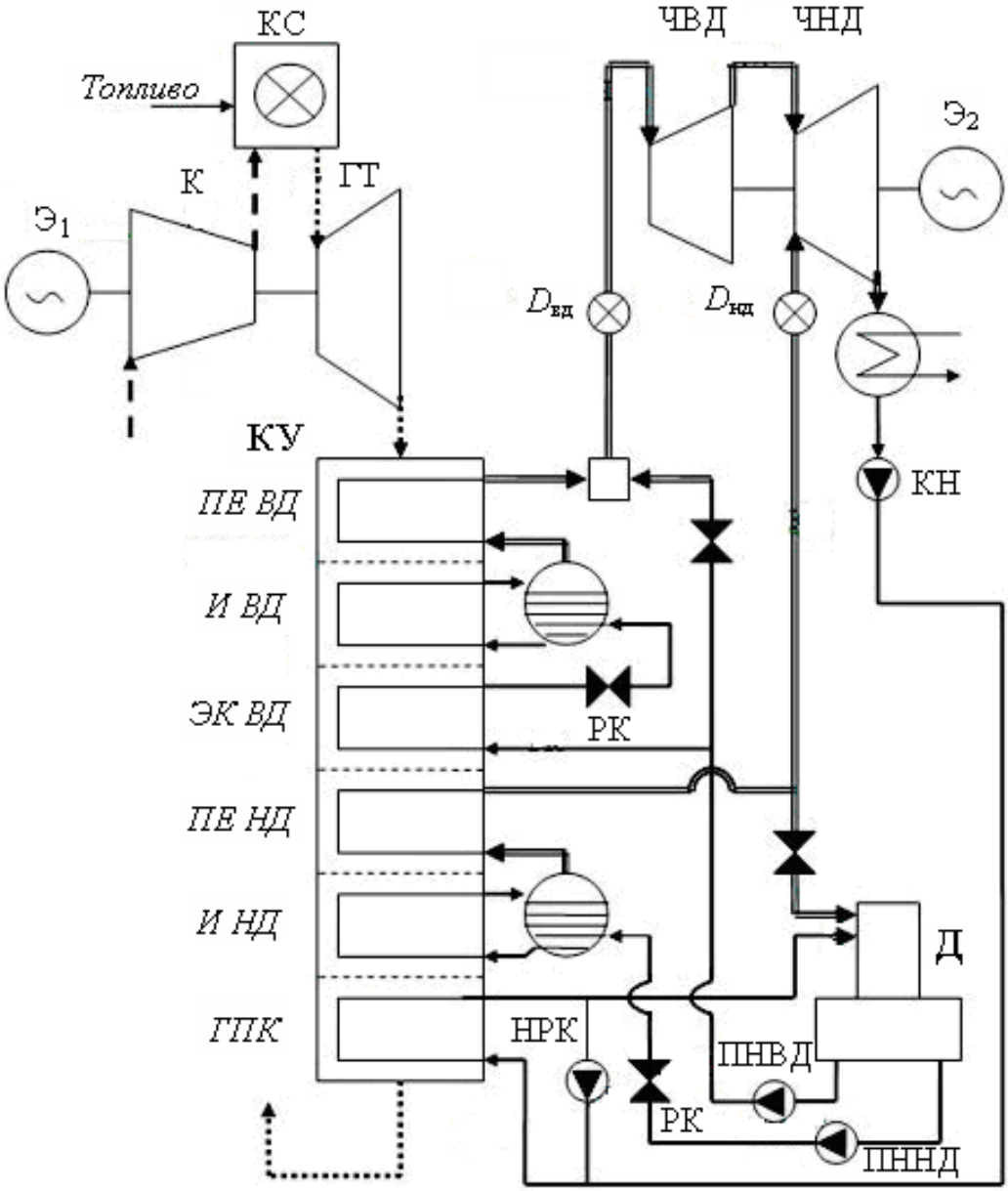

Рис. 8.2. Вариант принципиальной тепловой схемы ПГУ с двухконтурным КУ:

ЧВД и ЧНД — соответственно, части высокого и низкого давления паровой турбины; ПНВД и ПННД — питательные насосы, соответственно, высокого и низкого давления; НРК — насос рециркуляции конденсата; РК — редукционный клапан. Остальные обозначения совпадают с рис. 8.1

Паровая турбина состоит из двух частей: части высокого давления (ЧВД) и низкого давления (ЧНД). Генерируемый в КУ пар высокого давления (в количестве $D_{вд}$) подается на вход ЧВД, после расширения в ЧВД он поступает на вход ЧНД. Сюда же подается из КУ пар низкого давления, расход которого $D_{нд}$. После смешения паровые потоки расширяются в ЧНД, расход через которую отличен от расхода ЧВД и равен сумме расходов $D_{вд}$ и $D_{нд}$.

Деаэратор в описываемой схеме снабжается паром из магистрали пара низкого давления. Но возможны и другие технические решения. Например, деаэрацию можно осуществить в конденсаторе, можно осуществить питание деаэратора паром, отбираемым из паровой турбины (как это сделано в рассмотренной выше схеме) и др. Установка с котлом-утилизатором двух давлений (иначе — двухконтурная) оказывается сложнее одноконтурной, однако, она позволяет увеличить КПД примерно на 4–5 %.

Дальнейшее совершенствование цикла ПГУ-КУ связывают в настоящее время с переходам к трехконтурным КУ и, соответственно, к турбинам трех давлений. Пример подобной схемы дан на рис. 8.3. Для наглядности данная схема, как и предыдущая, предельно упрощена (не показаны деаэраторы, питательные насосы и ряд других очевидных элементов).

Прежде всего, обратим внимание на то, как усложнилась схема котла-утилизатора. Здесь уже трудно говорить о последовательных зонах конвективного теплообмена, как было в первой из рассмотренных схем. В пределах одинаковых температурных интервалов газообразного теплоносителя в КУ параллельно осуществляется подвод тепла к разным циркуляционным контурам, имеющим как разное давление, так и состояние пароводяного теплоносителя. Новым элементом схемы является подогреватель газообразного топлива (ГП), перед подачей в камеру сгорания.

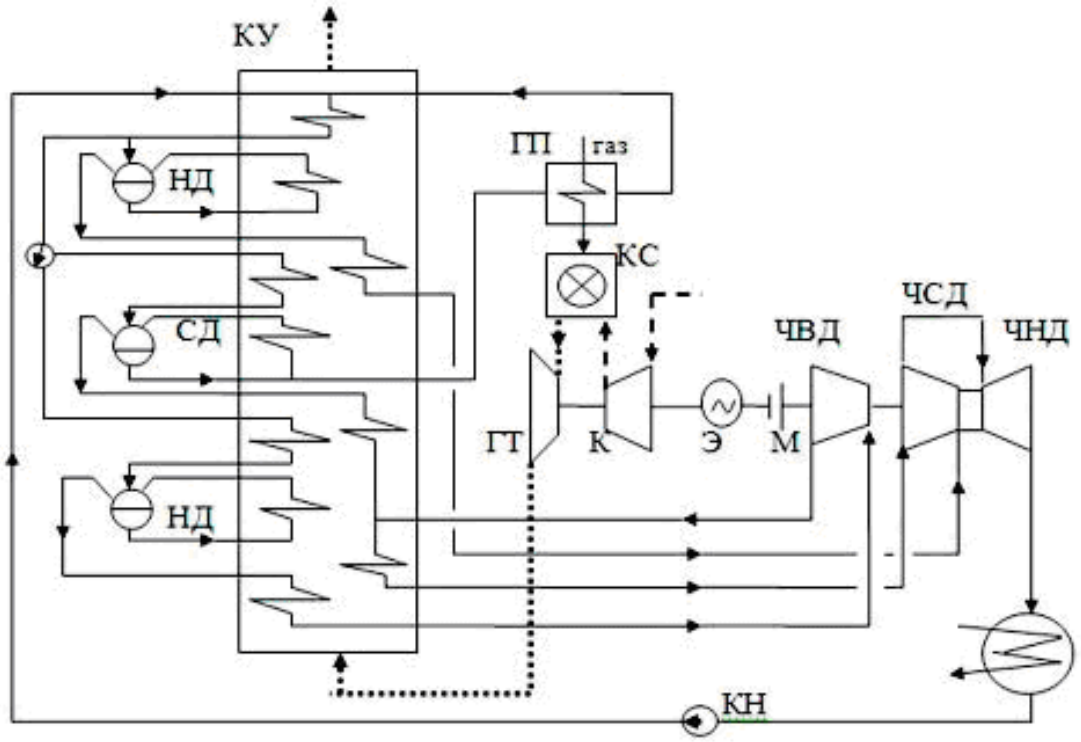

Рис. 8.3. Вариант принципиальной схемы ПГУ-КУ с тремя ступенями давления:

ВД, СД, НД — соответственно, контуры высокого, среднего и низкого давлений; ЧВД, ЧСД, ЧНД — соответственно, части высокого, среднего и низкого давлений паровой турбины; ГП — подогреватель газа; М — соединительная муфта между валами

В отличие от предыдущих, последняя схема — одновальная. ГТУ и ПТУ работают на один электрогенератор. Причем в линии вала предусмотрена муфта (М), позволяющая отключать ПТУ от нагрузки. Одновальные установки имеют перед многовальными ряд преимуществ. Они более компактны, что уменьшает объем главного корпуса и сокращает сроки строительства. Затраты на обслуживание таких установок ниже, а их надежность выше. Поэтому в мощных современных ПГУ-КУ переходят к одновальным компоновкам. Двухвальными выполняют обычно ПГУ малой и средней мощности.

При одновальной компоновке применяют два варианта конструктивных решений. Один вариант — расположение электро-

генератора на конце линии вала, обычно со стороны паровой турбины. Такой вариант наиболее прост, его придерживается фирма General Electric. Другой вариант, именно он показан на рис. 8.3, заключается в размещении электрогенератора между ГТУ и ПТУ и наличием расцепительной муфты. Такой компоновке следуют фирмы Siemens, ABB, Alston. Расцепительная муфта в линии вала упрощает процесс пуска ПГУ. Сначала при отключенной паровой турбине пускается и синхронизируется с сетью ГТУ. В КУ начинается генерация пара. При достижении необходимых для работы ПТУ параметров пара она пускается в автономном режиме (без нагрузки). Затем происходит соединение ПТУ с силовым валом, и она принимает нагрузку. Еще одно достоинство, связанное с помещением электрогенератора посередине силового вала, обусловлено с возможностью расположить конденсатор по оси турбины. Таким образом, можно исключить переходный патрубок, снизить потери давления и, как следствие, увеличить КПД установки.

Изменение экономичности ПГУ-КУ в результате совершенствования (и неизбежного усложнения) парового контура качественно иллюстрируют графики, показанные на рис. 8.4. Кривые на указанном рисунке показывают изменение электрического КПД (ПГУ) в зависимости от давления пара перед ЧВД ($P_{ВД}$) и схемы КУ. Кривые А относятся к схемам без промежуточного перегрева, кривые Б — к схемам с промежуточным перегревом, кривые В — к паровым циклам сверхкритических параметров. Цифры при кривых указывают на число ступеней в КУ.

Заметим, что приведенные на рис. 8.4 данные носят скорее качественный характер, так как на них существенно влияет целый ряд характеристик элементов тепловой схемы. Сюда входят мощности и внутренние КПД турбомашин, различные виды тепловых и механических потерь, параметры цикла ГТУ и многое другое. Но общую тенденцию приведенные кривые отражают правильно.

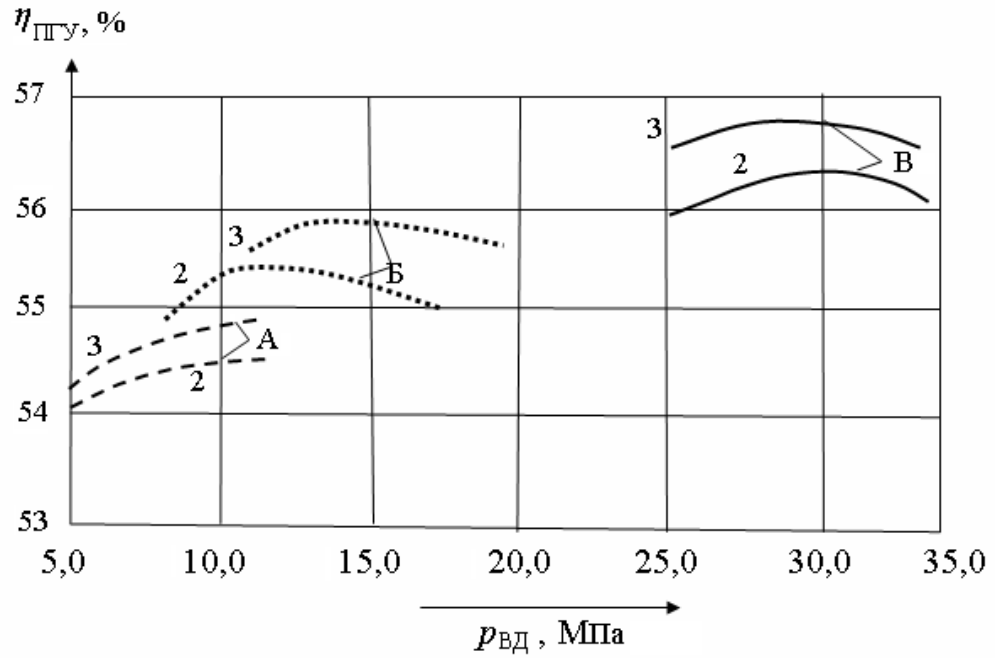

Рис. 8.4. Влияние параметров пара и схемы его генерации на экономичность ПГУ-КУ с ГТУ [5]:

А — без промежуточного перегрева; Б — с промежуточным перегревом; В — сверхкритическое давление; 2 — двухконтурный КУ; 3 — трехконтурный КУ

С точки зрения экономичности: три ступени в КУ лучше, чем две; промежуточный перегрев способствует повышению экономичности. Наилучшие результаты по экономичности могут быть получены при переходе к сверхкритическим параметрам пара. Это сделает целесообразным изменение сложившейся структуры цикла: место водяного экономайзера должен занять вторичный пароперегреватель.

До сих пор мы рассматривали чисто бинарный цикл ПГУ-КУ без дожигания топлива. На рис. 8.5 приведены зарубежные данные по влиянию параметров цикла на электрический КПД брутто η ($_{БР}$) при различной степени дожигания, характеризуемой температурой на выходе из камеры дожигания ($t_{КД}$). Область, в которой находятся кривые, отображающие результаты расчетов, ограничена двумя

пунктирными линиями. Линия 1 соответствует режимам, при которых дожигание отсутствует. Линия 2 отражает предельную возможность повышения температуры перед КУ за счет введения дожигания, т. е. максимальное использование кислорода, содержащегося в продуктах сгорания ГТУ.

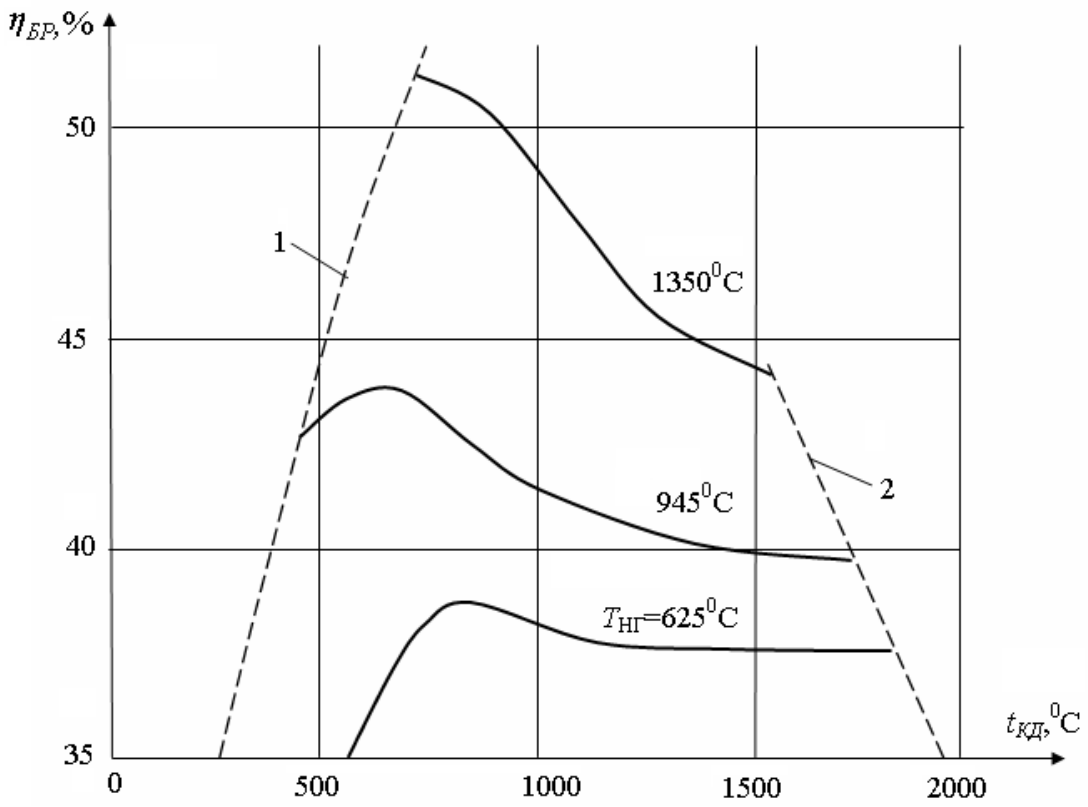

Рис. 8.5. Влияние дожигания топлива перед КУ на эффективность установки (по данным расчетов МЭИ)

Расчеты выполнены для трех различных значений начальной температуры газа (ТНГ) в ГТУ: 625, 945 и 1350 ºС. При известной условности указанных расчетов они верно отражают качественный характер зависимостей. При низкой начальной температуре газов в ГТУ ее КПД крайне низок, и увеличение доли энергии, вырабатываемой в более эффективной бинарной ступени до определенного уровня ведет к увеличению эффективности установки. Для крайне неэффективной ГТУ (кривая ТНГ = 625 ºС) по мере

дальнейшего увеличения температуры перед КУ (ТКД) эффективность установки несколько снижается, однако, остается выше, чем цикл без дожигания вплоть до полного исчерпания кислорода в газе. При температуре ТНГ = 955 ºС цикл ГТУ уже достаточно эффективен, и только незначительная степень дожигания позволяет несколько улучшить экономичность ПГУ. Дальнейший рост доли энергии, вырабатываемой в относительно менее эффективном паровом цикле, приводит к уменьшению КПД. Наконец, для наиболее совершенных из современных ГТУ, КПД цикла которых при $T_{НГ}$ = 1350 ºС приближается к 40 %, введение дожигания только снижает эффективность установки. Поэтому в современных установках дожигание обычно рассматривается как способ стабилизации температуры перед КУ (колебания которой определяются нестабильностью параметров ГТУ), а не как способ повышения эффективности установки.

8.2. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В КОНТАКТНЫХ ГАЗОПАРОВЫХ УСТАНОВКАХ (КГПУ)

В контактных газопаровых установках продукты сгорания и пароводяное рабочее тело смешиваются перед газовой турбиной и далее совместно расширяются в единой проточной части. Такие установки являются разновидностью ПГУ-КУ, так как пар для них логично генерировать в котлах-утилизаторах. Термодинамический цикл, по которому они работают, также тождественен бинарному парогазовому циклу. Он может быть чисто бинарным, а может быть реализован с дожиганием перед котлом-утилизатором некоторого дополнительного количества топлива. Отличия сводятся, в основном, к особенностям хода тепловых процессов в турбине. На них мы остановимся ниже, но сначала еще несколько замечаний. Называть подобные установки парогазовыми, как принято в современной литературе, представляется нам, как минимум, небрежным. Их

правильное название должно быть — *газопаровые.* И еще — в разделе 3.4 мы указывали, что один из способов подавления вредных выбросов в ГТУ заключается в подаче в камеру сгорания некоторого количества воды или пара. Рассматриваемые ниже процессы, хотя качественно похожи, но количественно — отличаются существенно, да и цели иные. Речь далее пойдет о форсировании мощности и повышении КПД ГТУ.

Почему подача пара в проточную часть турбины выгодна? Объяснение представляется достаточно простым: это ведет к увеличению расхода газа через турбину, и он (расход) становится больше, чем расход воздуха через компрессор, а затраты мощности на повышение давления дополнительного рабочего тела — *ничтожны.*

Такой способ работы, как выше отмечалось, собирался применить еще в конце XIX века П. Д. Кузьминский. В 50-х годах подобные схемы исследовались за рубежом и в нашей стране. Представляется, что наиболее полные результаты тогда были получены в ЛПИ. В 1958 г. такая схема была реализована на ГТ-25 ЛМЗ на ТЭЦ-2 Киевэнерго [8]; в 1965 г.был разработан, но не реализован до конца, проект форсирования мощности газоперекачивающей станции в г. Изобильное. На этом все и закончилось; в ту пору в нашей стране увлекались идеей ПГУ с ВПГ.

В 1962 г. контактные схемы были реализованы одновременно в Англии и Франции. С тех пор за рубежом такие установки стали строить и исследовать. Они получили название *STIG (Steam Injected Gas Turbine)* или газовые турбины с инжекцией пара. Мы будем придерживаться отечественной терминологии и называть подобные установки по-русски *контактные газопаровые установки (КГПУ),* хотя в отечественной литературе можно встретить и иное.

Термодинамический анализ тепловых схем установок, работающих на парогазовых смесях, связан с определенными расчетными трудностями. Даже в простейших подобных схемах

возникает ряд вариантов генерации пара и утилизации отходящего тепла, кроме того, появляется ряд новых параметров, которые следует учитывать при расчете ГТУ. Ниже мы остановимся на некоторых методических особенностях подобных расчетов [8].

Как известно, в расчетах ГТУ принимается, что рабочее тело подчиняется законам идеального газа. При параметрах современных ГТУ это положение (за редким исключением) можно распространить и на водяные пары, как принято, например, в расчетах процессов во влажном воздухе. Тогда *теплоемкость* и *теплосодержание* перегретого пара в смеси с продуктами сгорания *можно считать зависящими только от температуры*. В результате термодинамический анализ контактных газопаровых циклов существенно упростится, поскольку все процессы, совершаемые каждым из компонентов газопаровой смеси будут протекать так же, как если бы осуществлялись независимо, но при соответствующих *парциальных давлениях в смеси* и тех же *температурах.*

На данной методической основе рассмотрим два из возможных вариантов контактных циклов.

Первый вариант предполагает подачу воды в камеру сгорания ГТУ (если это не препятствует процессу горения) или в тракт между камерой сгорания и газовой турбиной. При этом процесс генерации пара происходит за счет дополнительного топлива в камере сгорания. В данном случае общее количество теплоты Q_1, подводимое в цикле, можно разделить на тепло $Q_{1Г}$, подведенное к воздуху, и тепло $Q_{1П}$, подведенное к пароводяному рабочему телу.

Переходя к удельным параметрам, будем нормировать их на 1 кг воздуха, пренебрегая весом топлива. Тогда:

$$q_1 = q_{1Г} + q_{1П} = c_{pГ}(t_1 - t_4) + d(h_1 - h_n), \qquad (8.1)$$

где $d = G_П / G_В$ — отношение расходов пара ($G_П$) и воздуха($G_В$); t_1 и t_4 — температуры, соответственно, на входе в турбину и в

компрессор; h_1 и h_n — теплосодержание, соответственно, пара перед расширением и питательной воды, подаваемых в проточную часть ГТУ.

На рис. 8.6 в *T, S*–координатах изображен процесс, совершаемый газопаровым рабочим телом в соответствующей контактной установке.

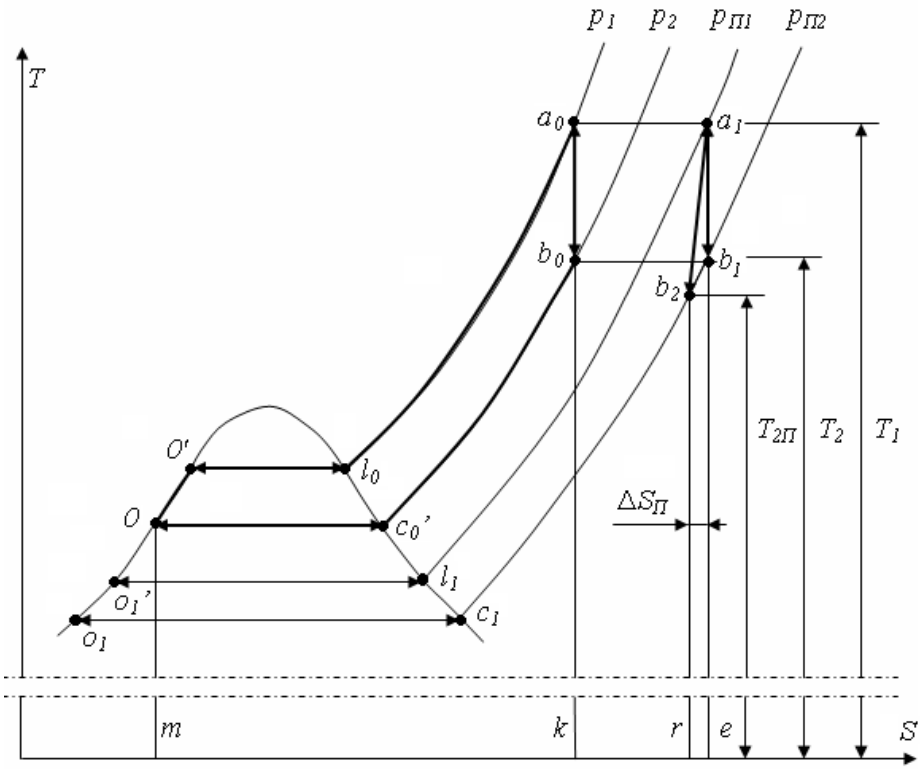

Рис. 8.6. Паровой цикл в контактной газопаровой турбине [8]

Будем считать, что оба рабочих тела перед смешением имеют одинаковое давление p_1. Тогда состоянию воды перед подводом тепла будет отвечать точка *0* на изобаре p_1. После образования однородной парогазовой смеси состояние пара определится точкой a_1, лежащей на пересечении изотермы T_1 с изобарой парциального давления пара $p_{П1}$. Поскольку нами выше принято, что теплосодержание перегретого пара не зависит от давления, можно утверждать, что тепло, подведенное к 1 кг пароводяного рабочего тела, будет изображаться площадью:

$$0–0'–l_0–a_0–k–m–0=\int_0^a dq\ .$$

При давлении за турбиной p_2 соответствующее парциальное давление пара составит

$$p_{П2} = p_{П1} = \frac{p_2}{p_1}. \qquad (8.2)$$

Если бы пар изолированно от газа расширялся, причем изоэнтропически, от давления $p_{П1}$ до давления $p_{П2}$. Тогда конечное состояние пара определилось бы точкой b_1, температура в которой соответствовала бы температуре за турбиной T_2. Такая же температура в точке b_0, лежащей на изобаре p_2. Отметим важное для нас обстоятельство: в смеси идеальных газов одинаковой атомности процесс a_1–b_1 остается неизменным. Действительный круговой процесс, совершаемый пароводяным рабочим телом, при отсутствии сил трения мы можем заменить эквивалентным обратимым циклом Ренкина:

$$0–0'–l_0–a_0–b_0–c_0–0.$$

При обратимом расширении смеси для компоненты с меньшим значением показателя адиабаты (k) процесс идет с уменьшением энтропии, а для компоненты с большим значением k, наоборот, с увеличением. Напомним, что

$$k_П < k_Г.$$

В результате энтропия пара уменьшится на $\Delta S_П$, и его температура в конце расширения снизится с T_2 до $T_{2П}$. Следовательно, работа, совершаемая паром, уменьшится пропорционально площади a_1–b_1–b_2–a_1. Соответственно, в газовом цикле энтропия увеличится на $\Delta S_Г$, и работа газового потока возрастет. Поскольку мы полагаем процесс изоэнтропическим, то для любого участка процесса выполняется условие

$$dS_Г + dS_П \cdot d=0. \qquad (8.3)$$

Напомним, что в данной формуле $d = G_{\text{П}} / G_{\text{В}}$.

Увеличение работы газа по абсолютной величине должно быть равноценно уменьшению работы пара, учет необратимых потерь не изменит полученный результат. Следовательно, работа, совершаемая газом и паром в составе смеси, примерно равна работе, которую каждая компонента совершала бы при независимом расширении в пределах своего интервала парциальных давлений. Температуру смеси T_2 можно определить, рассматривая смешение компонент после их условного расширения.

Работа, совершаемая 1 кг пара в смеси:

$$l_{\text{П}} = q_{\text{П}} \eta_{\text{П}},$$

где $\eta_{\text{П}}$ — КПД парового цикла (цикла Ренкина).

Аналогичная работа газа:

$$l_{\text{Г}} = q_{\text{Г}} \eta_{\text{Г}},$$

где $\eta_{\text{Г}}$ — КПД газового цикла (цикла Брайтона).

Общий КПД контактного газопарового цикла определится как средневзвешенная величина

$$\eta_{\text{ГП}} = \frac{G_{\text{Г}} q_{\text{Г}}}{G_{\text{Г}} q_{\text{Г}} + G_{\text{П}} q_{\text{П}}} \eta_{\text{Г}} + \frac{G_{\text{П}} q_{\text{П}}}{G_{\text{Г}} q_{\text{Г}} + G_{\text{П}} q_{\text{П}}} \eta_{\text{П}}, \qquad (8.4)$$

а суммарная работа парогазовой смеси, отнесенная на 1 кг воздуха, определится как

$$l_{\text{ГП}} = l_{\text{Г}} + d l_{\text{П}}. \qquad (8.5)$$

Подобный метод анализа значительно упрощает расчетные исследования и облегчает оценку соответствующих процессов.

Напомним, что до сих пор мы рассматривали цикл, в котором пар генерируется непосредственно в проточной части ГТУ (между камерой сгорания и газовой турбиной) за счет подвода дополнительного тепла $Q_{\text{П}}$ в камере сгорания. Установка, реализующая подобный цикл, будет предельно простой — достаточно

подвести воду, и будет получено увеличение мощности. Однако подведенная вода должна пройти высококачественную химическую очистку. В противном случае при температурах, характерных для современных ГТУ, не избежать интенсивной коррозии проточной части. Поэтому данный способ работы приемлем разве что для кратковременного форсирования мощности ГТУ.

Второй вариант технически более оправдан, а термодинамически более выгоден и предусматривает генерацию пара за пределами проточной части — в котле-утилизаторе.

Тогда рассматриваемый цикл будет тождественен бинарному циклу с дожиганием. На рис. 8.7 показана принципиальная схема установки, работающей по бинарному газопаровому циклу.

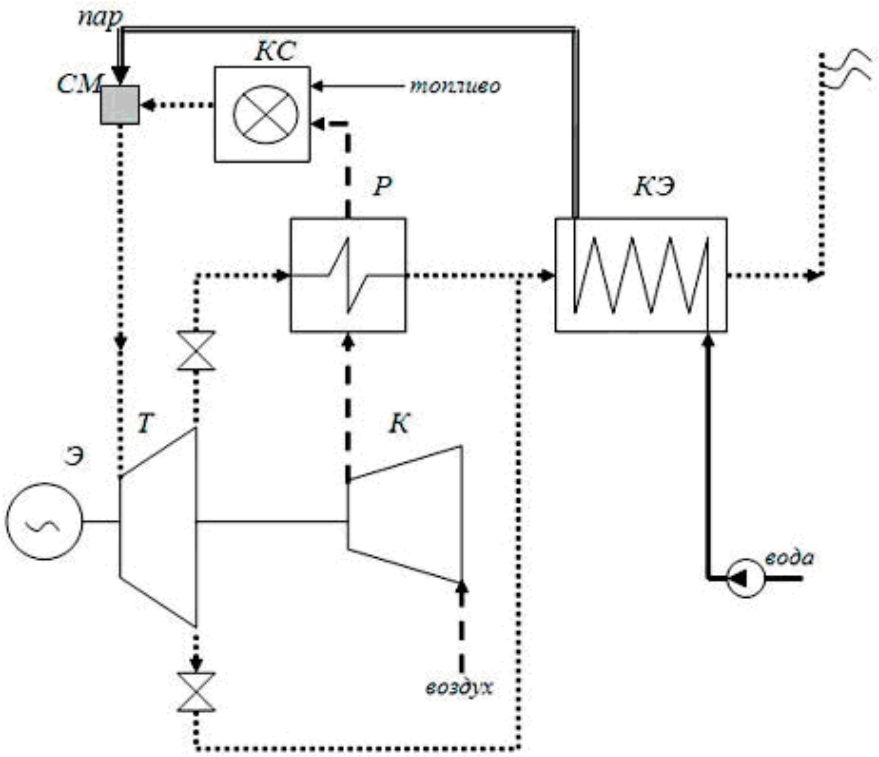

Рис. 8.7. Принципиальная тепловая схема бинарной контактной ГПУ:

К — компрессор; *Т* — газовая турбина; *КС* — камера сгорания; *СМ* — смеситель; *КЭ* — кипящий экономайзер; *Р* — регенератор; *Э* — электрогенератор

Согласно приведенной схеме генерация пара осуществляется в кипящем экономайзере КЭ, откуда сухой насыщенный пар поступает в смеситель СМ, в котором образуется равновесная парогазовая смесь, поступающая далее в турбину. Необходимо отметить, что при характерных для современных ГТУ степенях сжатия ($\pi_К = 15–25$), генерация пара соответствующего давления не потребует развитой химической водоочистки. Схемой предусмотрена возможность работы с отключенным паровым контуром, тогда выхлопные газы ГТУ направляются в регенератор *Р*.

Все приведенные выше рассуждения о процессе совместного расширения газа и пара в единой проточной части остаются справедливыми для рассматриваемой установки. На рис. 8.8. показан цикл, по которому такая установка работает.

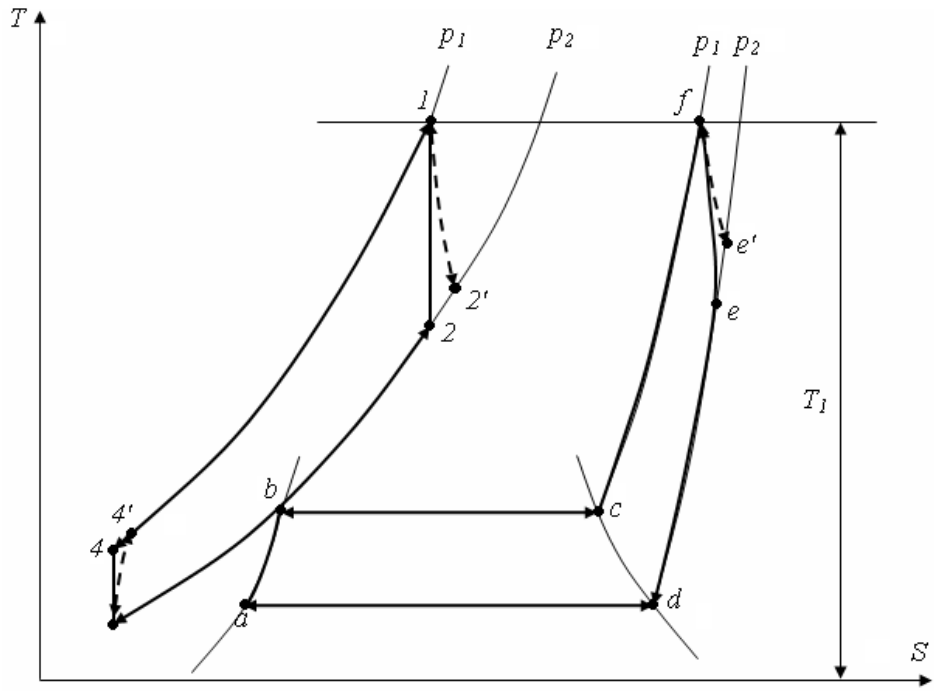

Рис. 8.8. Идеальный бинарный цикл контактной газопаровой установки

Контур *1–2–3–4–1* соответствует газовому циклу. Паровому циклу соответствует контур *a–b–c–f–e–d–a*. Оба цикла реализуются в одинаковом интервале давлений p_1–p_2. Относительное количество

пара, генерируемого в цикле с учетом минимального температурного напора $\Delta t_{МИН}$ и коэффициента теплопотерь в окружающую среду $\eta_{П}$ определится выражением

$$d = \frac{c_{p_Г} \cdot \left[t_{2'} - \left(t_{ЭК} + \Delta t_{МИН}\right)\right] \cdot \eta_П}{rx + \left(h_S' - h_{ЭК2}\right) - c_{P_П}\left[t - \left(t_{ЭК2} + \Delta t_{МИН}\right)\right]}, \qquad (8.6)$$

где r — теплота испарения; x — степень сухости пара; $h_{ЭК2}$ и $t_{ЭК2}$ — соответственно, энтальпия и конечная температура воды в экономайзере; $t_{2'}$ — температура газа за турбиной при раздельном расширении газа и пара (точка 2' на рис. 8.8).

Эффективная работа цикла, отнесенная на 1 кг воздуха (без учета веса топлива):

$$l_e = \left[c_{pГ}\left(t_1 - t_4\right) + d \cdot c_{pП}\left(t_1 - t_e\right)\right] \cdot \eta_u\,, \qquad (8.7)$$

где η_u — изоэнтропический КПД проточной части турбины; индексы (здесь и далее) соответствуют точкам на рис. 8.8.

Количество подведенного тепла (на 1 кг воздуха):

$$q_1 = \frac{c_{pГ}\left(t_1 - t_4\right) + dc_{pП}\left(t_1 - t_S\right)}{\eta_{КС}}, \qquad (8.8)$$

где t_S — температура насыщения в котле; $\eta_{КС}$ — КПД камеры сгорания.

Эффективный КПД установки определится обычной формулой

$$\eta_e = \frac{l_e}{q_1}.$$

Сравнение рассмотренного цикла с регенеративным циклом ГТУ показывает, что по эффективности циклы оказываются равноценными при степени регенерации в ГТУ около σ = 0,7. При этом мощность газопаровой установки, отнесенная к размерам компрессора, увеличивается примерно на 40 %, а мощность, отнесенная к размерам турбины — на 25–30 %.

В современной технической литературе некоторые авторы называют контактные газопаровые установки, описанные выше — *монарными*. В общем случае это просто *неверно*. Из материала настоящего параграфа читателю должно быть ясно, что установки, подобные показанной на рис. 8.7, являются *бинарными.* Если пар или вода подаются в проточную часть ГТУ от источника, не связанного с рассматриваемым циклом (иначе — откуда-то извне), то, при определенной доле фантазии, их конечно можно переименовать в «монарные». Но тогда уж и все циклы, реализуемые на многокомпонентных рабочих средах, следует называть фонарными. Заметим, что рабочее тело обычной ГТУ тоже многокомпонентное, т.к. состоит из смеси разных газов и паров. Так что будем рассматривать подобные казусы, как отчаянные попытки «сказать свое слово в науке».

За рубежом контактные газопаровые установки, получившие название Steam Injected Gas Turbine (STIG), производятся преимущественно фирмой General Electric. В табл. 8.1 приводятся сравнительные данные, показывающие влияние присадки пара в проточную часть газовой турбины на мощность и КПД ГТУ

Таблица 8.1.

Влияние присадки пара на мощность и КПД ГТУ

Обозначение ГТУ фирмы (General Electric)	Мощность ГТУ, МВт		КПД ГТУ, %	
	Газовый режим	Газопаровой режим	Газовый режим	Газопаровой режим
LM 1600	13,0	16,7	34	40
LM 2500	22,2	26,5	35	39
LM 5000	33,1	51,9	36	43

В заключение коснемся еще одной достаточно старой, однако, актуальной в наши дни идеи, связанной с расширением газового и парового потоков в пределах единой проточной части. Вспомните, в

главе 4 мы упомянули о парциальном паровом охлаждении газовых турбин. При этом было отмечено, что необходимое для охлаждения количество пара сопоставимо с количеством пара, которое может быть получено при утилизации теплоты отходящих газов ГТУ. В этой связи представляется возможным осуществление схемы, успешно разрабатывавшейся в 60-х годах еще в Ленинградском политехническом институте.

На рис. 8.9 показана принципиальная схема газопаровой установки, будем называть ее полуконтактной, где тракт охлаждения газовой турбины является одновременно пароперегревателем низкого давления для парового контура.

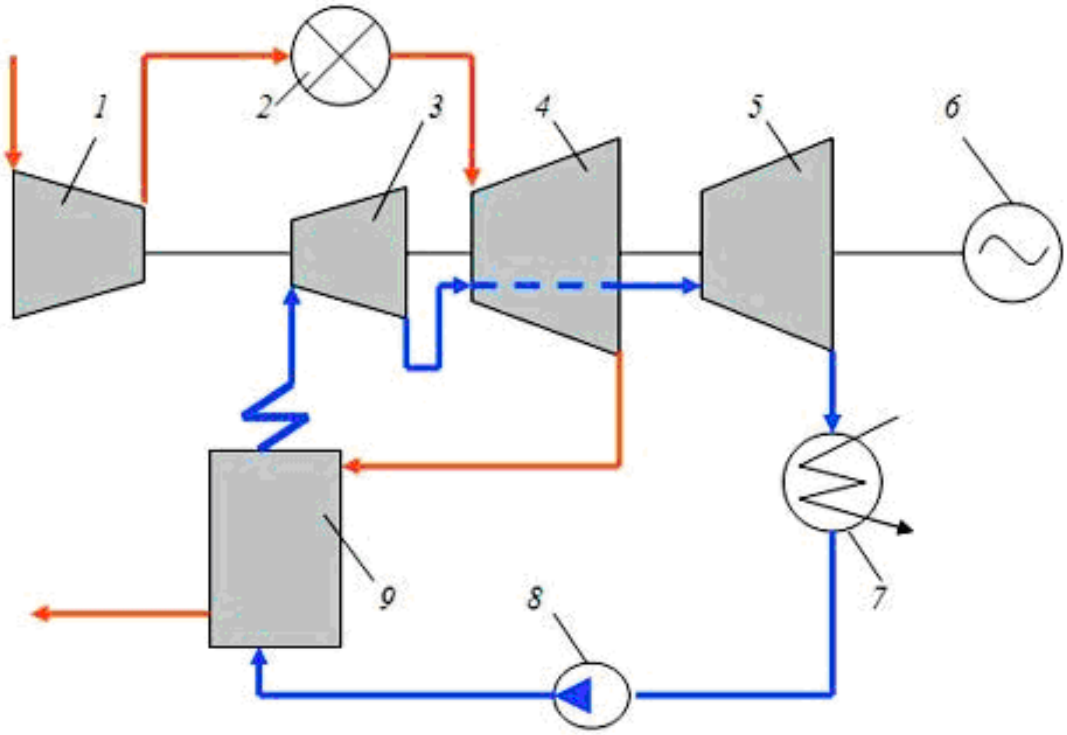

Рис. 8.9. Принципиальная схема бинарной газопаровой схемы ЛПИ (1962 г.)

1 — компрессор; *2* — камера сгорания; *3* — ПТВД; *4* — высокотемпературная газовая турбина с паровым охлаждением; *5* — ПТНД; *6* — электрогенератор; *7* — конденсатор; 8 — питательный насос; 9 — котел-утилизатор

Повторим здесь еще раз высказанную ранее мысль. Комбинированные парогазовые и газопаровые установки требуют создания специальных газовых турбин. Вопросы организации тепловых процессов и конструкции таких турбин должны решаться комплексно и оптимизироваться в условиях единого энергетического комплекса.

Представляется, что контактные ГПУ (или КГПУ) должны создаваться по циклу ГТУ-КУ. Подача в проточную часть воды целесообразна только в ограниченных количествах: в камеру сгорания — для подавления вредных выбросов, и на вход в компрессор — для снижения температуры воздуха.

Представляется, что основная цель, преследуемая при сооружении КГПУ — кратковременное форсирование мощности. Поэтому перспективы перевода ГТУ в режим КГПУ связываются с созданием энергоустановок для покрытия пиковой электрической нагрузки, при наличии теплофикационной нагрузки, допускающей перерывы в подаче тепла.

8.3. КОТЛЫ-УТИЛИЗАТОРЫ

Уже из приведенных в предыдущих разделах сведений ясно, что котел-утилизатор существенно отличается от энергетических паровых котлов, как конструктивно, так и по условиям эксплуатации. Постараемся определить данные отличия.

Температура в топке энергетического парового котла в зависимости от вида сжигаемого топлива находится в диапазоне от 1700 до 2100 ºС, у котла-утилизатора температура газов на входе максимум 670 ºС. Отсюда иная компоновка теплообменных поверхностей. Причем все они являются конвективными, а, следовательно, удельный теплосъем с поверхностей нагрева ниже. Отсюда большая протяженность указанных поверхностей и, как следствие, их большая металлоемкость.

Отсутствие топочного объема и связанного с ним лучистого теплообмена определяет иное по сравнению с паровыми котлами соотношение паровых ($G_П$) и газовых ($D_Г$) потоков. Для паровых котлов это соотношение $D_Г / G_П = 1{,}0–1{,}1$, для котлов-утилизаторов $D_Г / G_П = 2{,}0–2{,}5$. Существенно большее удельное количество газов на единицу массы генерируемого пара вынуждает стремиться к максимальному снижению их температуры на выходе из котла-утилизатора. В результате приходится уменьшать температурные напоры на холодных концах испарителей, что также ведет к увеличению поверхностей нагрева.

Температурный напор в пароперегревателях паровых котлов составляет несколько сот градусов, поэтому ошибка на 5–10 ºС в его определении мало сказывается на результатах расчета. В КУ температурный напор в пароперегревателях (их может быть и два и три) на прядок ниже и составляет 20–40 ºС. При этом повышение рабочего давления только на 5 % вызывает увеличение температуры насыщения и, как следствие, снижение температурного напора и паропроизводительности. Ситуация существенно осложняется еще и тем, что КУ практически никогда не работает в номинальном режиме из-за чувствительности параметров ГТУ к изменениям атмосферных условий.

Поэтому в котлах-утилизаторах предъявляются значительно более высокие требования к точности расчета теплопередачи, и применяются все технически доступные средства для интенсификации теплообмена (оребрение поверхностей, вставки-завихрители, турбулизаторы и искусственная шероховатость). Тепловой расчет участков теплообмена целесообразно вести не по средним значениям коэффициентов теплоотдачи, а по их локальным значениям, с учетом зон тепловой стабилизации и текущих значений температурных напоров. Такой подход, естественно, усложняет расчет, однако позволяет, в конечном счете, улучшить технико-экономические показатели КУ.

Технико-экономическая оптимизация КУ в современных условиях выполняется с помощью программно-вычислительных комплексов, учитывающих влияние всей тепловой части пароводяного контура установки на режимы работы элементов КУ. Упрощенные алгоритмы расчетов можно найти в рекомендованной литературе.

В настоящее время сложилось два типа компоновки КУ: вертикальная с нижним подводом газов и горизонтальная. В КУ применяют различные способы организации циркуляции: естественный и принудительный, имеются так же прямоточные схемы. По назначению КУ подразделяют на паровые, водогрейные и смешанные. Следует иметь в виду, что водогрейные КУ иногда называют газо-водяными теплообменниками и обозначают ГВТО.

При определенных условиях в зависимости от вида топлива, применяемого в ГТУ, КУ могут снабжаться системами для снижения содержания в газах окислов азота Восстановление N_{OX}. происходит при впрыске в газовый тракт водного аммиачного раствора при температуре 300–400 ºС с последующей фильтрацией газов на катализаторе.

Камеры дожигания (КД) устанавливаются в КУ как на входе, так и в рассечку между конвективными поверхностями. Назначение КД как в повышении параметров газового теплоносителя, так и в стабилизации его температуры. КД должны устанавливаться так, чтобы факел был удален от конвективных поверхностей для исключения их пережога, обычно расстояние составляет 5 м.

Вертикальные КУ выполняются самоопорными или подвесными. Их поверхности нагрева изготавливаются в виде отдельных модулей заводской готовности, имеющих ширину 3–4 м и длину до 15 м, что значительно упрощает монтаж и сокращает его сроки. Модули устанавливаются один на другой, связываются общим каркасом и свариваются в единую конструкцию. Число модулей в КУ

для ГТУ мощностью 80–150 МВт может варьироваться от 6 до 12. В период пуска ГТУ температура газов в КУ может меняться на сотни градусов в минуту, поэтому в конструкции КУ предусмотрены компенсаторы тепловых расширений труб, патрубков и трубопроводов в виде гофр, сильфонов и т.п.

Горизонтальные КУ (рис. 8.10) состоят из отдельных секций, объединенных в пакеты.

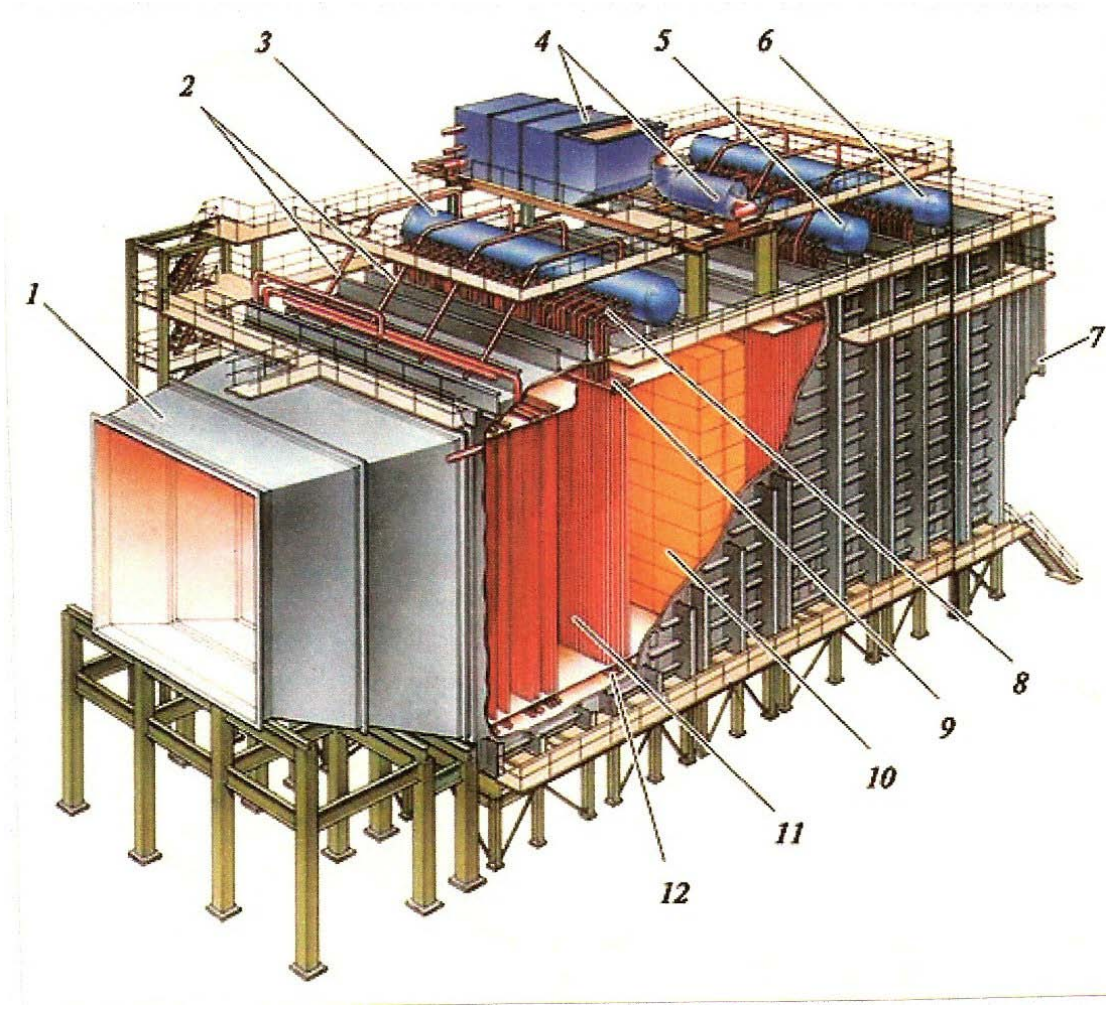

Рис. 8.10. Котел-утилизатор горизонтального типа:

1 — входной патрубок; *2* — отвод пара из барабана к пароперегревателям; *3, 4, 5, 6* — барабаны; *7* — корпус; *8* — возврат пароводяной смеси в барабан; *9, 12* — верхний и нижний коллекторы; *10, 11* — конвективные поверхности (испарители, пароперегреватели, экономайзеры)

Секции имеют верхний и нижний коллектор. В одном ряду по ходу газов устанавливается обычно 3–6 секций, число пакетов секций по ходу газов определяется необходимой поверхностью нагрева и может варьироваться в широких пределах. Поверхности нагрева КУ выполняются из стальных труб, имеющих наружное спирально-ленточное оребрение. Крупнейшим отечественным производителем оребренных труб является Подольский машиностроительный завод. В его номенклатуре трубы диаметром 22–114 мм с толщиной стенки 2–12 мм. Высота ребра 5–25 мм, толщина 0,8–2 мм при шаге навивки 4–15 мм. Максимальная длина оребренных труб 22 м.

Скорость в газовом тракте КУ не превышает 6 м/с. Поэтому на входе в КУ предусмотрены специальные участки для снижения скорости газа, которая на выходе из ГТУ может превышать 80 м/с. Во входные и выходные патрубки КУ устанавливаются системы шумоглушения.

Котлы-утилизаторы находят применение не только в ПГУ. Они давно и достаточно широко используются в промышленной теплоэнергетике для утилизации тепла различных технологических потоков. Среди наиболее известных отечественных производителей котлов-утилизаторов назовем следующие:

- АО "Подольский машиностроительный завод" и АО "Красный котельщик" (г. Таганрог) — выпускают паровые и водогрейные КУ для ГТУ единичной мощностью до 150 МВт.

- АО "Белэнергомаш" (г. Белгород) — выпускает паровые и водогрейные КУ для ГТУ единичной мощностью до 25 МВт.

- АО "Ленинградский металлический завод" — выпускает горизонтальные водогрейные КУ единичной мощностью до 15–45 МВт.

- ОАО "СКБ котлостроения" (г. Санкт-Петербург) — выпускает малогабаритные паровые КУ судового исполнения мощностью до 15 МВт.

Освоение сверхкритических параметров пара в ПГУ потребует перехода к прямоточным парогенераторам. Однако прямоточные парогенераторы могут использоваться и при докритических параметрах пара. Возможно также создание КУ с несколькими контурами генерации пара. Прямоточная схема конструктивно проста, а потому заманчива. С одного конца трубы входит вода, с другого — выходит пар. Парообразование происходит непосредственно в трубной системе, отпадает необходимость в барабанах, сепараторах, многочисленных циркуляционных контурах и многочисленной арматуре. Прямоточная схема мало инерционна и значительно более динамична.

Однако в прямоточных парогенераторах предъявляются повышенные требования к водоподготовке. Поскольку нет барабана, то нет и продувки отсеков, следовательно, соли жесткости будут откладываться непосредственно на теплообменных поверхностях. Еще одна проблема связана с тем, что зоны теплообмена в прямоточном парогенераторе в зависимости от нагрузки и параметров газа могут существенно смещаться. В результате на частичных нагрузках возможны режимы ухудшенного теплообмена. При этом, конечно, в отличие от обычных парогенераторов в КУ невозможен пережог труб, однако, серьезные отклонения в процессах парообразования возможны.

8.4. ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ ДЛЯ ПГУ-КУ

От паровых турбин, применяемых в паросиловых установках, турбины для ПГУ-КУ отличаются большим многообразием конструкций и типов. Данное обстоятельство обусловлено тепловой схемой КУ: наличием одного, двух, или трех, давлений, сниженными параметрами перегрева. При двух- или трехконтурной схеме КУ расход пара по ходу проточной части возрастает. В результате повышенный объем пара приходится как раз на последние ступени,

пропускная способность которых лимитирует допустимую мощность. Максимально допустимая, по соображениям прочности длина лопатки последней ступени паровой турбины около 1 м. Кроме того, из-за ограничений по располагаемому уровню температур газа в КУ, параметры пара, особенно второго перегрева, у таких турбин могут быть несколько ниже, чем у обычных. Поэтому паровые турбины ПГУ отличаются несколько меньшей удельной работой и меньшей предельной мощностью. Регулирование мощности турбин на режимах частичной нагрузки осуществляется способом скользящего давления.

На рис. 8.11 показан достаточно типичный пример схемы паровой турбины ПГУ-КУ.

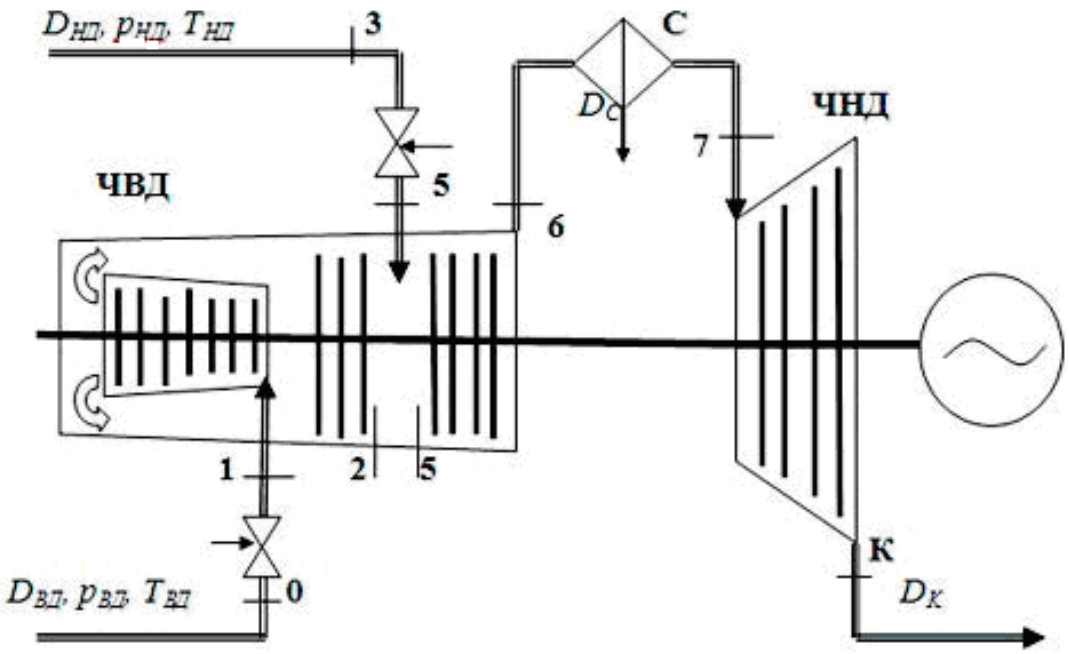

Рис. 8.11. Пример расчетно-конструктивной схемы паровой турбины для ПГУ-КУ:

ЧВД и ЧНД — соответственно части высокого и низкого давления;
С — сепаратор; 1–7, К — расчетные сечения турбины

Из приведенной схемы можно заключить, что эта турбина работает на двух давлениях без промежуточного перегрева пара. Пар

высоко давления (его параметры: $D_{ВД}$, $p_{ВД}$, $T_{ВД}$) подается на вход части высокого давления (ЧВД), имеющей петлевую форму проточной части. Пар низкого давления (с параметрами: $D_{НД}$, $p_{НД}$, $T_{НД}$) смешивается с паром высокого давления перед отсеком последних ступеней ЧВД. Точка ввода определяется из условия примерного равенства давлений в сечениях 2 и 4. Граница между ЧВД и ЧНД определяется из условия предельно допустимой влажности в конце расширения (сечение 6). Избыток влаги отводится в сепараторе С, и осушенный пар поступает в ЧНД. Влажность пара y после сепаратора (сечение 7) примерно 1 % — полностью пар осушить не удается.

В конце расширения в ЧНД допустимая влажность пара y_{max} 12…8 %. Содержащаяся в паровом потоке капельная влага снижает КПД проточной части. Ориентировочно считается, что 1 % влажности уменьшает внутренний к.п.д. ступени на 1 %. Кроме того, капельная влага вызывает эрозионный износ лопаточного аппарата. Для защиты лопаток последних ступеней применяют разные способы: наносят на лопатки накладки из материала повышенной твердости, отводят влагу через дренажные каналы в сопловых лопатках. Радикальным способом защиты лопаток явился бы их подогрев. По нашему мнению, достаточно повысить температуру поверхности лопаток на 15–20 градусов выше температуры насыщения в паровом потоке, чтобы исключить контакт влаги с поверхностью лопаток. Кроме того, при этом часть влаги испарится. Задача тут чисто конструкторская.

Коэффициент полезного действия ПТУ по выработке электроэнергии

$$\eta^{Э}_{ПТУ} = \frac{N^{Э}_{П}}{Q^{0}_{КУ}},$$

где $N^{Э}_{П}$ — электрическая мощность ПТУ, $Q^{0}_{КУ}$ — полезное тепло КУ, подведенное к пароводяному рабочему телу.

Уравнение энергетического баланса ПТУ применительно к

схеме на рис. 8.10 и в указанных на ней обозначениях

$$N_{\text{П}}^{\text{Э}} = \left[D_{\text{ВД}}\left(h_{\text{ВД}} - h_2\right) + \left(D_{\text{ВД}} + D_{\text{НД}}\right)\cdot\left(h_5 - h_6\right) + \left(D_{\text{ВД}} + D_{\text{НД}} + D_{\text{С}}\right)\cdot\left(h_7 - h_{\text{К}}\right)\right]\cdot \eta_{\text{М}}\eta_{\text{Э}} =$$
$$= N_t^{\text{П}} \cdot \eta_{\text{М}}\eta_{\text{Э}}$$

где $N_t^{\text{П}}$ — внутренняя мощность паровой турбины; h — энтальпия пара (индексы указывают сечение согласно рис. 8.10); $\eta_{\text{М}}$ и $\eta_{\text{Э}}$ — соответственно, механический КПД и КПД электрогенератора.

Примером современной ПТУ для ПГУ-КУ может служить паровая турбина К-150-7,7, разработанная в АО «Ленинградский металлический завод» (ЛМЗ), и предназначенная для работы в составе ПГУ-450 в блоке с двумя ГТУ типа V94.2 (Siemens). Такая компоновка называется дубль-блок (см. раздел 8.5) [14] .

На рис. 8.12 показан общий вид данной турбины.

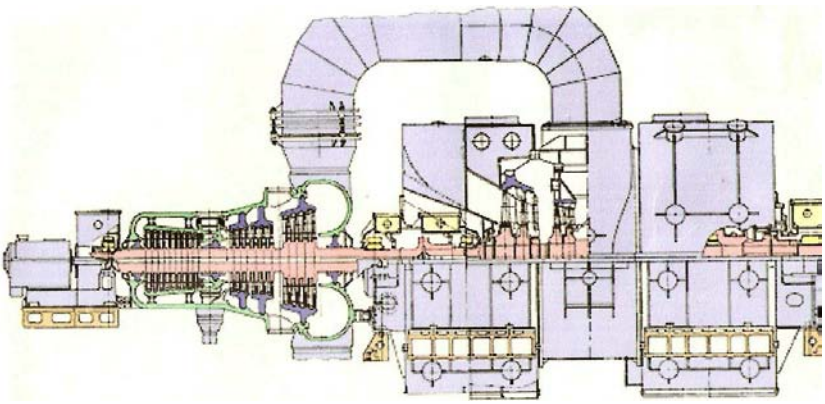

Рис. 8.12. Турбина двух давлений ЛМЗ (К-150-7,7)

На рис. 8.13 дан поперечный разрез турбины по паровпуску, где можно видеть два подвода пара (от КУ-1 и КУ-2), что соответствует дубль-блоку.

Ниже приводятся характеристики указанной паровой турбины:

- номинальная мощность 170,9 МВт (с теплофикационным отбором 156,0 МВт);
- параметры свежего пара высокого давления:

$p_{\text{ВД}}$ = 7,5 МПа, $T_{\text{ВД}}$ = 517 ºС, $D_{\text{ВД}}$ = 462 т/ч,

- параметры пара низкого давления:

$$p_{НД} = 0{,}6 \text{ МПа}, \quad T_{НД} = 270\ ^{o}\text{C}, \quad D_{НД} = 102 \text{ т/ч};$$

- температура охлаждающей воды 27 °С;
- максимальный отбор пара на теплофикацию 355 Гкал/ч;
- число ступеней: в части высокого давления — 20, в части низкого давления два потока по 4 ступени (всего ступеней 28).

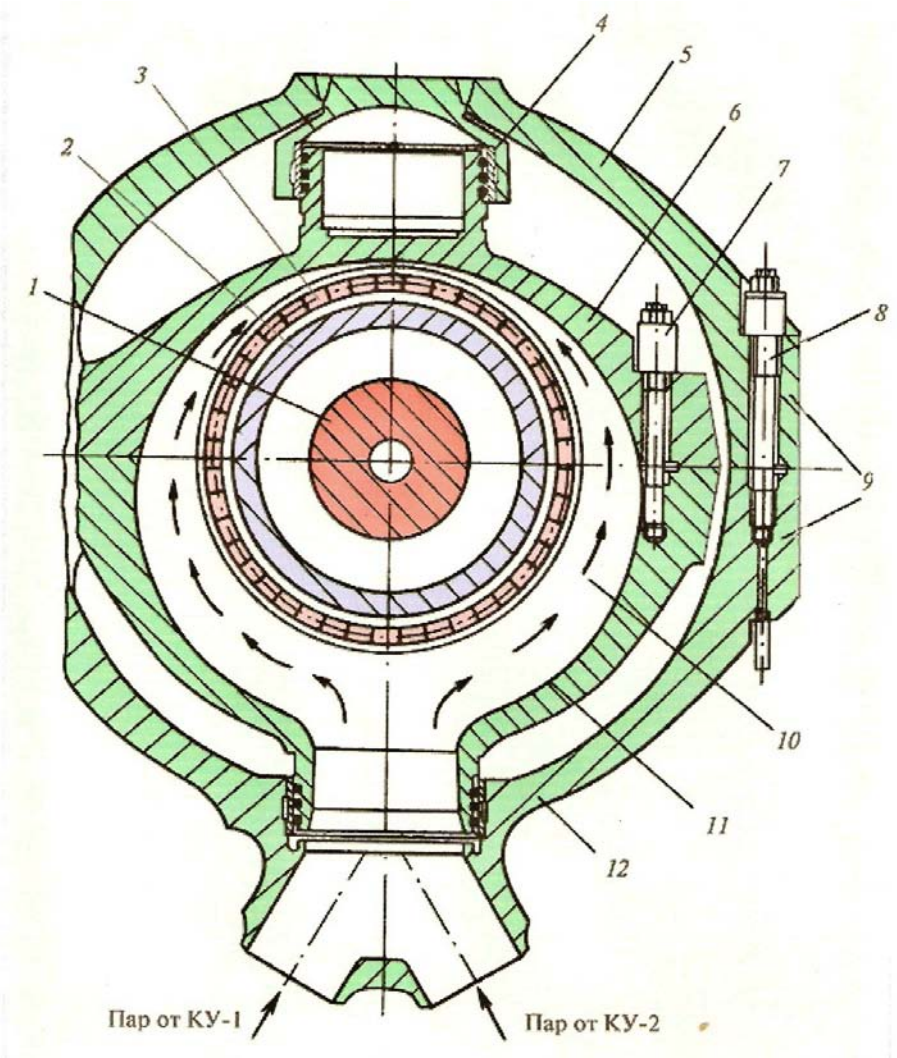

Рис. 8.13. Поперечный разрез турбины К-150-7,7 по паровпуску:

1 — вал; *2* — внутренняя обечайка; *3* — сопловой аппарат I-ой ступени; *4* — межкорпусное уплотнение; *5, 12* — наружный корпус статора; *6, 11* — внутренний корпус статора; *7, 8* — шпильки; *9* — фланцы горизонтального разъема; *10* — входной патрубок

8.5. РЕГУЛИРОВАНИЕ НАГРУЗКИ ПГУ-КУ

Различают три основных варианта компоновки оборудования ПГУ-КУ [5]:

- моноблочная (1ГТУ+1КУ+1ПТУ+1ЭГ),
- дубль-блочная (2ГТУ+2КУ+1ПТУ+3ЭГ),
- трипл-блочная (3ГТУ+3КУ+1ПТУ+4ЭГ).

Определяющим элементом при любом составе оборудования является ГТУ. Остальные элементы: котлы-утилизаторы, паровые турбины, деаэрационно-питательные установки и др. являются пассивными элементами схемы, их работа определяется расходом и температурой выхлопных газов турбины.

Как отмечалось в разделе 5.1, ГТУ, в отличие от ПСУ, практически никогда не работают на номинальном расчетном режиме, которому согласно международному стандарту ISO соответствует:

$$T_{НВ} = 15\ ^{o}C, \quad p_{НВ} = 0{,}1013\ МПа, \quad влажность\ 60\ \%.$$

В зависимости от атмосферных условий меняются параметры выхлопных газов, меняются они также и при изменении мощности установки. В результате нарушаются материальный и тепловой балансы оборудования, входящего в состав остальной части тепловой схемы, и тогда меняется мощность ПТУ (паротурбинной установки). В свою очередь состояние и параметры проточной части паровой турбины, конденсатора, эжекторов и другого оборудования сказываются на паропроизводительности, температуре и давлении пара, генерируемого котлом-утилизатором. В результате в ПГУ образуется весьма сложная связь взаимосвязанных технологических параметров. При этом следует анализировать не только статическое состояние системы, но и динамику переходных процессов. Транспортное запаздывание, аккумулирование тепла в элементах конструкции и целый ряд иных факторов оказывают существенное влияние на скорость и характер переходных процессов. Достаточно

указать, что на отдельных режимах, например, возможно увеличение температуры выхлопных газов выше номинальной и т.п.

В любом случае стремятся выбрать оптимальную программу управления, обеспечивающую максимальный КПД производства электроэнергии и безопасные условия эксплуатации оборудования. Эта задача решается на базе математического и программного обеспечения всережимной логико-динамической модели ПГУ-КУ. Опыт создания таких моделей имеют ряд фирм в нашей стране и за рубежом.

В указанных моделях исследуются следующие процессы:

1. В газотурбинных установках:

- материальные и энергетические балансы;
- рабочие процессы сжатия и расширения;
- влияние системы охлаждения на характеристики газовой турбины;
- рабочие процессы в камере сгорания;
- изменение сопротивления газовоздушного тракта и др.

2. В котле-утилизаторе:

- материальные и тепловые балансы в отдельных элементах;
- процессы теплообмена в отдельных элементах;
- изменение сопротивления газового тракта, включая выхлопную трубу;
- прогрев и охлаждение массы элементов конструкции, коллекторов и барабанов отдельных контуров, а также содержащихся в них теплоносителей;
- изменение гидравлических характеристик пароводяного тракта.

3. В паротурбинной установке:

- материальные и энергетические балансы частей (ЧВД, ЧНД и т. д.);
- рабочие процессы расширения пара, его смешения и осушения;
- тепло-массобмен в конденсаторе;
- тепло-массообмен в деаэраторе, подогревателях и трубопроводах;
- работа пускового устройства.

4. В электрооборудовании:

- электромеханические процессы в электрогенераторе;
- электромеханические процессы в основных электродвигателях;
- работа тиристорного пускового устройства и др.

5. В АСУ ТП:

-модели основных устройств, обеспечивающих функционирование и безопасную эксплуатацию энергоблока (регулирующие и дроссельные клапаны, регуляторы уровня и давления, предохранительные клапаны и блокировки др.);
- модели соединительных связей элементов тепловой схемы (трубопроводы, клапаны, задвижки, трубопроводы и т. п.).

Как отмечалось в разделе 5.4, уменьшение мощности ГТУ обеспечивается двумя путями:
- изменением расхода воздуха (количественное регулирование);
- изменением удельной работы газов в газовой турбине (качественное регулирование).

В обоих случаях необходимо изменение расхода топлива. При дубль-блочной и трипл-блочной компоновках оборудования возникают дополнительные возможности регулирования мощности за счет отключения отдельных ГТУ, что положительно сказывается на экономичности энергетического блока.

Действующая нормативная документация определяет требования по маневренности, которым должны удовлетворять современные ПГУ-КУ. В частности, ПТУ должны [5]:

1. Допускать возможность вывода в резерв:
- в нерабочие дни на 24–55 часов,
- в ночное время на 5–8 часов.

2.Обеспечивать при работе под нагрузкой:
- регулируемый диапазон снижения для моноблока 50 %, для дубль-блока 25 %, для трипл-блока 17 % от номинала;

- скорость изменения нагрузки 10 % в минуту,
- число циклов изменений нагрузки в пределах ресурса 10000.

Оборудование ПГУ (кроме ГТУ) должно быть рассчитано на общее количество пусков из холодного состояния 100 за время службы, а из горячего — 8000. Для ГТУ число пусков из холодного состояния — 5000.

Дополнительные требования предъявляются к котлам-утилизаторам, паровым турбинам, конденсаторным и деаэраторным установкам. Так, например:
- проточная часть ЧСД и ЧНД должна быть рассчитана на увеличенный расход пара при отсутствии регенерации;
- конструкция котла-утилизатора должна допускать разгрузку на скользящих параметрах пара;
- кратность циркуляции в испарительных контурах в зависимости от нагрузки и температуры наружного воздуха может меняться в пределах от 5 до 50.

В качестве примера на рис. 8.14 показана динамика изменения параметров при пуске ПГУ с двухконтурным котлом-утилизатором. Как видно из графиков, генерация пара начинается с момента пуска ГТУ и происходит при скользящих параметрах. К моменту набора ГТУ полной мощности паропроизводительность котла и параметры пара достигают номинальных значений.

Котлы-утилизаторы барабанного типа с многократной принудительной циркуляцией во время пуска и набора нагрузки ГТУ работают в условиях значительных колебаний температуры газа. В котлах-утилизаторах двух давлений возникает проблема согласования регулирования уровня и давления в обоих барабанах. Резкие колебания давления в барабане НД могут привести к нарушению питания контура ВД, остановке ПГУ по срабатыванию предохранительного клапана.

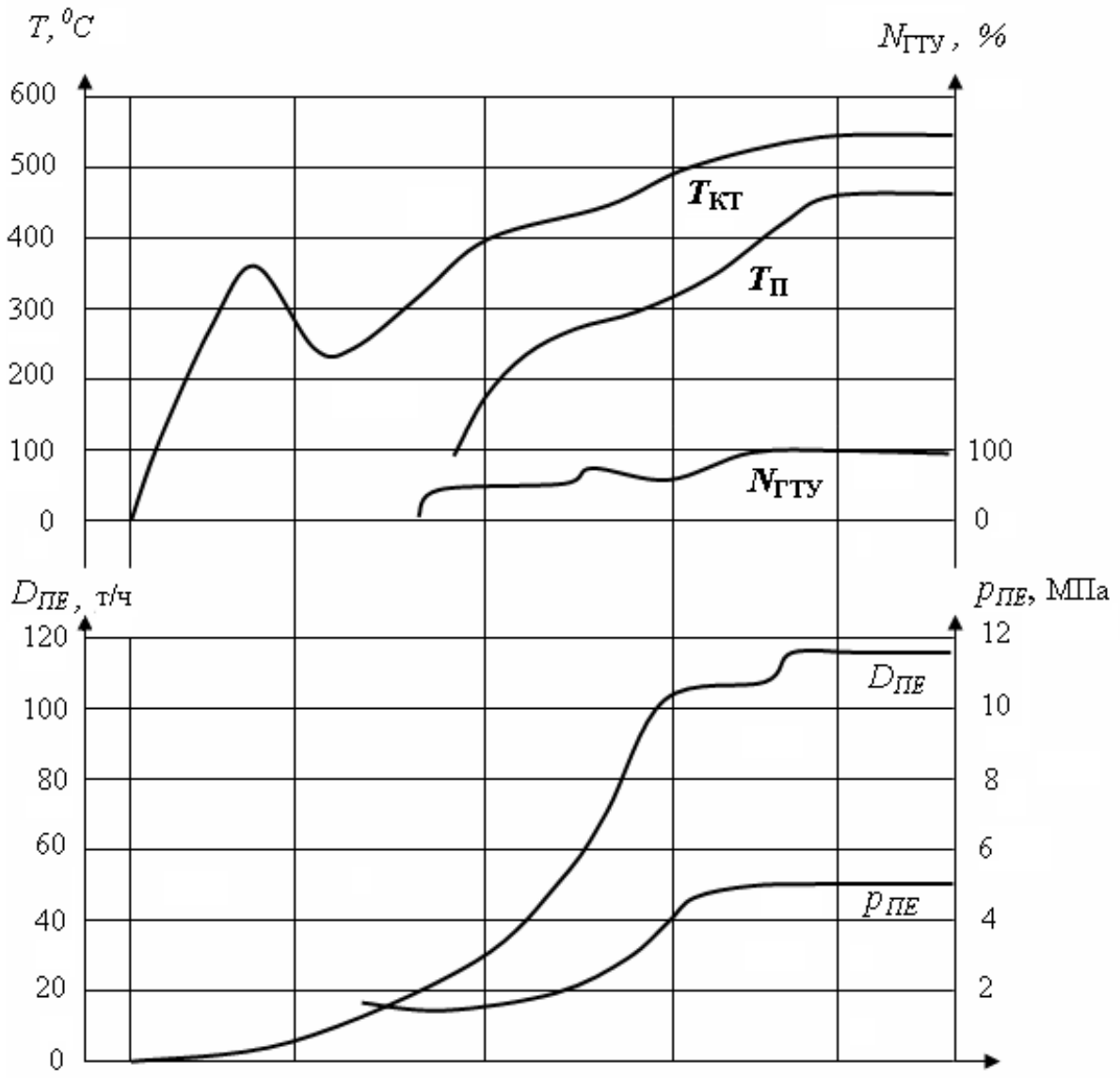

Рис.8.14. Динамика изменения параметров при пуске ПГУ с КУ [5]:

$T_{КТ}$ — температура конечная газовой турбины; $T_П$ — температура свежего пара; $D_{ПЕ}$ — расход пара; $N_{ГТУ}$ — мощность ГТУ; $p_{ПЕ}$ — давление свежего пара

Пуск дубль-блочных ПГУ с двухконтурным КУ сложнее, чем моноблочной, увеличивается продолжительность пуска, часть пара приходится сбрасывать через байпасы пускового устройства и др.

9. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ С ПАРОВЫМИ КОТЛАМИ

9.1. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ СБРОСНОГО ТИПА (ПГУ-ПК)

Выше, как нам кажется, было убедительно показано, что среди современных промышленных способов преобразования тепловой энергии в электрическую наивысшей тепловой эффективностью обладают ПГУ-КУ. Тепловая экономичность, безусловно, важный, но далеко не единственный фактор, определяющий выбор технологической схемы и оборудования энергетической установки. При проектировании приходится учитывать целый ряд факторов, часто взаимно противоречивых. К таким факторам относятся: графики нагрузки в энергосистеме и потребности потребителей, доступность топливных ресурсов и динамика изменения их стоимости, тарифная политика в регионе, доступность, надежность и стоимость оборудования, квалификация эксплуатационного персонала и многое другое. Новые ТЭС строятся относительно редко. Значительно чаще производится расширение и реконструкция действующих ТЭС с заменой части устаревшего оборудования более совершенным. При этом приходится решать задачу наиболее выгодного сочетания уже имеющегося оборудования и технологических схем с новыми. Число возможных технических решений в последнем случае значительно увеличивается.

Объективным недостатком ПГУ-КУ является ограничение по применяемому топливу — только природный газ или высококачественный мазут. При современной динамике мировых цен на ископаемое топливо, следует учитывать, что в нашей стране сосредоточено почти 40 % мировых запасов угля. Для России, ради развития угольных энергетических технологий, можно несколько поступиться тепловой экономичностью, если, конечно, при этом в

целом экономика оказывается в выигрыше. Угольные энергетические технологии, прежде всего, связаны с парогенераторами. Парогенераторы являются основным оборудованием почти всех ТЭС, ТЭЦ и котельных. В этой связи находят применение комбинированные установки, где ГТУ сочетается с традиционным оборудованием паротурбинной электростанции.

В зависимости от конкретных условий степень такого сочетания может быть различной. Например, можно просто заменить КУ обычным паровым котлом и получить бинарную схему с максимальным дожиганием. Такие схемы называют *сбросными* — подразумевается, что газы сбрасываются в котел. Называют их еще схемы *с предвключенной* ГТУ, что на наш взгляд точнее — был котел, перед ним поставили ГТУ. Можно еще встретить название ГТУ с НПГ (подразумевается — «низконапорный парогенератор», это, наверное, от большой учености). Мы же будем писать ПГУ-ПК, «так на Руси повелось». Термодинамически такая схема мало отличается от выше рассмотренной схемы ПГУ-КУ-КД. Можно рассматривать сочетание ПГУ-КУ и ПСУ. От того, сколь тесным оказывается такое сочетание, подобные схемы делят на *полузависимые* и с *параллельной работой*. Рассмотрим несколько конкретных примеров подобных схем и некоторые проблемы, возникающие при их реализации.

Принципиальная тепловая схема парогазовой установки с паровым котлом (ПГУ-ПК) приведена на рис. 9.1. В рассматриваемом типе парогазовых установок выхлопные газы после ГТУ направляются (сбрасываются) в обычной паровой котел, работающий в блоке с паровой турбиной. Термодинамический цикл, по которому работает подобная парогазовая установка, практически не отличается от газопарового бинарного цикла с дожиганием, рассмотренного в предыдущей главе. Термодинамические отличия сводятся к тому, что доля топлива, подаваемого в котел, значительно больше доли топлива в камере дожигания, соответственно больше мощность,

вырабатываемая паровой турбиной. Естественно, что по экономичности подобные установки, хотя и превосходят обычные паросиловые, но уступают парогазовым установкам с котлами-утилизаторами. Однако, сбросные установки имеют некоторые технические достоинства, что делает их применение в ряде случаев оправданным. Прежде всего, открывается возможность большую долю энергии вырабатывать за счет сжигания твердого топлива или топочного мазута, кроме того, отпадает необходимость создания специального оборудования — котла-утилизатора, и может использоваться обычный паровой котел. Поэтому установки такого типа часто создаются при модернизации действующих паросиловых электростанций, путем дополнения существующего оборудования газотурбинной установкой. Иногда такое дополнение называют *надстройкой.* Однако выполнение такой модернизации сопряжено с необходимостью решения ряда специфических задач, и здесь возможны разные технические решения. Остановимся на основных положениях.

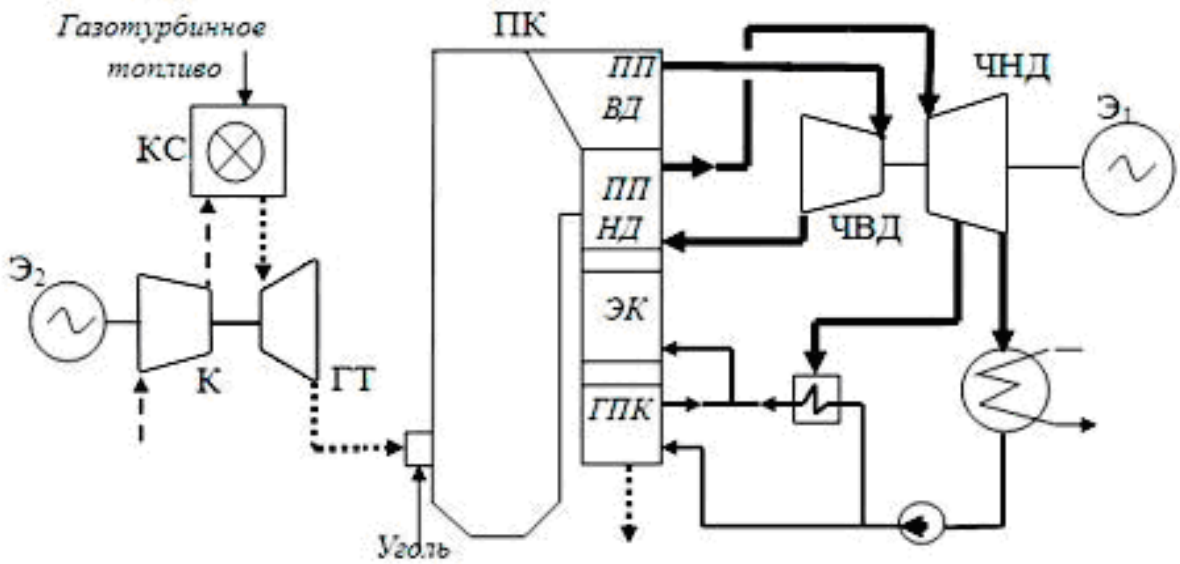

Рис. 9.1. Принципиальная схема ПГУ-ПК (сбросного типа):

ПК — паровой котел; *ЭК* — экономайзер. Остальные обозначения см. рис. 8.1.

1. Избыток воздуха α в выхлопных газах современных ГТУ в зависимости от начальной температуры и вида топлива колеблется от 2,5 до 4,5, а их температура — от 420 до 630ºС. Подача газа с такой высокой температурой к горелкам парового котла невозможна, поэтому выхлопные газы приходится разбавлять атмосферным воздухом, одновременно в них увеличится содержание окислителя (кислорода), что увеличит располагаемую мощность паротурбинной части ПГУ.

2. При увеличении расхода дымовых газов за котлом (при переходе в режим ПГУ — примерно на 40 %) требуется реконструкция тягодутьевых средств котла. Изменятся также условия работы дымовой трубы, что вызывает необходимость пересчета статических давлений газа в ней и др.

3. При достаточно высокой температуре дутья отпадает необходимость в воздухоподогревателе, соответственно увеличивается температура дымовых газов, которая за экономайзером составляет величину порядка 300ºС. Для дальнейшего охлаждения дымовых газов (до температуры около 120 ºС) в конвективной шахте котла могут располагаться газо-водяные подогреватели для нагревания части конденсата и питательной воды, отводимых из системы регенерации ПТУ. Это увеличивает расход пара в конденсатор паровой турбины, увеличивает электрическую мощность и снижает экономичность ПГУ.

4. Подачей выхлопных газов ГТУ в горелочные устройства котла не исчерпываются возможности использования тепла выхлопных газов. В частности, их можно подавать в рассечку поверхностей нагрева конвективной шахты котла, где газы должны иметь соответствующую температуру; использовать для сушки топлива в системах пылеприготовления и т.п.

5. Снижение концентрации кислорода в дутье при сжигании угольной пыли ведет к некоторому снижению температуры в зоне

активного горения в топке и к существенному увеличению механического недожога на выходе из топки. Так, например, при сжигании кузнецкого каменного угля марки ГСШ в котле ТП-109 при объемной концентрации кислорода 21 % механический недожог $q_4 = 2$ %; при концентрации кислорода 17,5 % $q_4 = 4$ %; при концентрации кислорода 14,5 % $q_4 = 14$ %.

Заметим, что дальнейшее совершенствование экономичности ГТУ, связанное с повышением начальной температуры газов, приведет к еще большему увеличению температуры уходящих газов. В результате создание ПГУ сбросного типа потеряет смысл.

В Санкт-Петербурге имеется опыт создания и эксплуатации ПГУ-ПК. В 1997 г., когда Северо-Западная ТЭЦ еще только строилась, на Южной ТЭЦ Ленэнерго была осуществлена реконструкция блока с турбиной Т-250 путем установки предвключенной ГТУ марки GT-8C, закупленной у концерна ABB. За счет выхлопных газов ГТУ обеспечивалось около 50 % от необходимого окислителя в топке парового котла. Подача недостающего количества обеспечивалась дутьевым вентилятором. Заметим, что из-за проектных ошибок при проектировании газохода между ГТУ и паровым котлом, реконструкция практически не дала результата — экономичность блока осталась на прежнем уровне. Однако, нам представляется, что данная реконструкция позволила впервые в нашей стране получить опыт проектирования и эксплуатации соответствующего станционного оборудования, и в этом заключается ее основное значение.

9.2. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ С ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ И ПОЛУЗАВИСИМОЙ РАБОТОЙ

В последнее время все чаще при реконструкции и расширении существующих ТЭС начинают применять высокоэффективные ГТУ-КУ. При этом возникает возможность за счет поперечных связей с

имеющимся оборудованием получить дополнительную экономию одного из двух применяемых видов топлива, оптимизировать загрузку оборудования, получить возможность вывода части оборудования из эксплуатации для ремонта и целый ряд других преимуществ, связанных с эксплуатацией [5].

На рис. 9.2. показана принципиальная схема одного из возможных вариантов совмещения ПГУ-КУ и оборудования традиционной ПСУ.

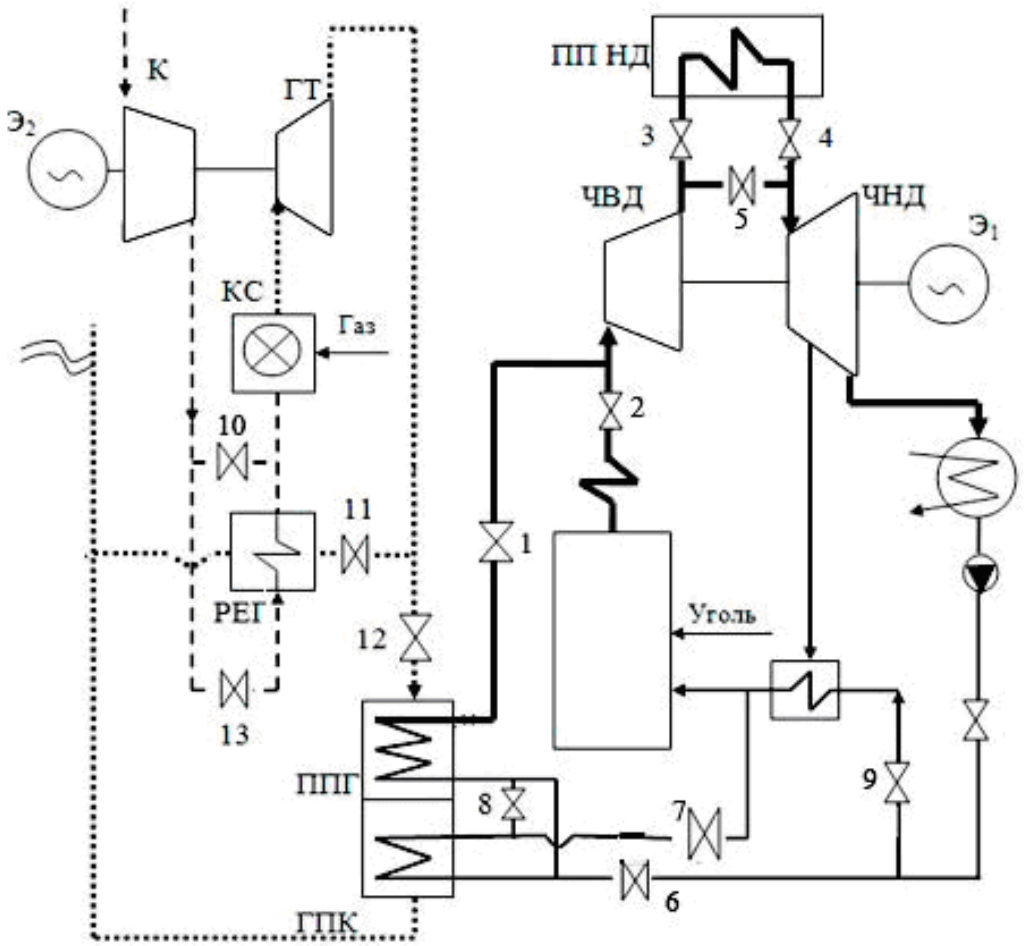

Рис. 9.2. Принципиальная схема варианта параллельной работы ПГУ-КУ и ПСУ:

РЕГ — регенератор ГТУ; ППГ — прямоточный парогенератор; 1–9 — клапаны; 10–13 — газовые шиберы. Остальные обозначения см. рис. 8.1

Указанная схема предполагает генерацию в котле-утилизаторе пара высокого и среднего давления, который направляется далее в головной паропровод имеющейся паровой турбины или в горячую линию промежуточного перегрева пара. В обоих случаях пар из КУ смешивается с паром, образующимся в паровом котле, входящем в состав ПСУ. При таком режиме работы паровая нагрузка котла может быть снижена до уровня, обеспечивающего номинальную нагрузку паровой турбины, получающей пар от двух источников. Для снижения температуры газов за КУ в его хвостовой части располагаются теплообменники, в которые поступает часть основного конденсата и питательной воды. Две установки ГТУ и ПСУ связаны между собой только трубопроводами, что при необходимости позволяет им переходить к независимой работе. Для этого достаточно перекрыть указанные на схеме клапаны *1, 6, 7*. Если ГТУ снабжена регенератором (как это предусмотрено схемой на рис. 9.2), то при независимой работе можно закрыть шиберы *10, 12* и открыть шиберы *11* и *13*. При параллельной работе, наоборот, шиберы *10* и *12* открыты, а *11* и *13* закрыты. Возможен также режим работы данной ПГУ в автономном режиме ПГУ-КУ при остановленном паровом котле. В этом случае перекрываются клапаны *2, 7, 9*.

Блоки, допускающие независимую работу ПГУ и ПСУ, подобные представленному на рис. 9.2, называют иногда ПГУ *с параллельной схемой работы.* Общим для них является генерация пара в КУ одного или нескольких давлений. Варианты дальнейшего использования пара из КУ могут быть различны: смешение перед турбиной с первичным паром парового котла, смешение с паром котла после промежуточного перегрева, подача к отсеку ступеней низкого давления для осушения основного потока пара и ряд других вариантов.

Если котел-утилизатор в ПГУ-ПК применяется только для нагрева конденсата и питательной воды, а генерация пара

сосредоточена только в паровом котле, то схемы ПГУ подобных установок называют *полузависимыми*. Один из возможных вариантов полузависимой схемы показан на рис. 9.3.

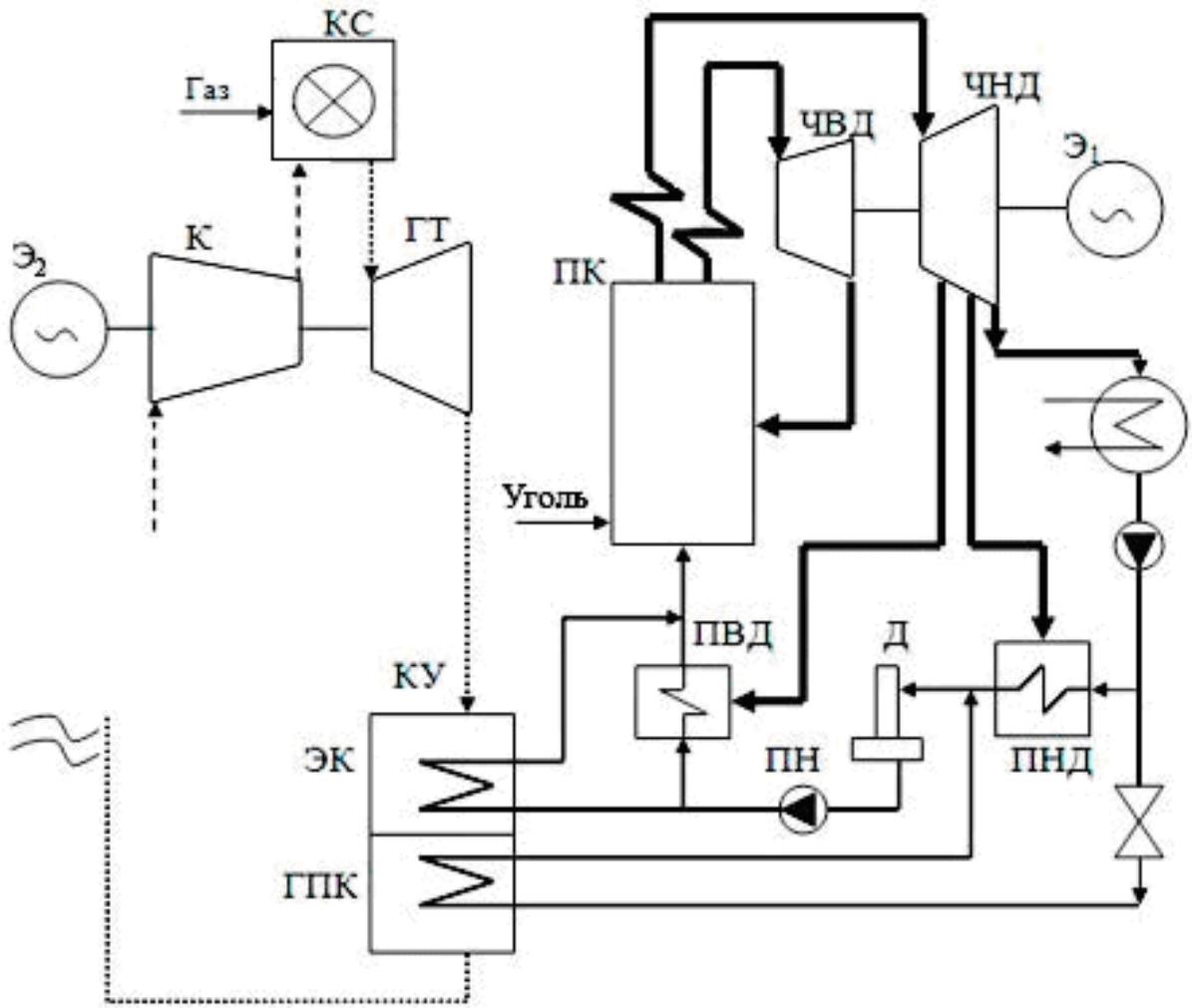

Рис. 9.3. Вариант простейшей тепловой схемы полузависимой ПГУ-ПК:

ПН — питательный насос; ПВД и ПНД — соответственно подогреватели высокого и низкого давления. Остальные обозначения как на рис. 9.1

При правильном проектировании КУ полузависимая схема позволяет максимально использовать теплоту выхлопных газов ГТУ, охладив их до низких температур (60–80 ºС). Соответственно повышается тепловая экономичность ПГУ. Обычно увеличение КПД

по сравнению с базовой ПТУ составляет величину 2–3 %. Следует иметь в виду, что полузависимые, как и параллельные схемы, применимы только при условии, что ЧНД и конденсатор приспособлены к работе при увеличенном расходе пара.

9.3. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ С ВЫСОКОНАПОРНЫМ ПАРОГЕНЕРАТОРОМ (ПГУ-ВПК)

Возможно, читатель еще не успел забыть о том, как фирма Велокс «нечаянно» создала первую работоспособную парогазовую установку. В предыдущей главе мы кратко изложили термодинамические особенности цикла ПГУ-ВПГ, и с сожалением отметили, что цикл, которому долгое время в нашей стране уделяли наибольшее внимание, с ростом начальной температуры газовой турбины потерял свою привлекательность. Поэтому ниже мы ограничимся описанием конкретной схемы.

Первая в нашей стране промышленная ПГУ-ВПГ сооружалась в начале 60-х годов на ТЭЦ Надворнянского НПЗ (Украина). Она имела мощность 6 МВт и была создана на основе ГТУ-15 (мощностью 1,5 МВт), специально спроектированной заводом «Экономайзер» для работы в составе ПГУ. В 1962 г. при пуско-наладочных работах на указанной ТЭЦ произошла крупная авария (взрыв газа) с разрушением газовой турбины. Годом позже аналогичная ПГУ вступила в строй на 1-ой ТЭЦ Ленэнерго.

Десятью годами позже, в 1972 г., состоялся ввод в эксплуатацию крупной отечественной ПГУ-ВПГ на Невиномысской ГРЭС. Мощность этой установки, упрощенная схема которой показана на рис. 9.4, составила 200 МВт. В ней использовалась ГТУ производства Харьковского турбогенераторного завода (ХТГЗ) мощностью 35 МВт. По сравнению с аналогичными паросиловыми блоками ПГУ Невинномысская ГРЭС имела в 2,5 раза меньшую металлоемкость, на 8 % меньшие капитальные затраты. На 8 % сократился удельный

расход топлива.

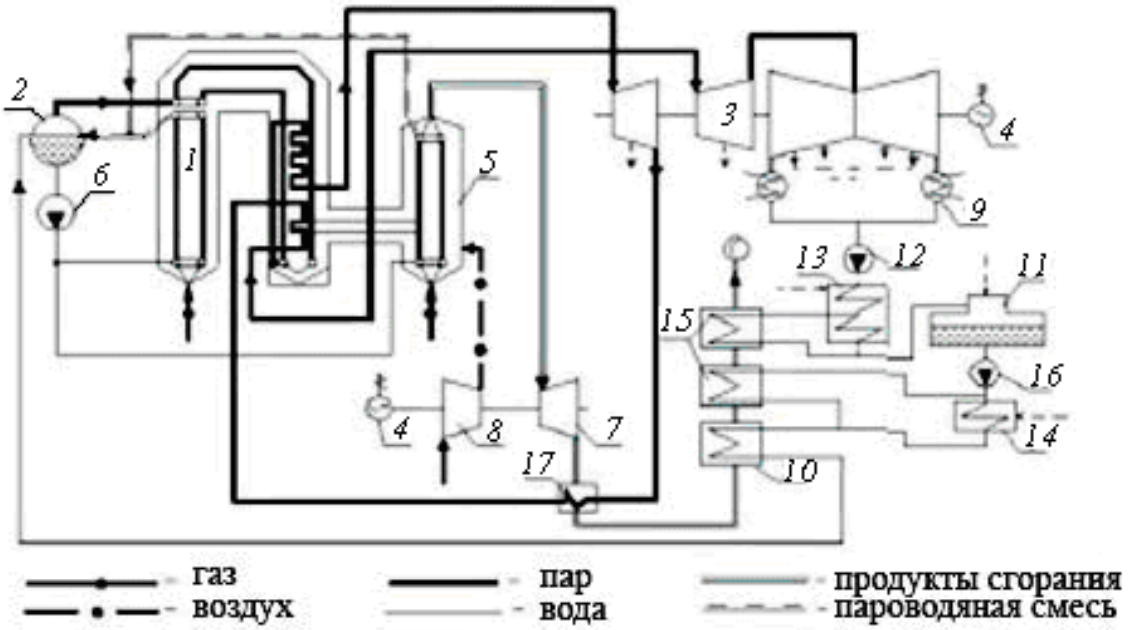

Рис. 9.4. Принципиальная схема ПГУ-ВПГ на Невинномысской ГРЭС:

1 — ВПГ, 2 — паросепаратор, 3 — паровая турбина, 4 — электрогенератор, 5 — дополнительная камера сгорания, 6 — циркуляционный насос, 7 — газовая турбина, 8 — компрессор, 9 — конденсатор, 10 — экономайзер, 11 — деаэратор, 12 — конденсатный насос, 13 — подогреватель конденсата низкого давления, 14 — подогреватель конденсата высокого давления, 15 — газоводяные подогреватели, 16 — питательный насос, 17 — промежуточный пароперегреватель

Рассматриваемые в данном параграфе схемы ПГУ являются разновидностью сбросных схем, а исторически их предшественником. Идея подобных схем восходит к 30-м годам 20-го века, когда швейцарская фирма «Велокс» (дочернее предприятии Броун-Бовери) с целью создания малогабаритного парового котла предложила существенно увеличить давление подаваемого в котел воздуха. Объем котла при этом значительно снижается, снижаются также габариты теплообменных поверхностей благодаря увеличению конвективной

составляющей теплообмена с газовой стороны. Такие котлы получили название высоконапорных парогенераторов (ВПГ).

Первоначально газовая турбина использовалась только для привода компрессора, обеспечивающего наддув котла. Как видно из рис. 9.2, где показана схема наддува ВПГ фирмы Велокс, получение избыточной энергии в ГТУ не предполагалось. Что объективно понятно, поскольку КПД ГТУ в те времена еще был крайне низок.

Позднее, уже в 40-х годах, на основе применения ВПГ были разработаны комбинированные парогазовые схемы, предусматривающие получение полезной работы как от паровой, так и от газовой турбины. В нашей стране подобные схемы были детально исследованы и разработаны в середине 40-х годов проф. А. Н. Лошкиным в Центральном котло-турбинном институте (ЦКТИ).

В ПГУ-ВПГ камера сгорания ГТУ отсутствует. Ее функции выполняет ВПГ, в котором топочные газы в процессе генерации пара охлаждаются до температуры, с которой их можно подавать в ГТУ. Пар, который генерирует ВПГ, используется в традиционном цикле ПТУ. Топочные газы расширяются в ГТУ, совершая полезную работу. Газовые турбины в ту пору не имели охлаждения, и типичная величина $T_{НТ}$ составляла 600–700 ºС. Такой и должна быть температура на выходе из ВПГ.

Принципиальная схема ПГУ-ВПГ показана на рис. 9.3. Согласно приведенной схеме в ВПГ имеются основной и промежуточный пароперегреватели. Топочные газы после промежуточного пароперегревателя с температурой 600–700 ºС поступают на вход газовой турбины. Тепло выхлопных газов турбины используется для нагрева конденсата и питательной воды, причем питательная вода нагревается до температуры, близкой к температуре насыщения.

Внедрение ПГУ в энергетику началось именно с подобных схем. Для их реализации необходимо было создать новый для энергетики

тип энергетического оборудования — ВПГ. Значительная роль в создании такого оборудования принадлежит сотрудникам ЦКТИ М. И. Корнееву, Д. Г. Прудковскому и др. В 60-х годах ПГУ с ВПГ начали в ограниченных масштабах сооружаться как у нас в стране, так и за рубежом. В результате стал накапливаться производственный опыт комбинированной выработки энергии при совместной реализации газового и пароводяного циклов. При уровне совершенства ГТУ 60-годов ПГУ-ВПГ были энергетически на 1–2 % экономичнее, чем ПГУ-ПК. Кроме того, их сооружение обходилось дешевле, так как ВПГ существенно меньше котла, меньшими оказывались размеры машинного зала и, как следствие, сроки строительства ТЭС.

Однако технический прогресс в области газотурбостроения и переход к интенсивному охлаждению элементов проточной части определили увеличение $T_{НТ}$ до 1200–1350 ºС, что существенно снизило располагаемый перепад температур в ВПГ. Одновременно с 300–350 ºС до 450–650 ºС градусов возросли температуры газа на выходе из турбины ($T_{КТ}$). При таких параметрах ВПГ вырождается практически в камеру сгорания с экранным охлаждением. В схеме появляется котел-утилизатор, где, в частности, осуществляют перегрев пара. В новых условиях предпочтительным стало применение ПГУ-КУ, и последние почти полностью вытеснили ПГУ-ВПГ.

Последняя разработка ПГУ-ВПГ в нашей стране относится к 80-м годам и связана с так называемой внутрицикловой газификацией угля. Смысл процесса состоял в том, что перед ВПГ располагался технологический блок, где при давлении 2,1 МПа осуществлялась газификация угля. В топку ВПГ поступал и сгорал генераторный газ. Заметим, что если из угля получать газ, то логичнее его использовать в камере сгорания ГТУ, а не в паровом котле. Впрочем, такие схемы строились и за рубежом. Отечественная так и не была реализована, и в

середине 80-х годов работы по ее созданию были прекращены. К теме газификации мы еще вернемся ниже, а здесь отметим только, что нельзя считать ВПГ окончательно пройденным этапом в развитии энергетики. В ходе развития энергетики, как неоднократно бывало, к ним еще, возможно, придется обратиться уже на ином техническом уровне. В частности, одну из схем, реализация которой невозможна без использования ВПГ, мы рассмотрим ниже, когда речь пойдет о напорной утилизации тепла ТЭЦ.

10. ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ С КОМБИНИРОВАННЫМИ ЦИКЛАМИ

10.1. ОСОБЕННОСТИ ТЭЦ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ КОМБИНИРОВАННЫЕ ЦИКЛЫ

В конце XIX в. появился новый тип промышленных предприятий — центральные электростанции. Так стали называть электростанции, обслуживающие не одного конкретного потребителя энергии, а регион, имеющий самых разных потребителей электроэнергии. Почти сразу было отмечено, что при выработке электроэнергии на тепловых электростанциях может быть достигнута значительная экономия топлива, если использовать для нужд теплопотребления пар, частично отбираемый из парового двигателя. По-видимому, первая электростанция с комбинированной выработкой электрической и тепловой энергии появилась в 1882 г. в Нью-Йорке, а уже в 1888 году в Петербурге и Москве заработали первые подобные электростанции [11]. Как читатель должен был уже догадаться, на первых электростанциях были паровые машины, а не турбины. Однако существо дела от этого не менялось.

Комбинированная выработка электроэнергии с начала 30-х годов прошлого века в нашей стране успешно развивалась. Тогда же появился термин «*Теплофикация»,* подразумевающий: *снабжение коммунальных и промышленных потребителей тепловой энергией* (*для отопления, горячего водоснабжения и технологических нужд*) *на основе комбинированной выработки электроэнергии и теплоты.* Соответствующие электростанции получили название *«Теплоэлектроцентрали»* или сокращенно ТЭЦ. По-видимому, слово «централь» в данном контексте должно было подчеркивать, что неотъемлемым свойством ТЭЦ являются протяженные электрические и тепловые сети, питаемые от единого энергоисточника. В

противоположность ТЭЦ, электростанции, где вырабатывалась только электрическая энергии, стали называть «К*онденсационные электростанции»* или *КЭС,* сохраняя собирательное понятие *«Тепловая электростанция»* (*ТЭС*) за любой электростанцией, работающей на органическом топливе. Теплофикация получила в нашей стране весьма широкое распространение и развитие, как способ снижения затрат на отопление. По масштабам и темпам ее внедрения мы опережали другие страны. В ходе расширения и модернизации на ТЭС устанавливались теплофикационные паровые турбины, и со временем практически все отечественные электростанции превратились в ТЭЦ.

Указанная выше терминология сложилась в те времена, когда паровая турбина господствовала на всех центральных электростанциях. Появление в энергетике ГТУ, а вслед за тем целого ряда комбинированных установок нового типа привело к смещению понятий и появлению множества новых терминов и обозначений. Причем появились они столь быстро, что терминология пока не устоялась. Так, для обозначения тепловой электростанции с газотурбинными установками возник термин «*Газотурбинная электростанция*» (*ГТЭС*). Для обозначения тепловой парогазовой электростанции — термин «*Тепловая электростанция с парогазовыми установками*» (*ПГЭС*). Мировые тенденции к децентрализации энергоснабжения привели к расширению применения на ТЭС стационарных дизельных установок — отсюда термин «*Дизельная электростанция*» (*ДЭС*). Но двигатели внутреннего сгорания, работающие на газообразном топливе, реализуют цикл Отто, называть их дизельными не верно, и вот еще один новый термин: «*Газопоршневой агрегат*» (ГПА). Практически любая теплоэнергетическая установка позволяет получать тепловую энергию, вопрос только в том, выгодно это или нет. На этом основании к обозначению установок стали добавлять аббревиатуру

«ТЭЦ», так, в периодической печати и книгах по теплоэнергетике достаточно широко пользуются смешанными понятиями типа ПТУ-ТЭЦ, ГТУ-ТЭЦ, ПГУ-ТЭЦ, ГПА-ТЭЦ и др.

Фактически под ТЭЦ в большинстве случаев понимают *энергоисточник, производящий в одной установке электроэнергию и теплоту в виде потока горячей воды* (*пара*) независимо от типа применяемого оборудования. В таком значении мы и будем понимать данный термин в дальнейшем.

Еще одно терминологическое замечание. В последние годы в отечественной литературе приобретает применение термин, заимствованный из зарубежной теплотехники — когенерация (от слова co-generation — совместная выработка). Люди малокомпетентные намекают, что в этом некое зарубежное «ноу-хау», в действительности же это не более, чем энергоснабжение на базе комбинированного (совместного) производства электрической и тепловой энергии в одной установке, что в российской теплоэнергетике принято называть *теплофикацией*.

Технический прогресс в энергетике привел к постепенному снижению эффективности теплофикации. Главная причина заключалась в увеличении единичной мощности и повышении экономичности выработки электроэнергии на конденсационных ПСУ, а также в повышении КПД котельных. Существуют и другие причины. Среди них — экологические проблемы, аварийность теплотрасс и др. Однако, по сей день теплофикация остается востребованной энергетической технологией, а для станций средней и малой мощности является основной.

Целесообразность строительства ТЭЦ зависит от экономических показателей в большей степени, чем от энергетических. Общий термодинамический анализ в данном случае носит весьма условный характер. Даже для оценки только одного энергетического эффекта требуется определение среднегодового расхода тепла в

энергетической системе с учетом характеристик оборудования ТЭЦ в переменных режимах, графиков нагрузок и параметров тепловых потребителей, удельных расходов тепла на замещающих источниках, климатических и экологических условий и др. Существенное значение приобретают в последние годы действующие тарифы на тепловую и электрическую энергию и тенденции в их изменении. Поэтому сравнительная экономичность каждой схемы во многом определяется назначением установки, условиями ее работы и особенностями экономического региона, и не существует единого технического решения, оптимального для всех ТЭЦ, а количественные оценки следует рассматривать как ориентировочные.

Общее выражение для оценки КПД ТЭЦ имеет вид

$$\eta_{\text{ТЭЦ}} = \frac{N_Э + Q_T}{BQ_i^r}, \qquad (10.1)$$

где $N_Э$ и Q_T — соответственно, полезные электрическая и тепловая мощность, отданные потребителям; B — расход топлива.

При комбинированной выработке энергии разделить доли топлива, использованные на производство отдельных видов электрической энергии $N_Э$ и тепловой энергии Q_T, не так просто. Существует более десятка методов для оценки термодинамической эффективности паросиловых ТЭЦ. Наиболее часто используются два метода, а именно:

- метод производственной равноценности тепла и работы (метод ОРГРЕС);
- физический метод распределения потерь и расходов энергии.

Оба метода базируются только на тепловых балансах и игнорируют принцип второго начала термодинамики о частичной превращаемости тепла в другие виды энергии [5]. Отсюда вытекает целый ряд недоразумений. Особые неприятности встречаются при попытке применить методы тепловых балансов к анализу установок, использующих отработанное тепло.

Если приравнять отработанной тепло по качеству к электроэнергии (метод равноценности тепла и работы) и рассматривать это тепло как часть первичной энергии, которая, которую не использовали при получении электроэнергии (физический метод), можно получить ряд неверных положений, ведущих к перерасходу топлива. В частности, например:

- возможность работы турбин с КПД, равным 1;
- независимость стоимости отработанного пара от его параметров;
- незаинтересованность потребителей в снижении потерь на дросселирование;
- возможность ухудшения работы турбины без снижения экономичности ТЭЦ.

Для комбинированных парогазовых ТЭЦ задача существенно усложняется. Так, рост параметров теплового потребления в большей степени сказывается на выработке электроэнергии в ПГУ. Это связано с тем, что газовая часть парогазового цикла мало реагирует на рост противодавления, в то время как для паровой части — влияние противодавления остается тем же, что и в обычным цикле ПСУ. Отдельные схемы по-разному реагируют на изменение соотношения между тепловой и электрической нагрузками.

Наряду с упомянутыми методами тепловых балансов, известны два метода термодинамического анализа: энтропийный и эксергетический методы. Оба метода равноценны по точности, выбор конкретного из них зависит только от представления о сложности. Термодинамические методы более строги, лишены недостатков методов тепловых потоков, но и при реализации термодинамических методов также возникает ряд дискуссионных моментов. Достаточно указать, что до сих пор ни в одной работе по эксергетическому анализу регенеративных теплоэнергетических установок не удалось аналитически связать энергетические коэффициенты отдельных узлов

с коэффициентом термодинамического совершенства всей установки. Представляется, что термодинамические методы нуждаются в дальнейшем развитии применительно к парогазовым ТЭЦ. При этом следует стремиться вывести их за рамки *технической* термодинамики и максимально учитывать все факторы, определяющие экономику ТЭЦ.

Современная практика определения степени совершенства энергетических установок привела к образованию развитой системы различных коэффициентов, иногда противоречащих один другому, что часто делает инженера беспомощным при попытке усовершенствовать тепловую схему и заставляет идти по пути расчета бесконечного числа вариантов.

Остановимся на методике расчета эффективности ПГУ-ТЭЦ, предложенной МЭИ (Московский энергетический институт). В основу методики положен пропорциональный метод ОРГРЭС, исходящий из принципа разделения расхода топлива ТЭЦ, при котором КПД при выработке отдельных видов энергии пропорциональны КПД при их раздельной выработке: электроэнергии на КЭС, а тепловой энергии в котельной. В данном методе принят коэффициент пропорциональности

$$\bar{\eta} = \frac{\eta_{КЭС}}{\eta_{КОТ}} = \frac{\eta^{Э}_{ТЭЦ}}{\eta^{Т}_{ТЭЦ}}, \qquad (10.2)$$

где $\eta_{КЭС}$ и $\eta_{КОТ}$ — соответственно, КПД выработки энергии на КЭС и в котельной; $\eta^{Э}_{ТЭЦ}$, $\eta^{Т}_{ТЭЦ}$ — соответственно, КПД выработки электроэнергии и теплоты на ТЭЦ.

КПД производства тепловой энергии на ТЭЦ при таком подходе может превысить 100 %, что подтверждает его весьма условный характер. Значения $\bar{\eta}$ обычно находятся в области 0,45–0,53.

Общий расход топлива на ПГУ-ТЭЦ с учетом дожигания:

$$B_{ПГУ} = B_{ГТ} + B_{ДЖ} = \left(1 + \beta_{ДЖ}\right)B_{ГТ} = B^{Э}_{ПГУ} + B^{Т}_{ПГУ}\,, \qquad (10.3)$$

где $B^{Э}_{ПГУ}$ и $B^{Т}_{ПГУ}$ — соответствующие значения расходов топлив ПГУ-ТЭЦ для производства электрической и тепловой энергии;

$$\beta_{ДЖ} = B_{ДЖ} / B_{ГТ}\,.$$

Доли расходов по пропорциональному методу определяются как

$$\frac{B^{Э}_{ПГУ}}{B_{ПГУ}} = \frac{N^{Э}_{ПГУ}}{N^{Э}_{ПГУ} + \overline{\eta} Q_T}\,, \qquad (10.4)$$

$$\frac{B^{Т}_{ПГУ}}{B_{ПГУ}} = \frac{N^{Т}_{ПГУ}}{N^{Э}_{ПГУ} + \overline{\eta} Q_T}\,. \qquad (10.5)$$

За основные показатели тепловой эффективности ПГУ-ТЭЦ принимаются:

- КПД производства электроэнергии

$$\eta^{Э(П)}_{ПГУ} = \frac{N^{Э}_{ПГУ}}{BQ}\,; \qquad (10.6)$$

- расход условного топлива на единицу генерируемой электроэнергии, кг/кВт·ч

$$b^{Э}_{ПГУ} = \frac{0{,}123}{\eta^{Э(П)}_{ПГУ}}\,; \qquad (10.7)$$

- КПД производства тепловой энергии

$$\eta^{Э(П)}_{ПГУ} = \frac{\eta^{Э(П)}_{ПГУ}}{\overline{\eta}} = \frac{Q_Т}{BQ}\,; \qquad (10.8)$$

- расход условного топлива на единицу тепловой энергии, г/ГДж

$$b^{Т}_{ПГУ} = \frac{34{,}121}{\eta^{Т(П)}_{ПГУ}}\,; \qquad (10.9)$$

- коэффициент использования теплоты топлива (полный КПД

ТЭЦ)

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{И.Т.}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{Э}} + Q_{\text{Т}}}{Q_i^r}. \qquad (10.10)$$

- удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении

$$\text{Э}_{\text{Г}}^{\text{Т}} = \frac{N_{\text{Г}}^{\text{Э}}}{Q_{\text{Т}}}. \qquad (10.11)$$

Представляется, что в условиях рыночной экономики выбор способа разделения затрат топлива на отдельные виды энергии имеет скорее теоретическое, чем практическое значение. Этими методами пользуются директивные органы при установлении тарифов на электрическую и тепловую энергию. После того как тарифы установлены, для производителя энергии не имеет значения, сколько топлива пошло на ту или иную энергию. Для него важно, какой вид энергии коммерчески более выгоден. Соответственно, в рамках существующих технических возможностей конкретного оборудования ТЭЦ такой энергии надо стремиться производить больше. Для этого стоит пойти и на переобвязку некоторого оборудования, и на изменение тепловой схемы станции.

Мы же ограничимся описанием наиболее распространенных технических решений и проблем, связанных с их работой. Остановимся также на некоторых принципах, ждущих своей реализации.

10.2. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК НА ТЭЦ (ГТУ-ТЭЦ)

Термин ГТУ-ТЭЦ появился и закрепился в последние десятилетия за ПГУ-КУ, в которых отсутствует паровая ступень, и в КУ вырабатывается только энергия для теплового потребления. Подобные установки отличаются простой конструкцией. При отсутствии генерации пара в котле-утилизаторе можно получить

высокую степень использования бинарного тепла при простой конструкции КУ. Котел-утилизатор в ГТУ-ТЭЦ обычно одноконтурный. В последнее десятилетие ГТУ-ТЭЦ находят в нашей стране широкое распространение в качестве автономного источника тепло- и электроснабжения, а также для работы в составе энергосистем. По виду тепловой нагрузки ГТУ-ТЭЦ подразделяют на *отопительные*, *промышленные* и *комбинированные*. Отопительные ГТУ-ТЭЦ используются в системах коммунального теплоснабжения, они отдают тепловую энергию сетевой воде для отопления и горячего водоснабжения. *Промышленные* ТЭЦ предназначены для обеспечения паром определенных технологических процессов. Обычно подобным потребителям требуется насыщенный (или слабо перегретый) пар низкого давления 1,6–0,3 МПа, причем тепловая нагрузка отличается стабильностью в течение года. Впрочем, промышленные ТЭЦ часто имеют сезонную отопительную нагрузку и нагрузку по горячему водоснабжению (ГВС), которая носит круглогодичный характер.

На рис. 10.1 показана простейшая схема отопительной ГТУ-ТЭЦ. Как видно из рисунка, в подобной ГТУ-ТЭЦ место котла-утилизатора занимают два последовательно включенных газо-водяных теплообменника ($ГВТО_1$ и $ГВТО_2$). Первый по ходу газов теплообменник ($ГВТО_1$) предназначается для нагревания сетевой воды отопительной системы. Второй теплообменник ($ГВТО_2$) — для нагревания воды в системе горячего водоснабжения. Данной схемой предусмотрена камера дожигания (КД) перед $ГВТО_1$. Параллельно контуру генерации тепловой энергии включен регенератор, позволяющий частично использовать тепло выхлопных газов для нагревания циклового воздуха перед камерой сгорания, снижая тем самым удельный расход топлива. В зависимости от требуемой величины тепловой нагрузки установка по рассматриваемой тепловой схеме может работать в нескольких режимах:

- с базовой тепловой нагрузкой ТН и ГВС, клапаны 1, 2, 3, 4, 6

закрыты, клапан 5 открыт;

- с отключенной отопительной нагрузкой, клапан 1 и 2 открыты, остальные закрыты;

- с форсированной тепловой мощностью, клапан 4 открыт — включена камера дожигания, остальные клапаны как при базовой нагрузке;

- с отключенной ГТУ, тепло генерируется только за счет камеры дожигания;

- с отключенными ГВС и тепловой нагрузкой, ГТУ работает в автономном режиме.

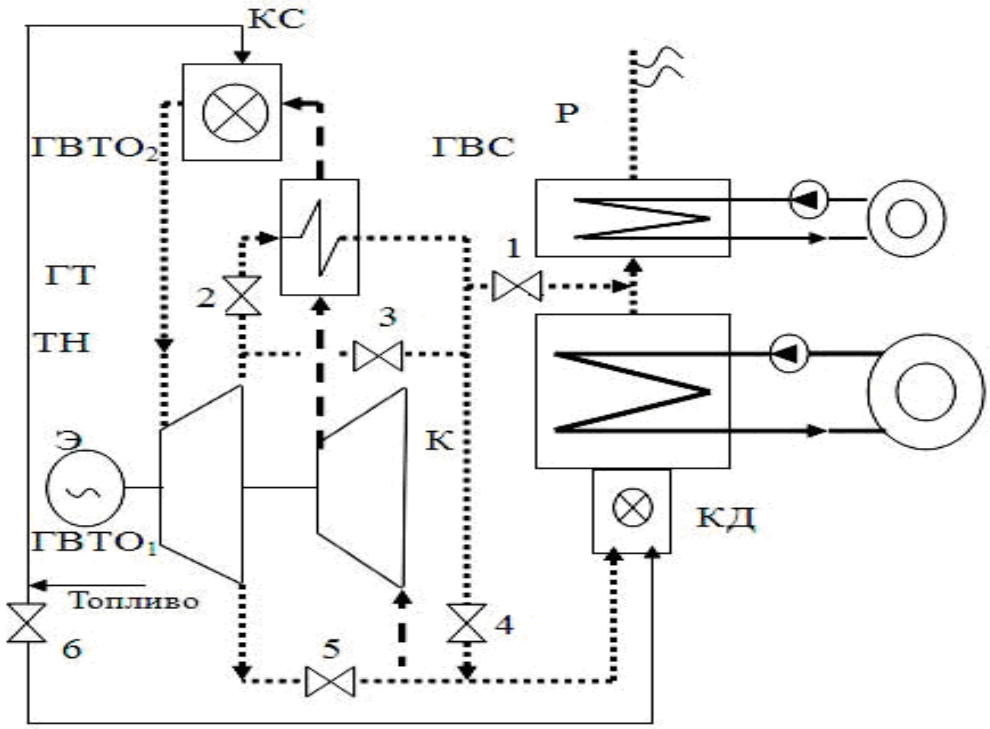

Рис. 10.1. Вариант принципиальной тепловой схемы отопительной ГТУ-ТЭЦ:

Р — регенератор: $ГВТО_{1,2}$ — газо-водяные теплообменники; ГВС — горячее водоснабжение; ТН — отопительная нагрузка, 1–5 — шиберы системы газораспределения. Остальные обозначения см. на рис. 8.1

Регулирование тепловой нагрузки возможно путем снижения температуры выхлопных газов перед $ГВТО_1$. Для этого, управляя

клапанами 1 и 2, выхлопные газы (или их часть) можно направить по байпасной линии через регенератор.

Конечно, представленная схема — только одна из возможных. Технические решения по ГТУ-ТЭЦ весьма разнообразны и отличаются как конструкцией КУ, так и способами прохождения пиков тепловой нагрузки. Для прохождения пиков отопительной нагрузки может использоваться установка резервного блока ГТУ-ТЭЦ, установка автономного пикового котла со сбросом в него газов после КУ, дожигание топлива и др.

При проектировании ГТУ-ТЭЦ следует стремиться к минимальной (с учетом возможной коррозии) температуре уходящих газов. Насколько это удалось, можно оценить с помощью *коэффициента эффективности утилизации теплоты*, аналогичному степени бинарности, приведенной в главе 7:

$$\beta_{УТ} = \frac{Q_Т}{Q_2^{ГТУ}}. \qquad (10.12)$$

Если исходить из того, что значения $T_{КТ}$ для современных ГТУ находится в пределах 450–650 ºС, то величина $\beta_{УТ}$ будет приблизительно находиться в пределах от 0,70 до 0,92.

Представление о реальных характеристиках современных ГТУ-ТЭЦ можно сделать на основании табл. 10.1, где приведены данные по конкретным объектам, сооруженным за последнюю четверть века.

С помощью зависимостей (10.2–10.11) можно получить значения эффективности ПГУ-ТЭЦ. В этой связи интересно сравнить «физический» и «пропорциональный» методы. На рис. 10.2 приведены результаты расчетов по определению значения $\eta_Г^Э$ двумя указанными методами для двух значений КПД автономной ГТУ: $\eta_{ГТУ} = 0{,}33$ и $\eta_{ГТУ} = 0{,}37$. Легко убедиться, что результаты получаются существенно разные. Причем, если при $\beta_Т = 0{,}4$ расхождение составляет около 5 %, то при $\beta_Т = 0{,}5$ оно уже около 10 %. Большие значения дает физический метод.

Таблица 10.1

Технические данные ряда крупных зарубежных ГТУ-ТЭЦ

Параметр	Хьюстон, США	Мидвей, США	Леркинс, Нидерланды
Электрическая мощность ТЭЦ, МВт	300	225	49,4
Тепловая мощность ТЭЦ, МВт	426	316	73,3
Число ГТУ	4	3	1
Обозначение ГТУ	M7E	M7E	GT8
Выработка электроэнергии на тепловом потреблении, кВт·ч/Гкал	820	830	785
Коэффициент использования теплоты топлива, %	75,0	75,8	77,8
КПД ГТУ в автономном режиме, %	31,0	31,5	31,5

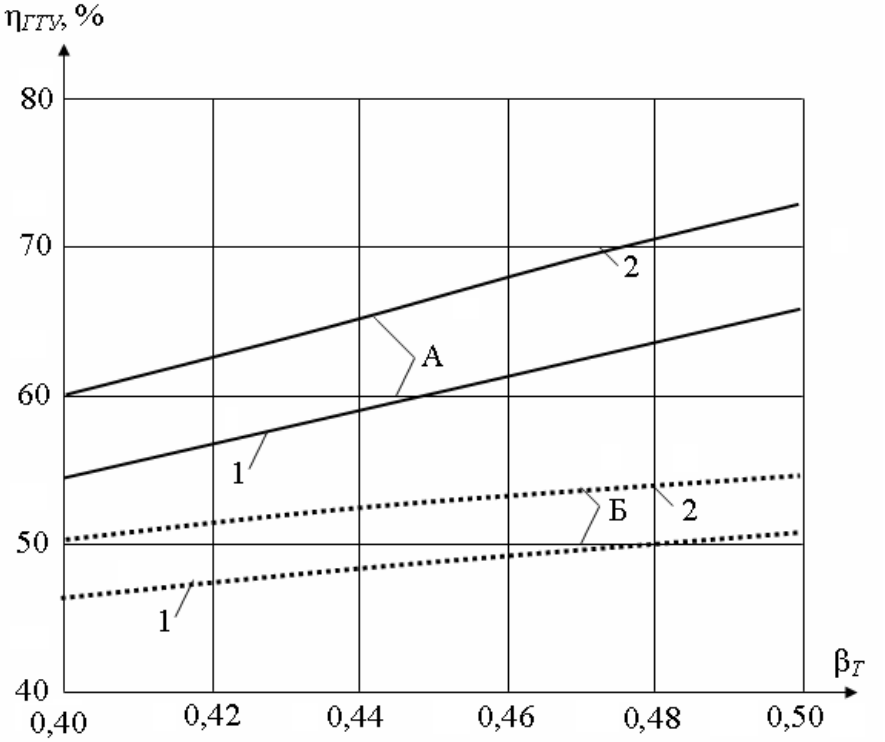

Рис. 10.2. Сравнение показателей эффективности ГТУ-ТЭЦ, полученных с помощью разных методов разделения расходов топлива:

А — физический метод; Б — пропорциональный метод;

1 — $\eta_{ГТУ} = 0{,}33$; 2 — $\eta_{ГТУ} = 0{,}37$

Внедрение ГТУ-ТЭУ у нас в стране началось с северных территорий, причем первые станции сооружались в районах газовых месторождений, где газ практически «бесплатный». В последние десятилетия появился повсеместный интерес к данному виду ТЭЦ малой мощности как средству простого решения локальных проблем тепло- и электроснабжения.

В табл. 10.2 приведены технические характеристики ряда ГТУ-ТЭЦ отечественного производства [5].

Таблица 10.2

Технические данные ряда отечественных ГТУ-ТЭЦ

Показатель	Место установки					
	Якутск		Мирный	Ямбург	Электросталь	
Ввод в действие, год	1973		1986	1992	Сооружается	
Установленная мощность: - электрическая, МВт, - тепловая, Гкал/ч	240 272		120 80	72 48	48,8 72,0	
Тип ГТУ	ГТ-25	ГТ-35	ГТГУ-12	ГТГУ-12	GT35	ГТЭ-16
Изготовитель ГТУ	ЛМЗ	ХТГЗ	Маш-проект	Маш-проект	ABB	ТМЗ
Мощность ГТУ, МВт	25	35	12	12	16,8	16
Число ГТУ, шт.	4	4	10	6	1	2
Тип КУ	ПСВ с КД, ЛМЗ		УТО-8, УЭМЗ		ABB	ЗИО
Мощность КУ, Гкал/ч	34		8	8	24	24
Количество КУ, шт.	8		10	6	1	2
Вид топлива	Природный газ					

Пока в нашей стране ограниченное распространение получили промышленные ТЭЦ, что представляется неоправданным. В стадии строительства сейчас находятся две промышленных КТУ-ТЭЦ

производительностью по пару 22 т/ч (в Актюбинске) и 57 т/ч (в Волгоградской обл.). Интересно отметить, что последняя ТЭЦ сооружается на действующей газоперекачивающей станции и будет утилизировать тепло уходящих газов газотурбонагнетателя ГТН-25 (ТМЗ). Таким образом, выработки электроэнергии на такой ТЭЦ вообще не будет. В данной связи возникает вопрос, к какому классу отнести подобную установку: ГТУ-ТЭЦ, ПГУ или ввести еще один технический термин?

То, что это промышленная станция, не вызывает сомнения. Если желательно указать на способ утилизации теплоты уходящих газов ГТУ, то можно назвать ее ГТУ-КУ. Но тогда термин ГТУ-ТЭЦ становится ненужным.

10.3. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ ТЭЦ (ПГУ-ТЭЦ)

Представляется очевидным, что рассмотренные ранее ПГУ-КУ, при соответствующей доработке тепловой схемы могут нести теплофикационную нагрузку. Такие энергетические комплексы называют ПГУ-ТЭЦ.

Можно выделить три подхода к построению тепловой схемы подобных комплексов:

1. Котел-утилизатор выполняется одноконтурным, его хвостовые поверхности составляют газовые сетевые подогреватели (ГСП). Для прохождения пиков тепловой нагрузки перед ГСП может располагаться вторая ступень дожигания. Возможно также применение пиковых водогрейных котлов. Подобная схема позволяет в широких пределах регулировать электрическую и тепловую мощность, являясь одновременно достаточно простой в аппаратурном оформлении.

2. Более сложны в аппаратурном оформлении схемы, где котел-утилизатор выполняется двух- или трехконтурным. Генерируемый в КУ пар (двух или трех давлений) поступает в теплофикационные

паровые турбины типа КО, с конденсатором и регулируемыми отборами. Пик теплопотребления может покрываться за счет отбора пара из КУ или пиковых водогрейных котлов.

3. Комбинированные схемы с различным составом оборудования, допускающие сочетания промышленной и отопительной нагрузок.

На рис. 10.3 как пример наиболее развитого варианта тепловой схемы последнего типа приведена принципиальная схема ПГУ-ТЭЦ, реализованная в Финляндии на ТЭС Kirkniemi.

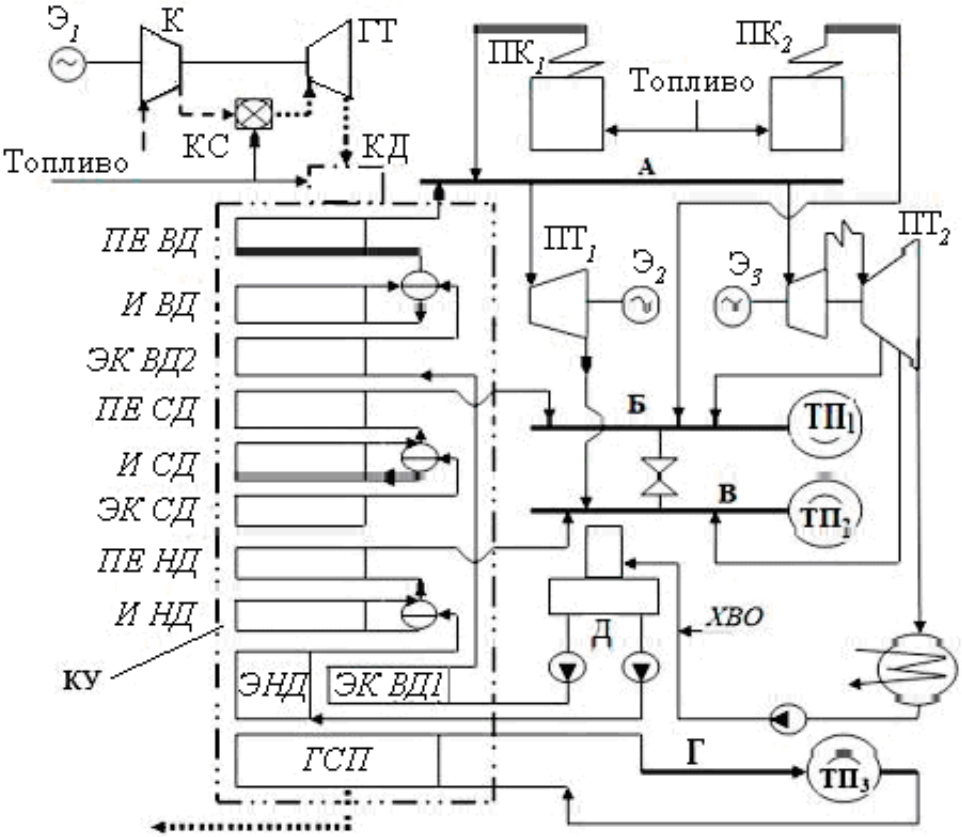

Рис. 10.3. Вариант принципиальной тепловой схемы ПГУ-ТЭЦ комбинированного типа:

А — паропровод ВД; **Б** — технологический пар СД; **В** — технологический пар НД; **Г** — сетевая вода; $ПК_1$ — энергетический паровой котел; $ПК_2$ — пиковый паровой котел; $ТП_{1,2}$ — паровая нагрузка; $ТП_3$ — отопительная нагрузка; *ХВО* — химводоочистка. Остальные обозначения см. в тексте

Рассматриваемая ТЭЦ отпускает потребителям пар среднего давления (из коллектора **Б**), пар низкого давления (из магистрали **В**) и сетевую воду (из магистрали **Г**).

Электроэнергия вырабатывается тремя электрогенераторами, расположенными на валах ГТУ и двух паровых турбин: турбины с противодавлением $ПТ_1$ и турбины $ПТ_2$ типа К с конденсатором и двумя регулируемыми отборами. Паровые турбины снабжаются паром высокого давления (*ВД*) из коллектора А, который питается паром от двух источников: контура *ВД* котла-утилизатора и энергетических паровых котлов (на схеме показан один из них, $ПК_1$). Коллектор Б, из которого снабжается паром потребитель $ТН_1$, запитывается паром от трех источников: из контура *СД* котла-утилизатора, от пикового парового котла $ПК_2$ и паром, и от верхнего отбора $ПТ_2$. Также от трех источников запитывается паром коллектор В, снабжающий потребителя $ТН_2$. Сюда подается пар низкого давления (*НД*) из КУ, пар из выхлопа турбины противодавления $ПТ_1$ и пар из нижнего отбора $ПТ_2$. Кроме того, предусмотрена возможность подпитки коллектора В паром из коллектора Б через регулирующий клапан РК. Котел-утилизатор трехконтурный. Он снабжен камерой дожигания КД, по ходу газа последовательно расположены: пароперегреватель высокого давления (*ПЕВД*), испаритель высокого давления (*ИВД*), второй экономайзер высокого давления (*ЭКВД2)*, пароперегреватель среднего давления (*ПЕСД*), испаритель среднего давления (*ИСД*), экономайзер среднего давления (*ЭКСД*), перегреватель низкого давления (*ПЕНД*), испаритель низкого давления (*ИНД*). Далее по ходу газов параллельно установлены экономайзер низкого давления (*ЭНД*) и первый экономайзер высокого давления (*ЭКВД1*). Замыкает КУ газовый сетевой подогреватель (*ГСП*), снабжающий теплом через магистраль Г потребителя $ТП_3$ горячей водой.

Приведенная схема является достаточно наглядной иллюстрацией того, что такое комбинированные ПГУ-ТЭЦ.

Согласно действующей нормативной документации в аварийных ситуациях на ПГУ-ТЭЦ подача теплоты может опускаться не ниже 70 % от номинала с отключением промышленных потребителей. По этим соображениям предпочтительно применение дубль- или трипл-блочной компоновки ПГУ-ТЭЦ [5].

10.4. МИНИ-ТЭЦ: ТЕХНИЧЕСКИЕ И ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ

В соответствии с существующей классификацией электростанций, тепловые электростанции с агрегатами любого типа единичной мощностью менее 25 МВт называются электростанциями *малой мощности*. В этой связи для вновь сооружаемых автономных энергоисточников малой мощности приставка “мини” кажется совершенно естественной. Однако часто электрогенерирующее оборудование мини-ТЭЦ устанавливают во вновь сооружаемом машинном зале рядом со зданием промышленно-отопительной котельной или непосредственно в здании котельной. При этом считается, что после ввода в работу электрогенерирующего оборудования котельная переходит в режим работы мини-ТЭЦ. Такое изменение типа энергоисточника выглядит естественным, но с ним связан ряд противоречий:

1. Обычно вырабатываемая электроэнергия потребляется котельной или предприятием, на котором создана котельная. В сеть электроэнергия не поступает, поэтому после ввода в работу электрогенераторов энергоисточник продолжает производить на продажу только теплоту и для «внешнего мира» остается котельной.

2. Следующее противоречие обусловлено тем, что электрическая и тепловая мощность вновь устанавливаемого оборудования обычно значительно меньшее в сравнении с тепловой мощностью котельной. Это если относить к мини-ТЭЦ только вновь устанавливаемое оборудование машинного зала. Если же под мини-ТЭЦ понимать

далее все оборудование энергоисточника, включая котлы котельной, то могут возникать нелепые ситуации. Например, для Приморской котельной Санкт-Петербурга, имеющей в своем составе три паровых котла Е-160-14-250 общей паровой производительностью 480 т/час и водогрейный котел КВГМ-180, существует проект мини-ТЭЦ с установкой во вновь сооружаемом машинном зале трех турбогенераторов общей электрической мощностью 10,5 МВт и пароводяных теплообменников общей мощностью 80 МВт. Вряд ли после ввода в работу машинного зала значительно меньшего по величине в сравнении с главным корпусом одну из крупнейших в Европе котельных следует называть Приморской мини-ТЭЦ. Более естественно под мини-ТЭЦ Приморской котельной понимать вновь сооружаемый машинный зал.

Но в некоторых случаях невозможно разделить вновь вводимую тепловую мощность мини-ТЭЦ между собственно мини-ТЭЦ и котельной. Например, при вводе в работу газотурбинной установки, работающей по схеме сброса отходящих газов в топки существующих котлов котельной, газотурбинная установка передает в котельную горячие отходящие газы, теплота которых утилизируется в котлах котельной. В этом случае в состав мини-ТЭЦ приходится включать ГТУ и котлы котельной, в которые производится сброс отходящих газов.

Ниже приводятся современные подходы к определению показателей экономической эффективности различных вариантов создания мини-ТЭЦ, которые изложены нами согласно материалам статьи В. А. Петрущенкова и В. В. Васькина, опубликованной в научно-техническом журнале “Новости теплоснабжения” № 6, 2004 г., с. 25–28. Авторами рассматриваются три типа электрогенерирующего оборудования, которым могут оснащаться мини-ТЭЦ:

- паровые турбоустановки (противодавленческие или конденсационные турбины, в том числе с отборами пара);

- газотурбинные установки с паровой или водяной утилизацией теплоты отходящих газов,
- генераторные установки на базе двигателей внутреннего сгорания (газопоршневые, газо-дизельные, дизельные) с утилизацией теплоты систем двигателя и выхлопных газов.

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

Выделим и рассмотрим следующие случаи создания автономной мини-ТЭЦ:

1. *Создание мини-ТЭЦ “в чистом поле”, владельцем которой является частная энергетическая компания, производящая тепловую и электрическую энергию на продажу внешним потребителям.*

Тогда при определении себестоимости производимых теплоты и электроэнергии требуется разделение затрат топлива, эксплуатационных и прочих затрат, амортизационных отчислений между этими продуктами. Необходимость определения себестоимости электроэнергии и теплоты по отдельности связана с тем, что тарифы на продажу электроэнергии $Т_э$ и теплоты $Т_т$ в настоящее время утверждает Региональная энергетическая комиссия (РЭК). Можно ожидать, что при утверждении тарифов РЭК будет допускать различную рентабельность производства теплоты и электроэнергии, что должно определить и способ экономически выгодного разделения затрат. Ниже приводятся способы разделения затрат топлива, которые используются на практике при выполнении предпроектных проработок вариантов строительства мини-ТЭЦ.

Для мини-ТЭЦ на базе противодавленческих паровых турбин широко распространен метод разделения топлива, следующий из уравнения энергетического баланса, примененного к работе котельной до строительства мини-ТЭЦ и к котельной, работающей совместно с мини-ТЭЦ:

$$B\eta_{\text{кот}}Q_i^r = Q_{\text{кот}}\,,\ (B + \Delta B)\eta_{\text{кот}}Q_i^r = Q_{\text{кот}} + N_{\text{э}}\,,$$

где B — расход топлива в единицу времени в котельной до строительства мини-ТЭЦ, ΔB — дополнительный расход топлива в котельной при работе паровых турбин, $\eta_{\text{кот}}$ — КПД котельной по преобразованию теплоты сгорания топлива в теплоту, $Q_{\text{кот}}$ — тепловая нагрузка теплоисточника, Q_i^r — низшая теплота сгорания топлива, $N_{\text{э}}$ — электрическая мощность мини-ТЭЦ. В приведенных уравнениях считается, что $\eta_{\text{кот}}$ одинаков до и после ввода в работу паровых турбин. Это связано с тем, что КПД котельной слабо зависит от нагрузки котлов вблизи номинальных значений, тем более при небольшом ее изменении (изменение нагрузки котлов составляет несколько процентов, $\Delta B/B = N_{\text{э}}/Q_{\text{кот}}$). Из приведенных уравнений дополнительный расход топлива при вводе в работу мини-ТЭЦ равен

$$\Delta B = \frac{BN_{\text{э}}}{Q_{\text{кот}}} = \frac{N_{\text{э}}}{\eta_{\text{кот}}Q_i^r}\,.$$

Удельный расход топлива на выработку электроэнергии определяется:

$$b_{\text{э}} = \frac{\Delta B}{N_{\text{э}}} = \frac{1}{\eta_{\text{кот}}Q_i^r}\,.$$

Для условного топлива Q_i^r = 7000 ккал/кг.у.т., или Q_i^r = 8,141 кВт·час/кг.у.т., и КПД котельной $\eta_{\text{кот}}$ = 0,85, удельный расход топлива на выработку электроэнергии равен

$b_э = 145$ г.у.т./кВт·час, на выработку теплоты — $b_т = \frac{B}{Q_{кот}} = \frac{1}{\eta_{кот} Q_i^r}$, $b_т = 168$ кг.у.т/Гкал. То есть, расход топлива распределяется пропорционально произведенным количествам электроэнергии и теплоты, различие в качестве этих видов энергии не учитывается.

Для мини-ТЭЦ на базе ГТУ и ГПА с утилизацией теплоты при коэффициенте использования теплоты топлива $\eta_{ит} = 0{,}85$ (обычно $\eta_{ит} = 0{,}8–0{,}9$) удельный расход топлива на выработку электроэнергии назначается по аналогии $b_э = \frac{B_э}{N_э} = \frac{1}{\eta_{ит} Q_i^r} = 145$ г.у.т./кВт·час, удельный расход топлива на выработку теплоты определится из уравнения энергетического баланса $b_т = \frac{B_т}{N_т} = \frac{1}{\eta_{ит} Q_i^r}$ кг.у.т./Гкал.

Общий годовой расход топлива на мини-ТЭЦ, работающей в режиме полной когенерации, равен $B_{год} = b_э Э_э + b_т Э_т$.

Приведенный способ разделения топлива соответствует так называемому “физическому методу”. Очевидно, что общий расход топлива на мини-ТЭЦ не зависит от способа разделения топлива между теплотой и электроэнергией. Остальные затраты могут разделяться также пропорционально произведенным количествам разных видов энергии. При сформировавшихся рыночных ценах на теплоту и электроэнергию общая прибыль мини-ТЭЦ от продажи энергоносителей также не зависит от способа определения себестоимости теплоты и электроэнергии.

В случае отсутствия утилизации теплоты принимается $\eta_{ит} = \eta_э$ ($\eta_э$ — электрический КПД установки, обычно $\eta_э = 0{,}2–0{,}35$ для ГТУ и $\eta_э = 0{,}35–0{,}42$ для ГПА). Следует иметь в виду, что электрический КПД установки $\eta_э$ зависит от ряда параметров энергетического цикла и от величины ее нагрузки. Общий расход топлива на мини-ТЭЦ равен $B = N_э / Q_i^r \eta_э$. При частичной утилизации теплоты, обычно

имеющей место в межотопительный период, общий расход топлива установки определяется точно так же. Разделение затрат топлива между электроэнергией и теплотой в этом случае зависит от вкусовых предпочтений исполнителя. Один из вариантов, соответствующий “физическому методу”, состоит в том, что удельные затраты топлива определяются по соотношению $b_э = \frac{B_э}{N_э} = \frac{1}{\eta_{итр} Q_i^r}$ = 145 г.у.т./кВт·час при расчетном значении коэффициента использования теплоты сгорания топлива $\eta_{ит}$ = 0,85, тогда неиспользованная теплота топлива относится на процесс производства теплоты, и расход топлива на производство теплоты равен $B_т = B - b_э N_э = \frac{N_э}{Q_i^r}\left(\frac{1}{\eta_э} - \frac{1}{\eta_{итр}}\right)$, $b_т = B_т/Q_т$, где $Q_т$ — мощность полезно используемого потребителями теплового потока. В альтернативных вариантах можно делить общий расход топлива в любой другой пропорции, включая случаи, когда сохраняется значение $b_т = \frac{B_т}{Q_т} = \frac{1}{\eta_{ит} Q_i^r}$ = 168 кг.у.т./Гкал и неиспользованная теплота сгорания топлива относится на производство электроэнергии, либо относить все затраты топлива на производство электроэнергии, считая утилизируемую теплоту бесплатной. Возможно также применение способа разделения затрат топлива по методике ОРГРЭС, использовавшегося для ТЭЦ ОАО “РАО ЕЭС” с 1995 года.

В соответствии с Федеральным Законом №35 от 26.03.2003 “Об электроэнергетике” в дальнейшем в результате реформирования ОАО “РАО ЕЭС” цены на производимую электроэнергию будут определяться рыночными механизмами. Можно предположить, что со временем цены на теплоту также будут определяться спросом и предложением в конкретном месте.

Годовая чистая прибыль на мини-ТЭЦ за счет производства электроэнергии и теплоты определится как разность выручки *V* от их продажи и себестоимости *C* их производства на мини-ТЭЦ с налоговыми отчислениями *H*. Простой срок окупаемости капитальных затрат *K* на строительство мини-ТЭЦ в этом случае равен:

$$z_{ок} = \frac{K}{V - C - H}.$$

Годовая выручка от продажи произведенных на мини-ТЭЦ электроэнергии $Э_э$ и теплоты $Э_т$ по тарифам $Т_э$, $Т_т$ равна: $V = Т_э Э_э + Т_т Э_т$.

Годовая себестоимость теплоты и электроэнергии, произведенных на мини-ТЭЦ, определяются годовыми затратами топлива $В_{год}$ при цене топлива $Ц_т$, затратами на эксплуатацию $С_э$, ремонты $С_р$, заработную плату персонала $С_{зп}$, прочие затраты $С_{пр}$, величиной амортизационных отчислений $А = n_а К$ с годовой нормой средних амортизационных отчислений $n_а$, определяемой исходя из норм амортизации различных групп основных средств, составляющих мини-ТЭЦ (см. Постановление Правительства РФ от 1 января 2002 г. №1 "О Классификации основных средств, включаемых в амортизационные группы" с учетом Изменений и дополнений, утвержденных постановлением Правительства РФ от 9 июля 2003 г. №415):

$$С = Ц_т В_{год} + С_э + С_р + С_{зп} + С_{пр} + А. \qquad (10.13)$$

Годовые затраты топлива $В_{год}$ с теплотворной способностью Q_i^r на мини-ТЭЦ связаны с годовой выработкой электроэнергии $Э_э$ с помощью среднегодового электрического к.п.д. когенерационной установки $\eta_{эср}$: $В_{год} = Э_э / Q_i^r \eta_{эср}$.

Главными составляющими налоговых отчислений при определении прибыли обычно являются налог на прибыль и налог на

имущество с нормами $p_п$ и $p_и$ соответственно:

$$H = p_п (V–C) + p_и K. \qquad (10.14)$$

Приведенный выше срок окупаемости предполагает использование амортизационных отчислений для воспроизводства мини-ТЭЦ после завершения ее срока службы. В случае использования амортизационных отчислений для других целей срок окупаемости будет равен

$$z_{ок}^{A} = \frac{K}{V - C - H - A}.$$

С точки зрения рыночной экономики тарифы на энергоносители, производимые на мини-ТЭЦ, должны определяться исходя из капитальных затрат на присоединение к существующим в этом же месте альтернативным источникам энергоснабжения (или создание новых) K_a и соответствующих тарифов T_{Na}, $T_{Эа}$, $T_{Та}$, например, в виде сети энергосистемы и котельной, или тепловой сети. Следует отметить, что новое присоединение к электрическим и тепловым сетям (строительство котельной) требует капитальных затрат K_a, соизмеримых с затратами на строительство мини-ТЭЦ, а тарифы, по которым альтернативные источники будут отпускать электроэнергию и теплоту, превышают на десятки процентов их себестоимость на мини-ТЭЦ.

Получим соотношение для срока окупаемости при использовании затратных характеристик альтернативного энергоисточника.

Фактически величина срока окупаемости $z_{ок}$ представляет собой период времени, в течение которого суммарные затраты при строительстве мини-ТЭЦ и в альтернативном варианте энергоснабжения от электрической сети и существующей внешней тепловой сети (создаваемой котельной) будут равны.

Равенство затрат за время z с учетом налоговых отчислений в

обоих вариантах дает

$$K + (C+H)\,z = K_а + (T_a+H_a)\,z,$$

откуда следует

$$z_{ок} = \frac{K - K_a}{T_a + H_a - C - H} = \frac{K}{T_a + \dfrac{K_a}{z_{ок}} + H_a - C - H}.$$

Очевидно, что если время службы мини-ТЭЦ $z > z_{ок}$, то строительство мини-ТЭЦ — более выгодное мероприятие в сравнении с альтернативным вариантом присоединения к электрической сети и тепловой сети (создаваемой котельной), и наоборот.

Капитальные затраты, связанные с альтернативным вариантом энергоснабжения предприятия, равны $K_a = K_{aэ} + K_{aт}$ (например, плата за присоединение к электрической сети, на прокладку кабеля и строительство распределительного устройства — $K_{aэ}$, стоимость котельной или стоимость присоединения к существующим тепловым сетям, стоимость тепловой сети — $K_{aт}$). Годовые затраты на покупку электроэнергии и теплоты в альтернативном варианте энергоснабжения складываются из помесячной оплаты заявленной электрической мощности величиной $N_{пi}$, годовых значений израсходованных электроэнергии $Э_э$ и теплоты $Э_т$ по тарифам T_{Na}, $T_{Эа}$, $T_{Та}$ соответственно: $T_a = \sum_{i=1}^{12} T_{Na} N_{пi} + T_{Эа} Э_э + T_{Та} Э_т$.

2. *Мини-ТЭЦ отпускает теплоту и электроэнергию предприятию, которому она принадлежит.*

В этом случае отсутствует прямой акт продажи электроэнергии и теплоты, но имеет место продажа продукции, производимой предприятием, в себестоимость которой входят затраты на энергоносители. Определение срока окупаемости мини-ТЭЦ как части предприятия, можно произвести, сделав ряд допущений. Предположим, что цена на продукцию, производимую предприятием,

после строительства на нем мини-ТЭЦ такая же, как и у конкурентов. Пусть отличия в себестоимости продукции состоят только в разных затратах на теплоту и электроэнергию. В связи с более низкими затратами на производство мини-ТЭЦ имеется большая прибыль при реализации продукции, производимой на рассматриваемом предприятии. Поэтому, несмотря на то, что нет прямого акта продажи энергоносителей, при определении чистой прибыли от производства электроэнергии и теплоты необходимо так же, как и в ранее рассмотренном варианте, учитывать налог на прибыль, входящий в цену продукции предприятия. Увеличение прибыли на предприятии определится как разность годовых затрат на энергоносители у конкурентов $Т_к$, их себестоимости С и налоговых отчислений Н на мини-ТЭЦ. Фактически $Т_к$ — годовая затратная составляющая на электроэнергию и теплоту в цене на продукцию конкурентов при равных ее объемах. Ее величина равна сумме затрат на производство энергоносителей, рентабельности, характерной для выпускаемой продукции и налогов на эти составляющие у конкурентов. В этом состоит существенное отличие от ранее рассмотренного варианта, когда выручка определялась альтернативным вариантом энергоисточника в том же месте, где расположено рассматриваемое предприятие. С учетом замены T_a на $T_к$ действительны все приведенные выше соотношения.

Следовательно, величина прибыли от производства энергоносителей и срок окупаемости мини-ТЭЦ зависят от статуса мини-ТЭЦ (самостоятельный энергоисточник или энергетическое подразделение предприятия), задач, которые она решает, способа формирования цен на энергоносители, цен на продукцию предприятия. В связи с этим прибыль и срок окупаемости капиталовложений в строительство мини-ТЭЦ носят условный, иллюстративный характер, их роль сводится к ориентации инвесторов и предпринимателей относительно вариантов энерго-обеспечения

различных объектов.

В случае создания мини-ТЭЦ при существующей котельной, обеспечивающей теплотой предприятие и внешнюю тепловую сеть получили распространение два варианта определения экономичности мини-ТЭЦ: как самостоятельного объекта и как модернизированного энергоисточника, в состав которого она вошла.

1. Рассмотрим мини-ТЭЦ как отдельный объект, пристроенный к котельной, который отпускает теплоту $Э_{тп}$ и электроэнергию $Э_{эп}$ предприятию, которому она принадлежит, а также — в тепловые и электрические сети $Э_{тс}$, $Э_{эс}$ по тарифам $Т_{этэц}$, $Т_{ттэц}$, которые утверждаются РЭК (в будущем определяются рыночными механизмами), исходя из себестоимости и назначенной рентабельности производства энергоносителей.

Срок окупаемости мини-ТЭЦ равен

$$z_{ок} = \frac{K}{V + T_к - C - H},$$

где V — выручка от продажи в сети электроэнергии и теплоты, равная $V = T_{этэц}Э_{эс} + T_{ттэц}Э_{тс}$, $T_к$ — затратная составляющая на электроэнергию и теплоту в цене на продукцию конкурентов при равных ее объемах, $T_к = (\sum_{i=1}^{12} T_{Nк} N_{пi} + T_{эк}Э_{эп} + T_{тк}Э_{тп})(1 + r_п) + H_к$, где $r_п$ — рентабельность выпускаемой продукции, $H_к$ — соответствующие налоговые отчисления.

Себестоимость С произведенных продуктов и налоги Н на мини-ТЭЦ для предприятия и на продажу $(Э_{эс} + Э_{тс} + Э_{эп} + Э_{тп})$ определяются по аналогии с (10.13), (10.14), исходя из соответствующих затрат топлива и других компонентов себестоимости.

При определении величины теплоты, производимой мини-ТЭЦ и котельной, возникает проблема ее разделения между ними.

Очевидно, что при сохранении тепловой нагрузки теплоисточника тепловая нагрузка котельной формально уменьшается на величину тепловой мощности мини-ТЭЦ. Однако такое разделение является условным, так как между котельной и мини-ТЭЦ существуют связи материальных потоков, и для нормального функционирования энергоисточника необходима работа оборудования и котельной, и мини-ТЭЦ. Например, для мини-ТЭЦ на базе ГТУ или ГПА с утилизацией теплоты оборудование котельной обеспечивает подпитку утилизационных контуров. В случае использования паровых турбин на мини-ТЭЦ ее зависимость от котельной еще значительнее: пар, поступающий в турбины, вырабатывают паровые котлы котельной. Поэтому необходимо определить доли котельной и мини-ТЭЦ и в себестоимости теплоты, вырабатываемой на мини-ТЭЦ, и в выручке от продажи этой теплоты. Однозначно выполнить такое разделение затруднительно, любой метод деления будет носить условный характер. В практике часто встречаются два предельных подхода: на ГТУ-ТЭЦ и ГПА-ТЭЦ вся теплота, производимая в утилизационных теплообменниках, относится на мини-ТЭЦ как по затратам, так и по выручке, на мини-ТЭЦ с паровыми турбинами напротив, вся теплота, производимая в пароводяных теплообменниках мини-ТЭЦ, относится к котельной. В соответствии с принятым способом разделения используются соотношения, приведенные выше.

2. Более ясным и бесспорным кажется рассмотрение характеристик модернизированного энергоисточника, состоящего из котельной и мини-ТЭЦ. В этом случае определяются выручка от продажи электроэнергии и теплоты, произведенных в котельной и на мини-ТЭЦ, во внешние сети, рыночная стоимость производства электроэнергии и теплоты, используемых предприятиями-конкурентами, и соответствующие затраты на мини-ТЭЦ. При этом в основных фондах энергоисточника учитываются как остаточная стоимость котельной, так и капитальные затраты на строительство

мини-ТЭЦ. Однако в этом случае возникает проблема разделения общей прибыли энергоисточника между мини-ТЭЦ и котельной. Если всю прибыль энергоисточника использовать на окупаемость мини-ТЭЦ, то это означает, что прибыль от тепла, произведенного в котельной, используется для окупаемости мини-ТЭЦ. В условиях, когда мини-ТЭЦ и котельная принадлежат одному хозяину, и для уже окупившей себя котельной такое использование средств является естественным, оно может показаться несправедливым инвестору. О проблеме разделения теплоты, произведенной в оборудовании мини-ТЭЦ, и соответствующей прибыли, между мини-ТЭЦ и котельной говорилось выше. Вероятно, разделение все-таки необходимо производить, так как оно связано с сутью произошедших изменений. Снижение роли котельных в выработке теплоты и ухудшение показателей выработанной ею теплоты является неизбежным и компенсируется модернизацией энергетического комплекса в целом и повышением срока службы котельной в связи с более щадящим режимом ее работы.

Авторы указанной выше статьи делают следующие выводы.

«Приведенные выше соображения, возникающие при определении прибыли мини-ТЭЦ, сроков ее окупаемости, показывают, что необходима определенность в целом ряде вопросов, являющаяся вкусовой, не имеющей нормативного характера. Поэтому в настоящее время при выполнении технико-экономических расчетов требуется согласование с Заказчиком всех условий, для которых производится определение технико-экономических показателей, в частности, таких привычных, как прибыль и срок окупаемости.

Следует отметить, что учет реальной динамики денежных потоков с дисконтированием для выбранной схемы финансирования изменит значения сроков окупаемости, но и в этом случае потребуется принятие конкретных решений для вопросов, затронутых выше».

10.5. КОМБИНИРОВАННЫЕ (КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ) УСТАНОВКИ С ДВИГАТЕЛЯМИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Основные термодинамические циклы, которые реализуются в двигателях внутреннего сгорания (ДВС), а именно: цикл Отто — или цикл с искровым зажиганием, цикл Дизеля — или цикл с воспламенением от сжатия, практически тождественны циклу Брайтона, по которому работают ГТУ. Диапазоны режимных параметров, при которых работают ДВС и ГТУ, также близки. Начальная температура газа лучших современных ГТУ составляет 1200–1400 ºС. В ДВС из-за более эффективных конструкторских решений системы охлаждения начальная температура обычно выше и находится на уровне 1700–1900 ºС. Поскольку температура уходящих газов у обоих типов двигателей примерно одинакова (450–550 ºС), термическая эффективность циклов ДВС выше, чем ГТУ, и может достигать 44–48 %. Отсюда следует, что все приведенные ранее рассуждения о ГТУ-ТЭЦ и ПГУ-КУ в равной мере справедливы для ДВС-ТЭЦ и ДВС-КУ.

Единственным фактором, сдерживающим применение ДВС в стационарной энергетике, является относительно малая предельная мощность. К этому обычно еще добавляют: ограниченный моторесурс, повышенную токсичность выхлопных газов, повышенный расход масла.

Однако главная причина кроется в своеобразном отношении к дизелю как энергетическому двигателю в нашей стране. Государственной энергетической политике СССР изначально была свойственна гигантомания. В результате появилось (объективно вредное) деление энергетики на "большую", пользующуюся поддержкой государства, и "малую", отношение к которой пренебрежительное. Дизельный двигатель, имеющий в силу ряда объективных технических причин ограничение мощности, где-то на

уровне до 40–50 МВт, на большую энергетику не тянул, что и определило его судьбу в эпоху социалистической экономики. Дизельный двигатель сохранил достаточно устойчивые позиции на водном транспорте как главный двигатель, в армии, где альтернативы ему не было, и как вспомогательная энергоустановка в промышленности, строительстве, сельском хозяйстве. К концу существования СССР в стране по неполным данным в "малой энергетике" работало 500 тыс. дизель-генераторов, в том числе 300 тыс. в армии. Мощность подавляющего большинства из них была от 1 МВт и ниже, моторесурс — не превышал 10 тыс. часов. Причем последнее, казалось, всех устраивало.

Иная ситуация складывалась за рубежом, где не делили энергетику на «большую» и «малую». В результате дизельные электростанции (ДЭС) мощностью 1–20 МВт с моторесурсом 50–100 тыс. часов успешно работают в энергосистемах Западной Европы, покрывая, прежде всего, пиковые нагрузки. Высокая маневренность ДЭС позволяет включать их на несколько часов (и даже на десятки минут), в сутки для прохождения максимумов нагрузки. Используются ДЭС и для автономного энергоснабжения больниц, спортивно-развлекательных комплексов и т.п.

В последние годы в условиях роста цен на дизельное топливо наряду с ним начинают применять близкое по топливным свойствам (и стоимости) растительное масло (рапсовое и др.). Одновременно все большее применение находят ДВС, работающие на природном газе. Октановое число природного газа более 110, для его самовоспламенения требуется значительная степень сжатия. Поэтому ДВС, работающие на газе, снабжают обычно искровым зажиганием. В технической отечественной литературе их называют *газовыми двигателями* или *газопоршневыми агрегатами,* чтобы не путать с двигателями, работающими на жидком топливе.

В 60-х годах прошлого века комбинированные ПГУ, где вместо

ГТУ используется двигатель-генератор (ДГ) были исследованы в Ленинградском политехническом институте на кафедре двигателей внутреннего сгорания Ф. Л. Ливенцевым. На рис. 10.4 показана одна из предложенных им схем [8].

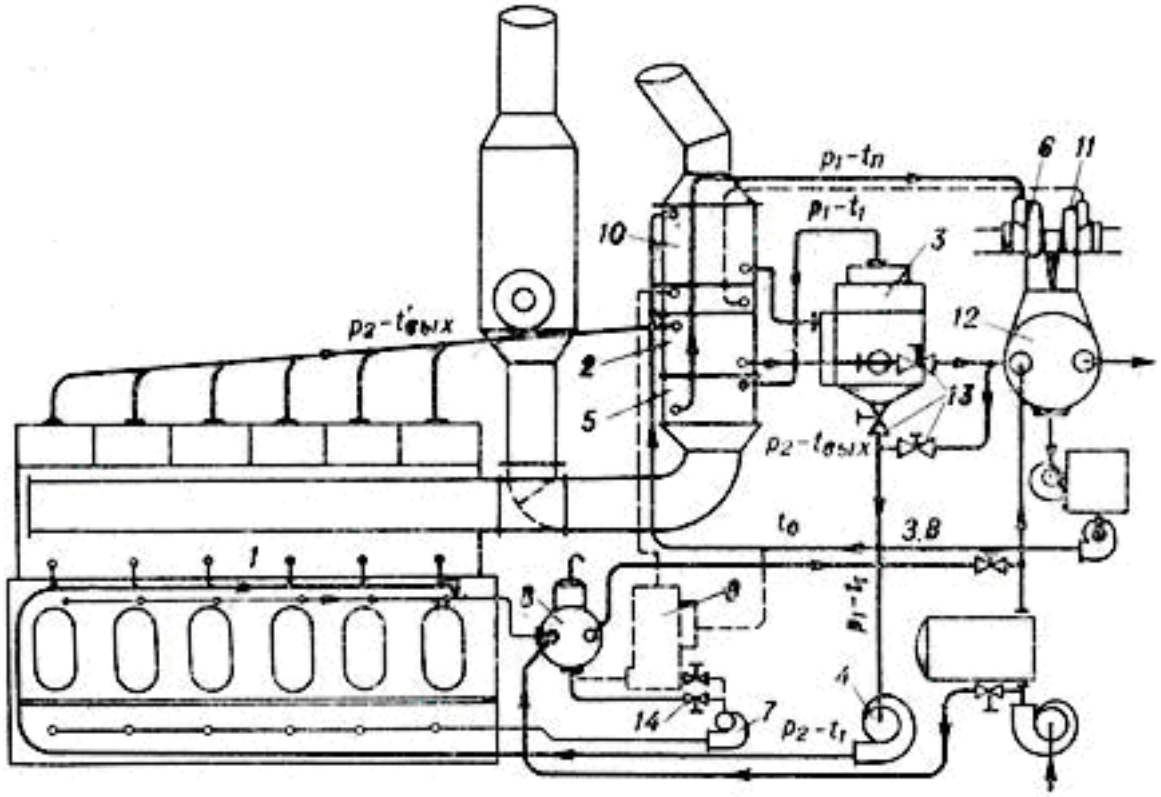

Рис. 10.4. Схема парогазовой установки с ДВС

Основной элемент схемы — дизельный двигатель *1*, температура охлаждающей воды на выходе из которого 120–140 ºС (для этого давление в системе охлаждения повышается до 0,20–0,35 МПа). Далее вода дополнительно нагревается за счет теплоты отходящих газов двигателя в теплообменнике *2*. В аппарате *3* происходит дросселирование воды и сепарация образовавшегося пара. Циркуляционный насос *4* возвращает отпрепарированную воду в систему охлаждения, а пар, пройдя газовый подогреватель 5, направляется в паровую турбину *6*. Кроме системы высокотемпературного охлаждения двигателя, паровая турбина

использует теплоту охлаждения поршней. Вода, выходящая из этой системы, имеет более низкую температуру (около 100 ºС). Ее теплота используется по аналогичной схеме. Для этого в установке имеются специальный циркуляционный насос *7*, водосборник *8,* пароотделитель *9*, пароперегреватель *10* и паровая турбина *11*, работающая с турбиной *6* на общий конденсатор *12*. Клапаны *13* и *14* позволяют производить переключение на обычную систему охлаждения двигателя. Подобная схема достаточно сложна, поэтому ее целесообразность может рассматриваться только для установку относительно большой мощности.

Значительно проще решается задача использования теплоты ДВС для отопления и горячего водоснабжения. Отпадает необходимость в паросепараторах и паровых турбинах, их заменяют водо-водяные теплообменники. Подобные схемы находят применение как за рубежом, где их с полным основанием называют когенерационными, так и у нас в стране. Коэффициент использования теплоты в наиболее сложных схемах достигает 80–85 %.

Однако следует обратить на одну особенность комбинированных схем с ДВС, а именно: жесткую связь электрической и тепловой нагрузок. Поэтому представляется, что масштабы их применения будут зависеть от того, найдутся ли в отечественной энергетике объекты для несения базовых тепловой и электрической нагрузок соответствующих мощностей. Если найдутся, то появятся и комбинированные дизельные парогазовые установки и ДПУ вместо ПГУ. Если ДЭС будут использоваться только в пиковом режиме, то перспективы ДПУ представляются незначительными.

11. ПРОБЛЕМА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА В ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВКАХ

11.1. ОСНОВНЫЕ ПРОЦЕССЫ ПОЛУЧЕНИЯ СИНТЕТИЧЕСКОГО ТОПЛИВА

Практически с первых шагов газотурбостроения ищутся способы избавления от одного из главных недостатков ГТУ — требование газообразного или кондиционного жидкого топлива.

С момента возникновения электроэнергетики и до середины XX в. доля твердого топлива в мировом энергобалансе неуклонно росла и достигла величины, превышающей 60 %. В нашей стране эта доля была еще выше и в 1960 г. составляла 78 %. Естественно, что в таких условиях невозможность использовать в ГТУ твердое топливо ограничивала их применение в энергетике, а также применение ПГУ. Во второй половине XX века ситуация меняется. Нарастают темпы использования жидкого и газообразного топлива. Добыча и транспортировка его много дешевле, чем угля. Совокупное отрицательное экологическое воздействие жидкого и газообразного топлива меньше, чем при сжигании угля. Поэтому в наше дни твердое топливо составляет в мировом энергобалансе примерно 30…40 %. Однако, цена на жидкое топливо быстро растет, дорожает также и газ. Если такая тенденция далее сохранится, то проблема освоения сжигания твердого топлива в ГТУ (и ПГУ) может снова стать актуальной. Особенно в нашей стране, где сосредоточено 40 % разведанных мировых запасов угля и 70 % запасов торфа, в первую очередь должны рассматриваться эти виды твердого топлива. За рубежом проблема использования твердого топлива ставится несколько иначе. Там остро стоит экологическая проблема утилизации органосодержащих отходов (древесины, сельско-хозяйственных и бытовых отходов).

Поиски путей применения твердого топлива в ГТУ шли в двух направлениях. Первое заключалось в создании камер сгорания, допускающих сжигание твердого топлива. Второе предусматривало применение так называемого двухстадийного использования топлива. На первой стадии из твердого топлива получают синтетическое жидкое или газообразное топливо, а на второй стадии уже по известным технологиям сжигают это синтетическое топливо.

Сжигание твердого топлива само по себе не влечет специальных проблем. Основная проблема заключается в уносе из топки твердых частиц золы и не сгоревшего топлива.

Наличие твердых частиц в рабочем теле, на котором работает газовая турбина, связано с механическим воздействием на лопаточный аппарат (трение и ударное воздействие). В результате лопаточный аппарат подвергается быстрому износу и разрушению. Заметим, что и в топках паровых котлов при вихревом и факельном сжигании твердого топлива возникают проблемы износа топочных экранов. Однако бороться с этой проблемой в котельных установках существенно проще — достаточно правильно организовать циркуляцию газов топки, и износа не будет. В проточной части газовой турбины подобная возможность отсутствует. Взвешенные в газовом потоке твердые частицы при соприкосновении с твердой стенкой теряют свою кинетическую энергию, покрывая поверхность лопатки слоем пыли. Далее пыль спекается и поток газа, омывающий лопатки, срывает с их поверхности крупные частицы, которые не успевают приобрести скорость потока и значительно по скорости отстают от него. На рис. 11.1 показано, к чему это приводит. Частица пыли вылетает из соплового аппарата со скоростью c_{1n}, при входе в межлопаточный канал рабочего колеса, имеющего окружную скорость u, вектор скорости w_{1n} будет почти перпендикулярен вектору скорости w_1, совпадающему с осью межлопаточного канала. В результате твердые частицы ударяются о поверхность рабочих лопаток со стороны спинки.

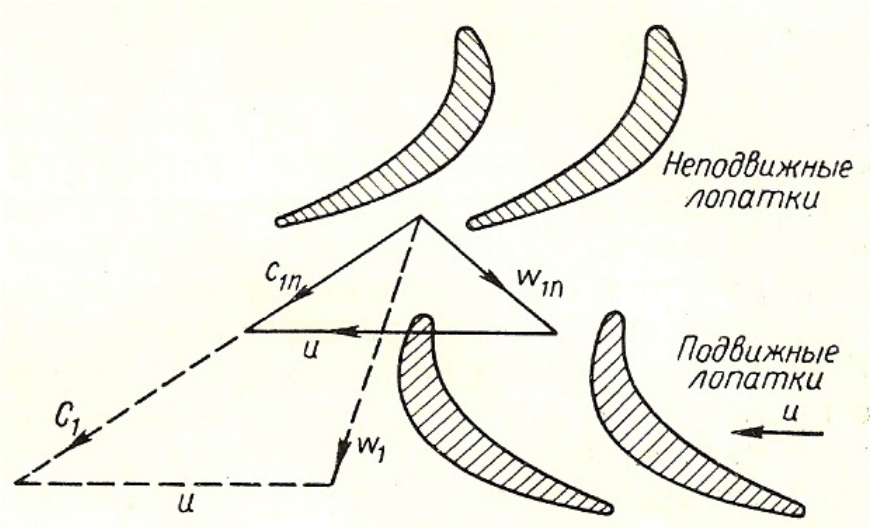

Рис.11.1. Схема эрозионного воздействия запыленного потока на рабочие лопатки

Окружная скорость лопаток составляет сотни метров в секунду, и ударные воздействия на них вызывают быструю эрозию металла. Так как поток в зазоре за сопловым аппаратом имеет тангенциальную закрутку, твердые частицы отбрасываются к периферии. На рабочем колесе под влиянием периферической скорости также имеется тенденция к сепарации в том же направлении. В результате концентрация твердых частиц у наружных диаметров возрастает. Соответственно возрастает и скорость эрозии материала проточной части. Кроме того, твердые частицы, особенно частицы кокса, обладают абразивным воздействием на металл лопаток.

Пыль также забивает зазоры в елочных креплениях хвостов лопаток, что препятствует их нормальным тепловым расширениям и, в конечном счете, вызывает вибрации, а затем и разрушение лопаток.

Освоение в 30-х годах прошлого века факельного сжигания топлива в паровых котлах вселило умеренный оптимизм, что на этой основе удастся освоить сжигание угля в камерах сгорания ГТУ. Опытные работы велись широким фронтом у нас в стране и за рубежом. Мы ограничимся только одним примером.

На рис. 11.2 показана циклонная камера сгорания ЦКТИ для ГТУ.

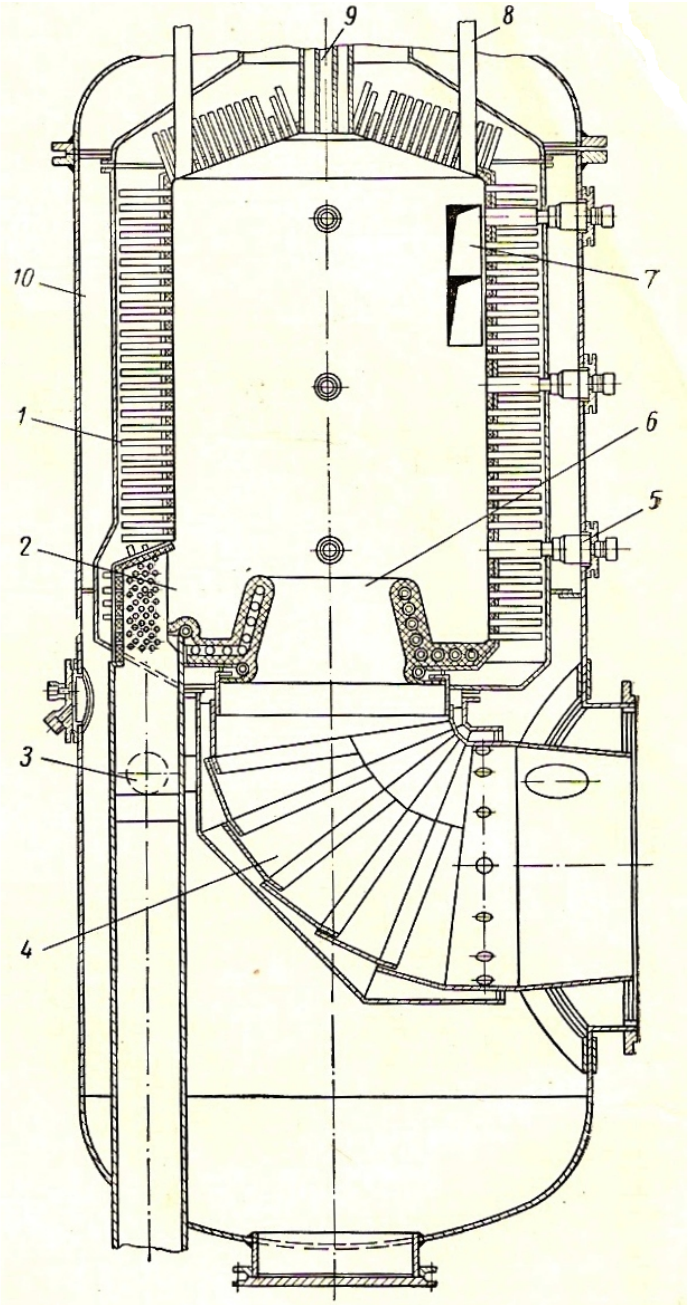

Рис.11.2. Циклонная камера сгорания (ЦКТИ):

1 — шипы; *2* — летка; *3* — перепуск газа; *4* — камера смешения; *5* — глядела; *6* — выходная горловина; *7* — подача вторичного воздуха; *8* — подача пылевоздушной смеси; *9* — гнездо для пусковых форсунок жидкого топлива; *10* — полость для третичного воздуха

Эта камера сгорания имеет жидкое шлакоудаление и представляет собой вертикальную камеру с нижним отводом газов. Камера состоит из трех оболочек. Во внутренней оболочке происходит процесс сгорания. Эта оболочка снабжена сквозными шипами, которые вступают как внутрь огневого пространства, так и в межстенное пространство. Омываемые воздухом, они служат для охлаждения внутренней оболочки. Наружная оболочка является несущим корпусом. Промежуточная оболочка одной стороной создает полость для прохода охлаждающего воздуха, а с другой — образует полость, заполненную тепловой изоляцией. Пылевоздушная смесь, представляющая собой смесь топлива с первичным воздухом, подается через отверстия в верхней крышке камеры сгорания. Вторичный воздух в количестве 90 % поступает в верхнюю зону камеры сгорания через тангенциальные щели. Охлаждение камеры происходило третичным воздухом, который на выходе из камеры смешивался с продуктами сгорания с целью получения нужной температуры рабочего тела. Вокруг газоотводящего конуса выходной горловины располагался желоб для сбора и отвода жидкого шлака.

При подогреве воздуха до 350 ºС и его избытке до 1,3 камера работала устойчиво. Механический недожог для донецкого газового угля оставался в пределах 1 %.

В 1955–1960 гг. у нас в стране был проведен комплекс исследований на ГТ-600-1,5 НЗЛ, в результате которых был сделан вывод о возможности работы ГТУ на твердом топливе при условии, что размер частиц пыли не превышает 10 мкм, а ее концентрация в рабочем теле $C < 0{,}5$ мг/м^3. С тех пор прошло полвека, но и сегодня Всероссийский теплотехнический институт (ВТИ) предлагает программу исследований по созданию для ГТУ камеры сгорания, работающей на твердом топливе. Да и за рубежом, где имеется целый ряд твердотопливных ГТУ, они пока не выходят за пределы опытной эксплуатации.

Кроме осуществления эффективного сжигания твердого топлива, требуется решить проблему высококачественной очистки продуктов сгорания, имеющих температуру, близкую к температуре плавления шлака; проблему подачи топлива внутрь камеры сгорания, где давление достигает 1,5...2,5 МПа, а также удачно осуществить всю схему приготавливания.

В результате на сегодняшний день относительно надежнее идти по пути упомянутого выше двухстадийного сжигания топлива. Есть еще третий путь — использование замкнутого цикла ГТУ, к нему мы обратимся в конце данной главы, а пока остановимся на вопросах получения синтетического топлива.

На рис. 11.3 показаны основные пути энергетического использования твердого топлива. Здесь, кроме прямого сжигания, рассматривается целый ряд технологий.

Большинство технологий получения синтетического топлива многостадийны и энергоемки. Их реализация может быть рентабельной только в условиях крупнотоннажных производств на специальных предприятиях. Пожалуй, только технология газификации может быть реализована непосредственно в энергетическом цикле ГТУ. Иначе — весь технологический процесс получения газообразного топлива и его использование осуществляется в пределах одной энергетической установки. Подобные установки называют ГТУ (или ПГУ) с *внутрицикловой газификацией твердого топлива*. Поэтому остановимся на рассмотрении только газификации твердого топлива, полагая, что остальные технологии выходят за рамки настоящего курса.

Энергетическое использование таких отходов до сих пор остается экономически наиболее обоснованной технологией их утилизации. Прямое сжигание отходов в мусоросжигающих котлах с последующим использованием обычного цикла ПСУ оказывается не конкурентным на энергетическом рынке. Техническое

совершенствование мусоросжигающих электростанций идет по пути сочетания ПГУ с внутрицикловой газификацией отходов. Развитие данного направления привело к тому, что отходы перед газификацией проходят предварительную обработку с получением гранул постоянного состава (пеллет), что позволяет существенно упростить организацию процесса газификации [10].

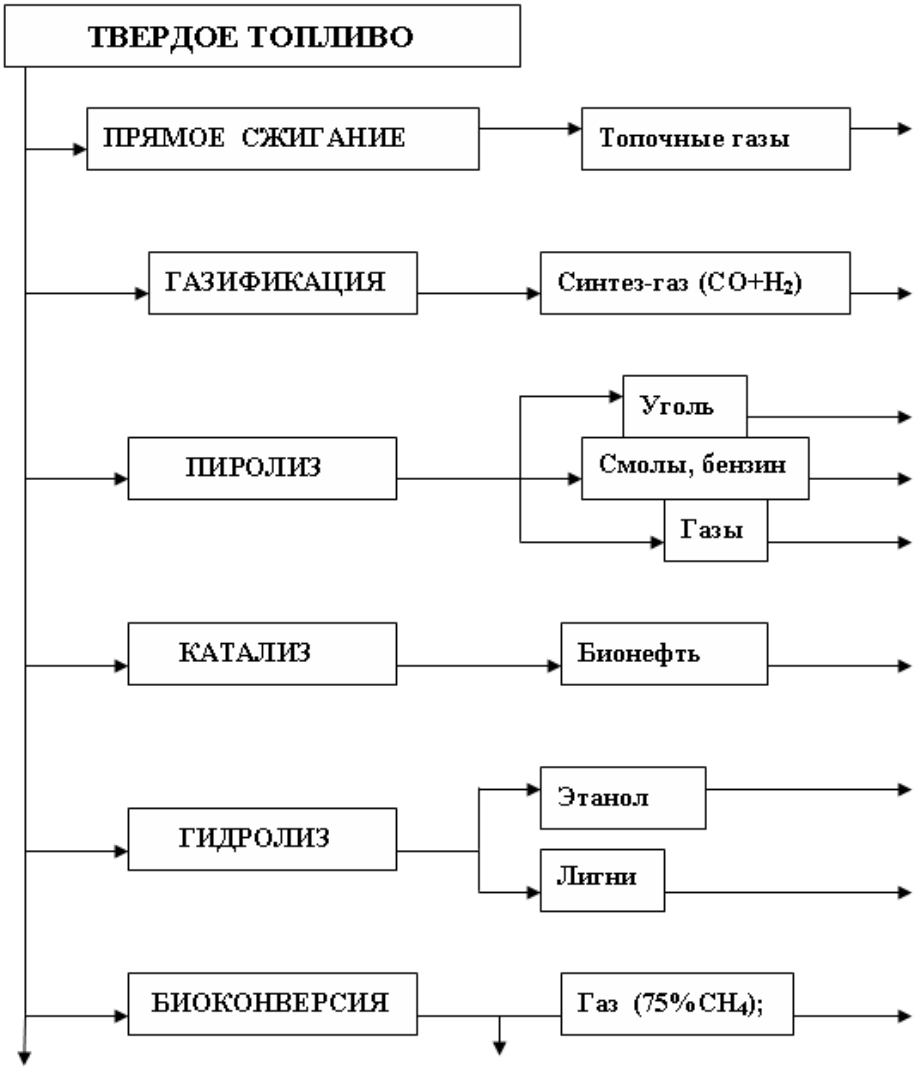

Рис. 11.3. Основные технологии энергетического использования твердого топлива

Газификация — термохимическая конверсия органосодержащего сырья, в ходе которого углерод с помощью окислителя (газа,

содержащего кислород) переходит в газообразное состояние. Газифицировать можно любое сырье, содержащее углерод, как твердое, так и жидкое (например, нефть). В основе газификации лежат процессы, объединенные понятием *пирогенизации* или, что то же самое — *пиролиза*. Пиролиз начинается при нагревании в области температур выше 170–350 ºС. (Температура начала пиролиза зависит от вида органосодержащего материала). Признаком начала пиролиза является выделение из вещества горючих газов, одновременно начинают образовываться углистые материалы и смолы. В процессе увеличения температуры количество образующегося газа увеличивается, и при температурах порядка 400–600 ºС вещество загорается. Это происходит, если вещество имеет контакт с кислородом. Если кислорода нет (или недостаточно), то процесс пиролиза продолжается, количество образовавшегося газа нарастает, и при температурах 1100–1400 ºС органическая часть твердого вещества почти полностью переходит в газообразное состояние. Пиролиз, начинающийся при температурах 900–1100 ºС, в технике принято называть газификацией. При температурах начала газификации (подчеркиваем — условного начала) 60–85 % органической доли сырья переходит в газообразное состояние. Остальная часть органических веществ содержится в виде углистого остатка, сжигание которого можно использовать для поддержания температуры, необходимой для проведения процесса. Наиболее общее название смеси образующихся при этом газов — *генераторный газ.* Параллельно существуют и менее общие названия, связанные с видом сырья или способом использования (каменноугольный, коксовый, нефтяной, светильный, городской газ и многие другие).

Процессы пиролиза (на сугубо эмпирической основе) использовались еще в далеком прошлом для получения различных полезных органических веществ (дегтя, скипидара и др.). Возможно, читателю знаком термин — *смолокурение.* С начала 19-го века начинается и быстро достигает широких масштабов промышленное

производство генераторного газа для городского освещения. Уже в 1835 г. первый газовый завод был построен и в России (остатки его корпусов можно видеть и сегодня на южном берегу Обводного канала в Санкт-Петербурге). В XX веке, после внедрения электрического освещения генераторный газ стали использовать для бытовых нужд и как продукт для химической переработки.

Изучение пиролиза позволило накопить значительный объем экспериментальной информации, но одновременно показало крайне сложное взаимодействие сопутствующих пиролизу термохимических процессов. До конца указанные процессы вряд ли могут быть исследованы. Дело в том, что число химических реакций при пиролизе измеряется сотнями, более сотни промежуточных продуктов в настоящее время идентифицировано. Многие реакции являются обратимыми, их направление определяется многими факторами, среди которых температура, давление, компонентный состав и многое другое. Время существования некоторых продуктов определяется секундами (или даже долями секунд), что крайне затрудняет экспериментальные исследования. Поэтому в настоящее время определенно можно говорить только о конечном составе продуктов пиролиза в зависимости от параметров, определяющих процесс. Среди этих параметров основные:

- вид и фракционный состав обрабатываемого сырья (топлива);
- температура процесса и скорость ее изменения;
- давление процесса;
- вид окислителя;
- способ подвода тепла:
- время пребывания топлива в зоне пиролиза.

Основными горючими компонентами *генераторного газа* являются водород H_2, окись углерода CO, а также в ряде случаев метан CH_4 и более тяжелые углеводороды. В зависимости от типа окислителя и параметров процесса газификации доля горючих

компонентов и их соотношение в генераторном газе варьируются в широких пределах. Соответственно, калорийность получаемого газа может меняться в широких пределах от 4 до 35 МДж/м^3.

Реакция образования основной горючей части генераторного газа происходит по уравнению

$$2C + O_2 \rightarrow 2CO + 248698 \text{ кДж/кг·моль}, \qquad (11.1)$$

которое выражает происходящий в газогенераторе процесс неполного окисления раскаленного угля кислородом воздуха с образованием окиси углерода. При избытке воздуха происходит полное сгорание топлива, и соответствующая реакция имеет вид

$$C + O_2 \rightarrow CO_2 + 409469 \text{ кДж/кг·моль}. \qquad (11.2)$$

В отличие от сжигания газификация происходит в условиях дефицита воздуха, достаточного только для образования окиси углерода. При газификации, кроме реакции неполного окисления углерода, идет целый ряд других реакций. Например, при сгорании окиси углерода, получаемой в ходе реакции (11.2), происходит реакция образования двуокиси углерода

$$2CO + O_2 \rightarrow 2CO_2 + 570242 \text{ кДж/кг моль}, \qquad (11.3)$$

которая, вступая далее во взаимодействие с углеродом, поглощает тепло и дает дополнительное количество *окиси углерода*

$$C + CO_2 \leftrightarrow 2CO - 160773 \text{ кДж/кг·моль} \qquad (11.4)$$

Данная реакция обратима. При температурах 1000–1100 ºС она идет в прямом направлении, а при меньших температурах — в обратном.

Получаемый таким образом при воздушном дутье газ состоит в основном из CO, CO_2, N_2, и носит название *воздушного генераторного газа* (или проще — *воздушного*). Из уравнений (11.1–11.3) видно, что при образовании воздушного газа только часть теплоты экзотермических реакций окисления углерода тратится на

реакцию восстановления (11.4). Основная же часть уходит в виде физического тепла генераторного газа или в виде теплопотерь в окружающую среду. Это тепло может быть использовано для повышения теплоты сгорания генераторного газа, если в зону восстановления в необходимом количестве подать водяной пар. В зоне восстановления водяной пар взаимодействует с раскаленным углеродом кокса, реакция взаимодействия протекает с поглощением тепла и приводит к образованию окиси углерода и водорода

$$C + H_2O \leftrightarrow CO + H_2 - 117892 \text{ кДж/кг моль}. \qquad (11.5)$$

Подачей водяного пара можно существенно снизить температуру в зоне восстановления и повысить теплоту получаемого смешанного газа за счет образования дополнительного количества CO и H_2. Получаемый при этом газ называется *водяным генераторным газом*, а смесь воздушного и водяного газов, соответственно — *смешанным генераторным газом*.

Оптимальное количество водяного пара, подаваемое в камеру сгорания газогенератора, зависит от количества теплоты, оставшейся после восстановительных реакций воздушного газа. Избыток водяного пара приводит к снижению температуры в зоне восстановления, что снижает интенсивность процесса газификации и может привести к его прекращению. Из вышеизложенного следует, что теплоту сгорания генераторного газа определяет содержание в нем CO и H_2. Очевидно, что самыми эффективными режимами работы газогенератора будут те, в результате которых в полученном газе будет содержаться максимальное количество этих газов. В этой связи интересным представляется отыскать предел улучшения смешанного генераторного газа за счет водяного. Этот предельный, максимально улучшенный генераторный газ (идеальный генераторный газ) можно найти исходя из равенства тепловых эффектов экзотермических реакций (11.1), (11.3) и эндотермических реакций (11.4) и др. Для соблюдения указанного равенства на 2 моля углерода, реагирующего

с воздухом по реакциям (11.1), (11.2), должны вступать в реакцию Q_1 / Q_2 моля углерода (Q_1 *и* Q_2 — тепловые эффекты реакций горения и восстановления). Тогда общее количество молей полученного газа составит

$$(2 + 2{,}02)C + 2{,}02H_2 + 3{,}76O_2 = 9{,}80 \text{ молей.} \qquad (11.6)$$

Если в качестве окислителя используется воздух, то состав *идеального смешанного генераторного газа*: 41 % CO, 20,6 % H_2, 38,4 % N_2.Теплоту сгорания данного газа можно определять по формуле

$$Q_г = 25{,}8\ Q_{г(H2)} + 30{,}45\ Q_{г(CO)}. \qquad (11.7)$$

Следует обратить внимание на то, что при воздушном дутье в генераторный газ в качестве балласта переходит азот (N_2) воздуха, его содержание в идеальном газе 38,4 %. Кроме того, реальный ход многочисленных химических реакций, сопутствующих пиролизу, не позволяет получить в чистом виде идеальный генераторный газ. Представление о составе реального газа дает табл. 11.1, в которой представлены данные для ряда топлив.

Таблица 11.1

Средний состав сухого смешанного газа при паровоздушном дутье, % (объемные)

Показатель	Антрацит	Газовый уголь	Бурый уголь	Торф (кусковой)	Древесина (щепа)
CO	27,5	26,5	30,0	28,0	29,0
H_2	13,5	13,5	13,0	15,0	14,0
CH_4	0,5	2,3	2,0	3,0	3,0
CnHm	0,0	0,3	0,2	0,4	0,4
CO_2	5,5	5,0	5,0	8,0	6,5
H_2S	0,17	0,3	0,2	0,06	0.0
0_2	≤ 0,2	≤ 0,2	≤ 0,2	≤ 0,2	≤ 0,2
N_2	52,6	51,9	49,4	45,3	46,9

При организации процесса газификации в простейших аппаратах не удается полностью перевести весь углерод топлива в газ, часть его остается в виде смол, затрудняющих сжигание и транспортировку газа, или уходит со шлаком и уносом. Представление о соответствующем балансе дает табл. 11.2.

Таблица 11.2

Баланс углерода при газификации, % (весовые)

Параметр	Антрацит	Газовый уголь	Бурый уголь	Торф (кусковой)	Древесина (щепа)
Доля в газе	94,0	89,0	87,0	86,0	78,0
Доля в смоле	0,0	4,0	5,0	12,5	21,2
Доля в шлаке	2,5	5,0	3,0	0,5	0,3
Доля в уносе	3,5	4,0	5,0	1,0	0,5

Приведенные в таблице данные следует рассматривать как качественные, они могут несколько варьироваться в зависимости от организации процесса и типа аппарата для газификации.

Исключить или существенно снизить содержание азота в генераторном газе можно, если для дутья вместо воздуха применить кислород. Однако тогда технологическая схема и условия ее эксплуатации существенно усложняются. В табл. 11.3 приведены сравнительные данные по теплоте сгорания генераторного газа, получаемого с разными окислителями.

Таблица 11.3

Низшая теплота сгорания генераторного газа при различных способах дутья, МДж/м^3

Название газа	Окислитель	Низшая теплота сгорания
Воздушный	Воздух	3,8–4,6
Смешанный	Воздух + пар	5,0–6,7
Парокислородный	Кислород +пар	10,0–10,5

Необходимо сделать ряд терминологических замечаний. В последнее время часто смешивают термины «генераторный газ» и «синтез-газ» (по-видимому, последнее представляется более «научным»). *Синтез-газом* называется газ вполне определенного состава H_2:(2CO + 3CO_2) = 1,05. Он должен быть полностью очищен от каких-либо примесей, так как используется как сырье для синтеза химических органических соединений, вырабатываемых в настоящее время из нефти (отсюда название — синтез-газ). Предъявлять подобные требования к газу, используемому в качестве топлива, нецелесообразно, как и смешивать понятия. Еще одно недоразумение — называть генераторный газ, получаемый из биомассы, *биогазом.* В отечественной технической литературе биогазом называют газ, получаемый из биомассы на основе биотехнологии (отсюда и название — биогаз). Такой газ принципиально отличается от генераторного газа, так как он состоит в основном из метана (CH_4). За рубежом данные понятия смешиваются, вряд ли нам стоит повторять чужие ошибки.

Совершенствование процесса газификации идет по пути повышения интенсивности процесса, увеличения теплоты сгорания газа и увеличения единичной мощности аппаратов. Пути повышения интенсивности процессов газификации связаны с:

- ведением процесса при повышенном давлении (до 2,0–2,5 МПа):
- увеличением реакционной поверхности топлива;
- увеличением температуры в реакционных зонах, т.к. в аппаратах с жидким шлакоудалением температура может достигать 1600 ºС.

Мы уже отмечали, что скорость нагрева является одним из важнейших факторов, определяющих количество и качество продуктов разложения при пиролизе. В этой связи следует остановиться на одном перспективном направлении развития газификации, получившем в 30-е годы в отечественной литературе

название *быстрого пиролиза.* В настоящее время за ним утвердилось название *флеш-пиролиза*, что то же самое.

При скоростях нагревания 10^3–10^5 ºС/с открывается возможность регулировать выхода и состава продуктов пиролиза, получая отдельные продукты в чистом виде. Серьезным преимуществом флеш-пиролиза перед обычным (медленным) пиролизом состоит в том, что при температурах 450–600 ºС флеш-пиролиз позволяет получить высококачественное жидкое топливо (пиротопливо) с теплотой сгорания около 30 МДж/кг. При этом выход пиротоплива может достигать 75 % от исходной массы органического вещества. Отмечается, что при температурах около 1400 ºС выход газообразных продуктов по массе практически равен органической массе топлива

За рубежом (Канада, США, Италия, Франция, Финляндия, Нидерланды и др.) в последние два десятилетия проявляется повышенный интерес к флеш-пиролизу растительной биомассы, прежде всего в связи с возможностью получения жидкого топлива с большой энергетической плотностью. Предложены многочисленные конструкции аппаратов, отличающиеся требованиями к подготовке топлива, способами организации движения топлива, подвода и отвода тепла и др. Первое коммерческое внедрение канадской технологии флеш-пиролиза (RTP-технология) относится к 1989 году. Сейчас подобные установки действуют в США, Италии. Однако большинство запатентованных технологий пока не достигли коммерческого уровня, и действующие установки являются пилотными или демонстрационными.

Необходимым условием реализации процесса флеш-пиролиза является равномерность температуры частицы топлива в процессе ее нагревания, что требует частиц весьма малых размеров. Кроме того, влажность частицы топлива при флеш-пиролизе должна быть также равномерной и находиться на уровне около 12 %.

Кратко остановимся на других указанных на рис. 11.3 технологиях, которые могут представлять интерес для получения газотурбинного топлива.

Каталитический риформинг основан на получении из угля и твердых отходов жидкого топлива с применением различных катализаторов. Указанные технологии часто сочетаются с пиролизом или газификацией. К сожалению, обычно большинство таких процессов требуют для своей реализации очень высокого давления. В частности:

- разработан процесс ожижения твердого топлива методом гидрогенизации под давлением водорода при 6,4 МПа и температуре 350 ºС. В результате из 1 т биомассы получают 24 кг синтетической нефти и 160 кг асфальта.

- в США работает опытная установка, где при давлении 28 МПа, температуре 350–375 ºС в присутствии катализатора (карбоната натрия) получают из 1 т древесной щепы 300 кг топлива типа сырой нефти.

- разработан метод термического ожижения древесины путем ее растворения в нефтяных фракциях под давлением 10 МПа и при температуре 380–450 ºС.

- в Институте органической химии РАН разработана технология получения из генераторного газа воздушного дутья жидкого топлива. Процесс каталитической конверсии генераторного газа осуществляется при относительно низких давлении (от 0,1 до 10 МПа) и температуре (200–250 ºС) в присутствии катализаторов. В результате из 1 т исходного сырья получают 128 кг компонентов моторного топлива. Химический КПД процесса находится на уровне 40 %.

Перечисленные (и подобные) технологии отличаются многостадийностью. Их реализация в пределах отдельных энергетических установок вряд ли когда-либо окажется рентабельной.

Скорее речь может идти о сооружении крупных предприятий и создании специальных энерготехнологических комплексов, сочетающих комплексную переработку твердого топлива с новыми термодинамическими циклами выработки электрической энергии.

Гидролиз — технология, в основе которой лежат реакции обменного разложения между веществом и водой, происходящие в присутствии катализатора. В СССР в конце 30-х годов 20-го века была разработана и получила широкое распространение технология получения этанола (этилового спирта) на основе кислотного гидролиза древесных растительных отходов. Из 1 т растительной биомассы методом гидролиза можно получить около 160–180 кг спирта, кроме того, 300–400 кг гидролизного лигнина, который рассматривается как высоковлажное твердое топливо (W^r = 65 %). Энергоемкость рассматриваемого процесса достаточно велика и примерно соответствует энергоемкости получаемого лигнина.

В ряде стран (США, Бразилия, Австралия и др.) этанол во все возрастающем количестве используется в качестве моторного топлива, как в натуральном виде, так и в смеси (в определенных пропорциях) с бензином. В последнем случае октановое число бензина повышается на 2–3 %. В 1982 году по отечественной технологии в Бразилии был построен завод по производству топливного спирта (этанола) из эвкалипта. Однако, в связи с постоянным ростом экологических требований к производствам, серьезным недостатком кислотного гидролиза является наличие большого количества отходов, в основном жидких. Задача эффективной очистки или переработки указанных отходов остается до конца не решенной. Поэтому дальнейшие перспективы связаны с применением ферментативного гидролиза, значительно более чистого в экологическом отношении. Работы в данном направлении достаточно успешно ведутся у нас в стране и за рубежом. Кроме того, за рубежом развиваются технологии получения этанола из пищевого

сырья (сахарного тростника, кормовой свеклы, зерна, отходов пищевой промышленности).

Биоконверсия базируется на использовании специальных штаммов микроорганизмов с направленными свойствами, ориентированными на получение определенных полезных веществ. Такими веществами могут быть и вещества топливного назначения, прежде всего, этанол, метанол и метан. Имеющийся в настоящее время набор штаммов позволяет осуществлять спиртовое брожение или метанное брожение. В первом случае продуктом жизнедеятельности микроорганизмов могут быть этанол или метанол, во втором случае — метан. Спиртовое брожение наиболее эффективно происходит на сырье растительного происхождения (сахарном тростнике, кормовой свекле, пшенице). Метанное брожение наиболее эффективно проводить на отходах животноводства. Обычный процесс брожения требует термостабилизации на уровне 37–40 ºС, при более высокой температуре микроорганизмы погибают и процесс останавливается. Для метанного сбраживания отходов жизнедеятельности животных и птицы выведены специальные термофильные штаммы, позволяющие вести процесс при температурах 50–70 ºС. Последние десятилетия 20-го века характеризовались быстрыми темпами внедрения биотехнологии и генной инженерии в самые различные отрасли хозяйственной деятельности, потому нельзя исключать возможности получения штаммов, способных перерабатывать твердое топливо.

В аппаратурном оформлении процесс биоконверсии проще гидролиза. Выход спирта из тонны сухой массы исходного сырья находится в пределах 150–200 кг, т. е. примерно такой же, как и в гидролизной технологии. Также как и гидролизная технология, биоконверсия биомассы сопряжена с образованием значительного количества отходов, которые надо утилизировать. Так, при спиртовом сбраживании на тонну исходного сырья образуется 8 –15 т твердых и

жидких отходов. Отходов метанного брожения практически нет, так как они являются высококачественными жидкими органическими удобрениями. Единственный недостаток — они получаются в жидком виде, что усложняет их транспортировку.

Заметим, что в естественных природных условиях процессы биоконверсии осуществляются так же. Речь идет о так называемом «свалочном газе», образующемся при разложении отходов на свалках. Основная его горючая компонента — метан CH_4, объемное содержание которого в свалочном газе колеблется в диапазоне 40–70 %, причем, к сожалению, остальная часть газа в значительной степени состоит из двуокиси углерода CO_2. В наши дни задача утилизации подобного газа превратилась в важную экологическую проблему.

11.2. АППАРАТУРНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ ПРОЦЕССА ГАЗИФИКАЦИИ

Аппараты, в которых реализуется процесс пиролиза органосодержащих веществ с образованием генераторного газа, получили название *газогенераторов*. Иногда их называют «на английский манер» газификаторами, что нежелательно, т. к. в криогенной технике газификаторами называют устройства для испарения сжиженных газов. Для оценки термической эффективности газогенератора используют термохимический КПД

$$\eta_{\text{г}} = \frac{Q_{\text{г}} V_{\text{г}}}{Q_i^r}, \qquad (11.8)$$

под которым подразумевают отношение теплоты, выделившейся в результате сгорания генераторного газа, полученного из 1 килограмма газифицируемого топлива, к теплоте сгорания этого топлива. Если топочное устройство позволяет использовать смолы, образующиеся при газификации, то теплоты сгорания смол и газа суммируют. Тогда выражение для КПД приобретает вид

$$\eta_{г}^{'} = \frac{Q_{г}V_{г} + Q_{с}V_{с}}{Q_{i}^{r}}, \qquad (11.9)$$

где $Q_{г}$ и $Q_{с}$ — соответственно, теплоты сгорания газа и смол; $V_{г}$, $V_{с}$ — соответственно, объемный выход газа и смол из 1 кг топлива.

Мощность газогенератора $Q_{ГХ}$ отождествляют с химической энергией получаемого часового выхода генераторного газа. Следует указать, что кроме химической энергии генераторного газа, газ несет с собой определенное количество физического тепла $Q_{ГФ}$. Температура газа на выходе из газогенератора в зависимости от типа процесса находится в пределах от 200 до 650 ºС. При верхнем значении температур величина $Q_{ГФ}$ может составлять до 20 % от величины $Q_{ГХ}$.

Процесс газификации топлива близок к процессу горения. В основе обоих процессов лежит химическое соединение восстановителя (углерода и водорода) с окислителем (кислородом). Соответственно сходны и конструкции аппаратов, где указанные процессы реализуются. Известно много различных видов аппаратурного оформления процессов газификации, среди которых можно выделить два основных типа организации процесса: слоевая газификация и газификация во взвешенном состоянии (в потоке).

Аппараты для газификации в плотном слое относительно просты и надежны в эксплуатации. По направлению движения топлива и газа их можно разделить на прямоточные, противоточные, перекрестные и смешанные.

На рис. 11.4 показаны простейшие схемы противоточного (А) и прямоточного слоевого газогенераторов (Б).

Оба типа газогенераторов выполняются в виде вертикальных шахт, имеющих круглое, овальное или прямоугольное сечение. Загрузка топлива осуществляется сверху. В нижнем сечении шахты расположена колосниковая решетка, которая служит для поддер-

жания слоя топлива в шахте. В противоточной схеме А окислитель в виде воздушного, паровоздушного или парокислородного дутья подается под колосниковую решетку и (или) в зону реакции по периферии шахты.

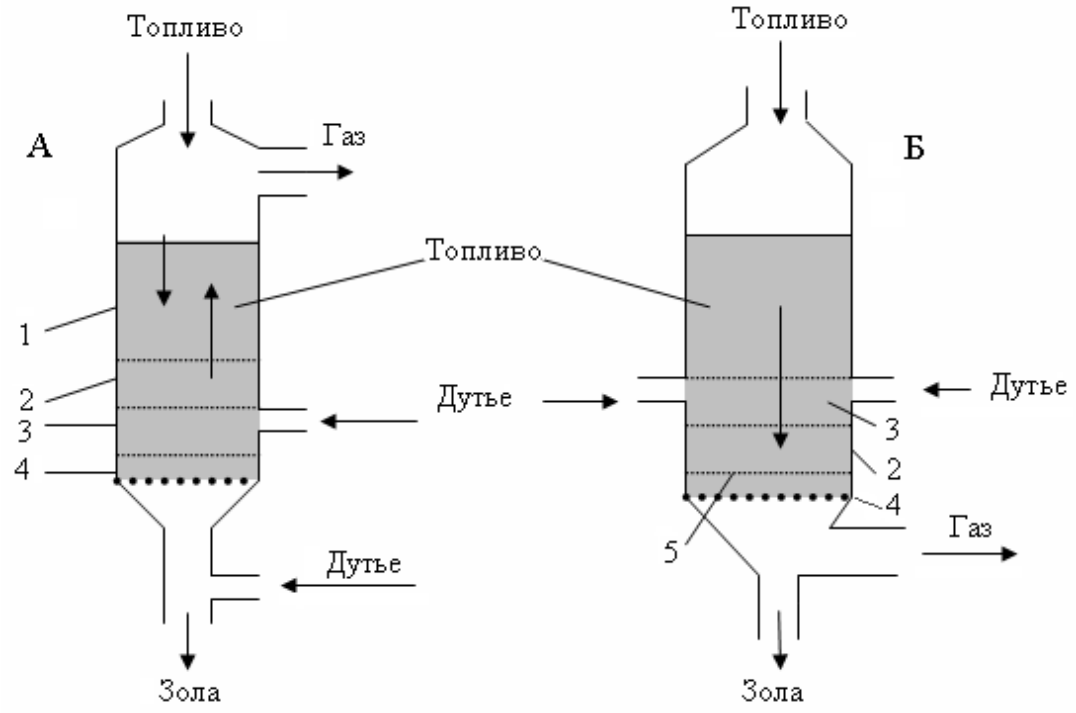

Рис. 11.4. Простейшие схемы газогенераторов слоевого типа:

А — противоточный (прямого процесса); Б — прямоточный (обращенного процесса). Остальные обозначения в тексте

По мере газификации топливо под собственным весом опускается вниз, зольный остаток и шлак проваливаются под колосниковую решетку и поступают в систему золоудаления. Генераторный газ поднимается вверх, в противоположном направлении движению топлива, и выводится из аппарата в верхней части шахты. В слое топлива можно выделить ряд зон, отличающихся происходящими в них процессами. Верхняя зона слоя топлива *1* — зона сушки. Здесь при подъемном движении газ остывает, осуществляя при этом подсушку и подогрев топлива. Ниже находится зона восстановительных реакций *2*, где газ обогащается за счет

образования дополнительно количества CO и H_2. Еще ниже активная зона *3*, в которой происходят реакции неполного окисления углерода. Наконец непосредственно над колосниковой решеткой расположена зона горения *4*, в ней сгорает углистый остаток части топлива, не перешедшей в газообразное состояние. Оставшаяся часть в виде золы и шлака проваливается под колосниковую решетку и выводится из аппарата. Процесс газификации при подобной схеме организации движения потоков топлива и газа называется *прямым процессом*.

В отличие от схемы А при прямоточной схеме Б (рис. 11.4) газ и топливо движутся в одном направлении, и отвод генераторного газа осуществляется из-под колосниковой решетки. Подобный процесс газификации носит название *обращенного*. Здесь зона сушки практически отсутствует, а восстановительная зона и активная зона как бы поменялись местами.

При прямом процессе отводимый газ содержит смолы, образование которых сопутствует процессу газификации. Температура газа относительно невысокая (150–250 ºС). Наличие в газе смол затрудняет его использование в двигателях и ведет к осмолению трубопроводов. Поэтому газ прямого процесса следует использовать при сжигании в топках при минимальной длине трубопроводов.

В газе обращенного процесса содержание смол примерно на порядок ниже, чем при прямом процессе. Данное обстоятельство обусловлено тем, что, проходя через раскаленный углистый остаток на колосниковой решетке, смолы подвергаются крекингу и распадаются. Однако при этом теряется часть их теплоты сгорания, соответственно, теплота сгорания генераторного газа обращенного процесса несколько ниже. Кроме того, отбираемый из-под колосниковой решетки газ не успевает остыть, его температура обычно 600–800 ºС.

В табл. 11.4 дано сравнение характеристик генераторного газа, полученного при слоевой газификации влажной древесины по прямому и обращенному процессам при воздушном дутье.

Таблица 11.4

Сравнительные характеристики состава генераторного газа при прямом и обращенном процессах газификации древесины

Процесс	CO	H_2	CH_4	CO_2	N_2	Смолы	Q_i^r
	%, объемные					г/м^3	МДж/м^3
Прямой	29,0	15,4	1,6	6,6	47,2	50–100	5,4
Обращенный	16,4	11,3	2,2	3,2	57,0	3,6	4,0

Слоевые газогенераторы просты по конструкции, не требуют квалифицированного обслуживания и могут успешно работать на различных видах топлива: угле, торфе, древесине, различных видах отходов, не требуя их специальной подготовки. Осложнением при их эксплуатации может явиться зависание топлива, что требует ограничения содержание в топливе мелкодисперсной фракции. Обычно принимается, что объем частиц модальным размером менее 3 мм должен быть менее 20–25 % от объема твердого топлива. При зольности топлива более 30 % затрудняется процесс газификации из-за снижения температуры в активной зоне — слишком много тепла тратится на нагревание минеральной части.

Влажность топлива в определенных пределах благоприятно сказывается на ходе процесса газификации, так как пар участвует в реакциях восстановления. Чем выше давление и температура в аппарате, тем больше влаги примет участие в реакциях. Избыточная влага выводится с генераторным газом, что ведет к снижению теплоты сгорания смеси, затрудняя процесс сжигания газа.

Основное достоинство слоевых газогенераторов заключается в простоте конструкции и обслуживания. В табл. 11.5 даны

характеристики ряда отечественных газогенераторов слоевого типа, разработанных и испытанных в последнее десятилетие.

Главными недостатками слоевых газогенераторов, ограничивающими их применение в энергетике, являются малая интенсивность процесса газификации в слое и высокое содержание смол в газе. Так, например, в самых крупных слоевых газогенераторах фирмы Лурги, работающих под давлением 2–3 МПа, интенсивность процесса по расходу угля на единицу сечения слоя составляет всего 1,5–2,5 т/(ч·м^2). Для обеспечения топливом энергоблока мощностью 100 МВт потребовалось бы 10 газогенераторов диаметром 3,9 м, причем их металлоемкость превысила бы металлоемкость соответствующего парового котла. Содержание смол на выходе из такого газогенератора достигает 20 г/м^3, а температура газа составляет 550 ºС.

Таблица 11.5

Характеристики ряда газогенераторов слоевого типа

Мощность	Тип процесса	Выход газа	Расход		Размеры шахты	
МВт			топлива	воздуха	высота	сечение
		м^3/ч	кг/ч	м^3/ч	мм	мм
0,1	Обращенный	70	40	45	1.8	200x400
0,6	Обращенный	500	380	350	5.0	Ø 950
1,0	Обращенный	850	750	600	6.0	Ø 1130
3,0	Прямой	2500	2200	1900	8.0	800x2500

В результате слоевые газогенераторы крайне громоздки, их предельная мощность обычно не более 10 МВт. Соответственно, целесообразная область их применения — энергетические установки электрической мощностью не более 5 МВт.

Значительно большей эффективностью отличаются процессы газификации топлива во взвешенном состоянии. Такой процесс может реализовываться в аппаратах различного типа: циклонных, вихревых,

аэрофонтанных, «кипящего» (или псевдоожиженного) слоя (КС), циркулирующего кипящего слоя (ЦКС) и др. Химические процессы, протекающие в подобных аппаратах, те же, что и в слоевых, однако условия тепломассообмена принципиально разные. Вследствие интенсивного перемешивания мелкодисперсных частиц загружаемого топлива с раскаленным углем и воздухом деление на зоны в аппарате практически отсутствует — во всем его объеме поддерживается примерно одинаковая температура 900–1100 ºС, интенсивность химических реакций определяется скоростью диффузии газифицирующей среды к топливу, т. к. скорости большинства реакций выше скорости диффузии. В результате производительность процесса во взвешенном состоянии в 10–12 раз выше, чем в слоевых газогенераторах, и интенсивность процесса достигает 6–10 т/(ч·м^2).

Можно назвать следующие отличия процесса газификации во взвешенном состоянии от слоевой газификации:

1. Получаемый газ почти полностью свободен от смол и метана, благодаря их крекингу при высоких температурах.

2. Водяные пары, выделяющиеся в зоне горения, снижают ее температуру, поэтому топливо необходимо подсушивать до влажности 10–15 %.

3. До 80 % золы уносится из аппарата вместе с газом, что требует ее последующей сепарации.

4. Времени контакта частиц топлива с газом незначительно, в результате для успешного завершения процесса топливо следует измельчать до пылевидного состояния, а не прореагировавшие до конца частицы возвращать в аппарат для повторной газификации.

5. Из-за крекинга части летучих соединений теплота сгорания получаемого газа низкая (при воздушном дутье и давлении в аппарате 2 МПа не более 4,2 МДж/м^3).

6. Управлять процессом газификации крайне сложно, требуется квалифицированное обслуживание, система регулирования должна

обеспечивать точное регулирование материальных и газовых потоков, требуется вводить дополнительные зоны дутья, при частичных нагрузках возможно нарушение циркуляции и т.п.

7. Проектирование подобных газогенераторов может осуществляться на основе детальных расчетов аэродинамики и теплообмена двухфазных многокомпонентных систем, в которых происходят химические реакции. Такие расчеты сложны и могут осуществляться только на основе большого экспериментального материала и практического опыта эксплуатации.

Опробован целый ряд конструкций, отличающихся как способом организации движения теплоносителей (циклонные, аэрофонтанные, с кипящим слоем, циркулирующим кипящим слоем и др.), так и способами подвода тепла, необходимого для осуществления процесса. В частности, использовалось нагревание промежуточным теплоносителем в виде песка или металлических шаров, нагревание сжиганием части генераторного газа, плазменный нагрев, нагрев через «глухую» стенку и ряд других способов, ввод окислителя в твердом виде (соединения кислорода с железом) и т. п. В результате большинство фирм при создании энергетических газогенераторов большой мощности пошло по пути использования процессов в кипящем слое (КС) или в циркулирующем кипящем слое (ЦКС). Процесс реализовывался, как правило, под давлением от 0,1 до 5,0 МПа при парокислородном или паровоздушном дутье. В качестве источника тепла использовалось частичное сжигание угля в среде кислорода или воздуха или сжигания газа. Твердое топливо предворительно подготавливалось: фракционировалось или гранулировалось.

В качестве примера на рис. 11.5 показана принципиальная схема газогенератора Пирофлоу (Pyroflow) с ЦКС, разработанного фирмой Альстрем.

Газогенератор состоит из собственно реакторной части Р и соединенного с ней прямоточного циклона Ц.

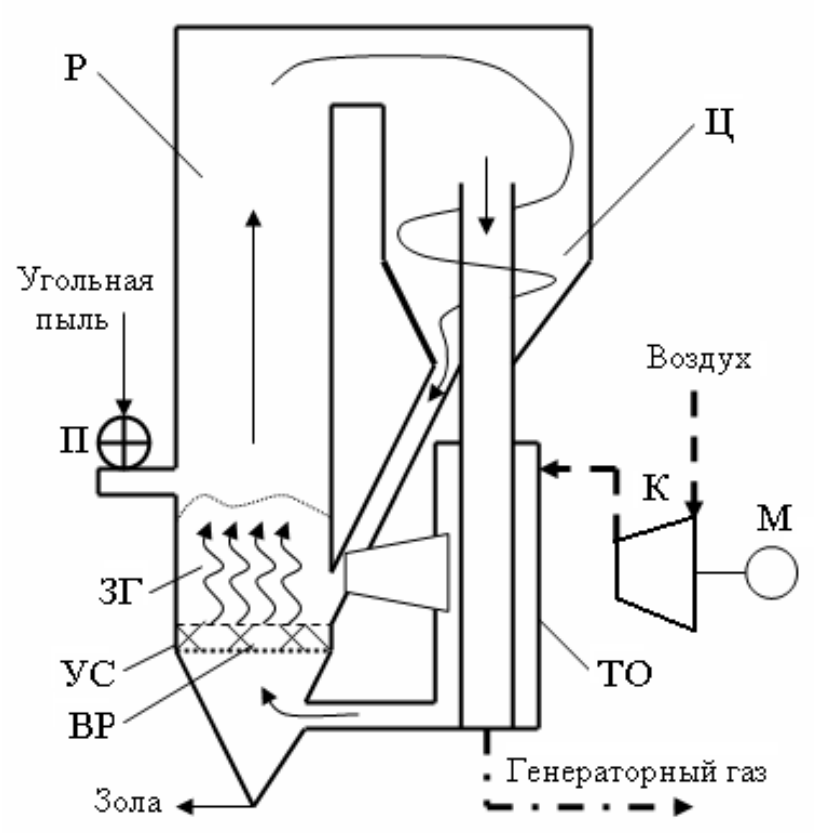

Рис. 11.5. Принципиальная схема газогенератора ЦКС (Pyroflow):

Р — реактор; Ц — циклон; П — питатель; ТО — теплообменник; ВР — воздухораспределительная решетка; УС — угольный слой; ЗГ — зона горения; К — компрессор; М — двигатель; ВР — воздухоразделительная решетка

В качестве циркуляционной массы используется просеянный песок, который в процессе работы газогенератора заменяется массой, образовавшейся из золы топлива. Газифицируемое топливо с помощью питателя П вводится в реактор на уровне, где текущий вверх газ уже почти не содержит свободного кислорода. В этом газовом потоке движется также значительный поток циркуляционной массы, несущей с собой большое количество теплоты, которое эффективно передается газифицируемому топливу. В результате топливо быстро высыхает и освобождается от летучих соединений. Процесс идет при высокой температуре (900–1100 ºС). Из реакторной

части суспензия переходит в прямоточный циклон, где твердый уголь и зола топлива сепарируются от газа и по опускной трубе возвращаются в нижнюю часть реактора. Образовавшийся в реакторной части генераторный газ (ГГ) охлаждается в теплообменнике ТО до температуры около 700 ºС, отдавая тепло дутьевому воздуху, который при этом нагревается до температуры порядка 400 ºС. После ТО газ отводится для дальнейшего использования. Требуемый для газификации воздух подается в нижнюю часть реактора под воздухораспределительную решетку ВР. Над решеткой в нижней части реактора образуется зона, богатая кислородом и горячим углем, который, естественно, горит, образуя тепло, необходимое для поддержания процесса газификации.

Зола топлива обогащает циркуляционную массу, при этом увеличивается давление воздуха под решеткой, тогда часть циркуляционного материала удаляется из реактора через систему золоудаления УЗ.

Согласно проспекту фирмы Альстрем, получаемый в данном газогенераторе газ содержит практически все тепло, подведенное вместе с топливом в газогенератор. Потери тепла с углем, попавшим в золу, не превосходят величины 2 % от поданного внутрь тепла.

На выходе из газогенератора газ перед подачей в камеру сгорания ГТУ должен подвергаться очистке от твердых частиц в дополнительных циклонах или на керамических фильтрах. Теплота сгорания газа 7,2 МДж/м^3. Распределение энергии в сухом газе следующее: 85 % — химическая энергия; 15 % — физическая теплота.

В конце 80-х гг. в нашей стране был разработан проект ПГУ мощностью 250 МВт для Ново-Тульской ТЭЦ с внутрицикловой газификацией угля при давлении 2,1 МПа. Для реализации проекта были созданы (в ЦКТИ на 4-й ТЭЦ Ленэнерго) два модельных газогенератора циркулирующего кипящего слоя мощностью 2 и 9 МВт. Первый газогенератор был испытан, и на нем началась

отработка процесса газификации. Монтаж второго газогенератора завершить не удалось, так как финансирование проекта прекратилось. На рис. 11.6 показана тепловая схема опытного газогенератора циркулирующего кипящего слоя, разработанного и построенного в ЦКТИ в конце 80-х годов.

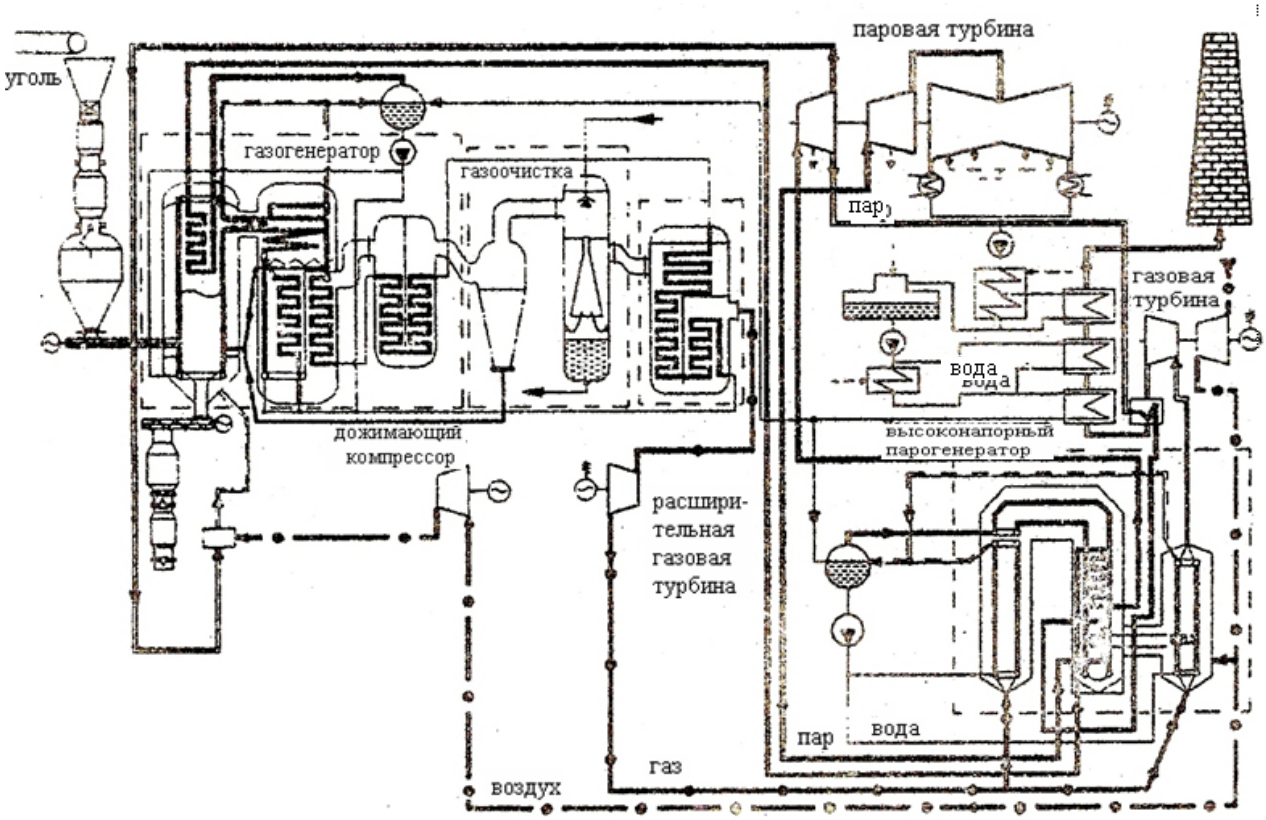

Рис. 11.6. Принципиальная схема ПГУ с ВПГ мощность 250 МВт для Ново-Тульской ТЭЦ

Одновременно за рубежом были предложены и получили широкую коммерческую поддержку так называемые интегрированные газификационные комбинированные циклы (IGCC), в которых газификация осуществляется в кипящем или циркулирующем кипящем слое. Данные циклы позволяют получить в диапазоне электрических мощностей от 50 до 150 МВт эффективный КПД энергетической парогазовой установки на уровне 45–50 % и коэффициент использования топлива 90 %. Обширные программы по

реализации IGCC осуществляются в США (IGT), Финляндии (Tampella, VTT), Швеции (TPS). Основные научно-технические проблемы, определяющие возможность реализации IGCC, связанные с управлением процессом, работоспособностью проточной части газовых турбин на продуктах сгорания, очисткой генераторного газа в настоящее время решены. При этом за счет развитой системы очистки выбросы в атмосферу на 20–50 % ниже, чем при традиционных методах сжигания твердого топлива. Уже к 2000 г. демонстрационные установки электрической мощностью более 15 МВт действуют в Финляндии, Голландии, Бразилии и ряде других стран.

11.3. НЕКОТОРЫЕ СХЕМЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА В ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВКАХ

Рассмотрим несколько принципиальных схем комбинированных установок, способных (при определенных условиях) работать на твердом топливе.

На рис. 11.7 дана одна из многих приведенных в технической литературе принципиальных схем ПГУ, работающих на продуктах газификации угля.

Согласно приведенной схеме, воздух после сжатия в компрессоре разделяется на два потока, один поток поступает непосредственно в камеру сгорания. Другой направляется в разделитель газа РГ, где воздух разделяют на азот и кислород. После разделения кислород O_2 поступает в нагнетатель Н, где его давление увеличивается, и далее следует в газогенератор ГГ. Азот N_2, также с помощью нагнетателя Н, направляется в измельчитель угля И. В измельчителе уголь доводится до состояния пыли с размером частицы 0,1 мм. Поскольку такая среда взрывоопасна, измельчение и дальнейшее хранение в бункере Б происходит в среде азота. Из бункера с помощью питателя П угольная пыль подается в газогенератор ГГ. Туда же поступает необходимое количество пара,

отбираемого из паровой магистрали ПГУ.

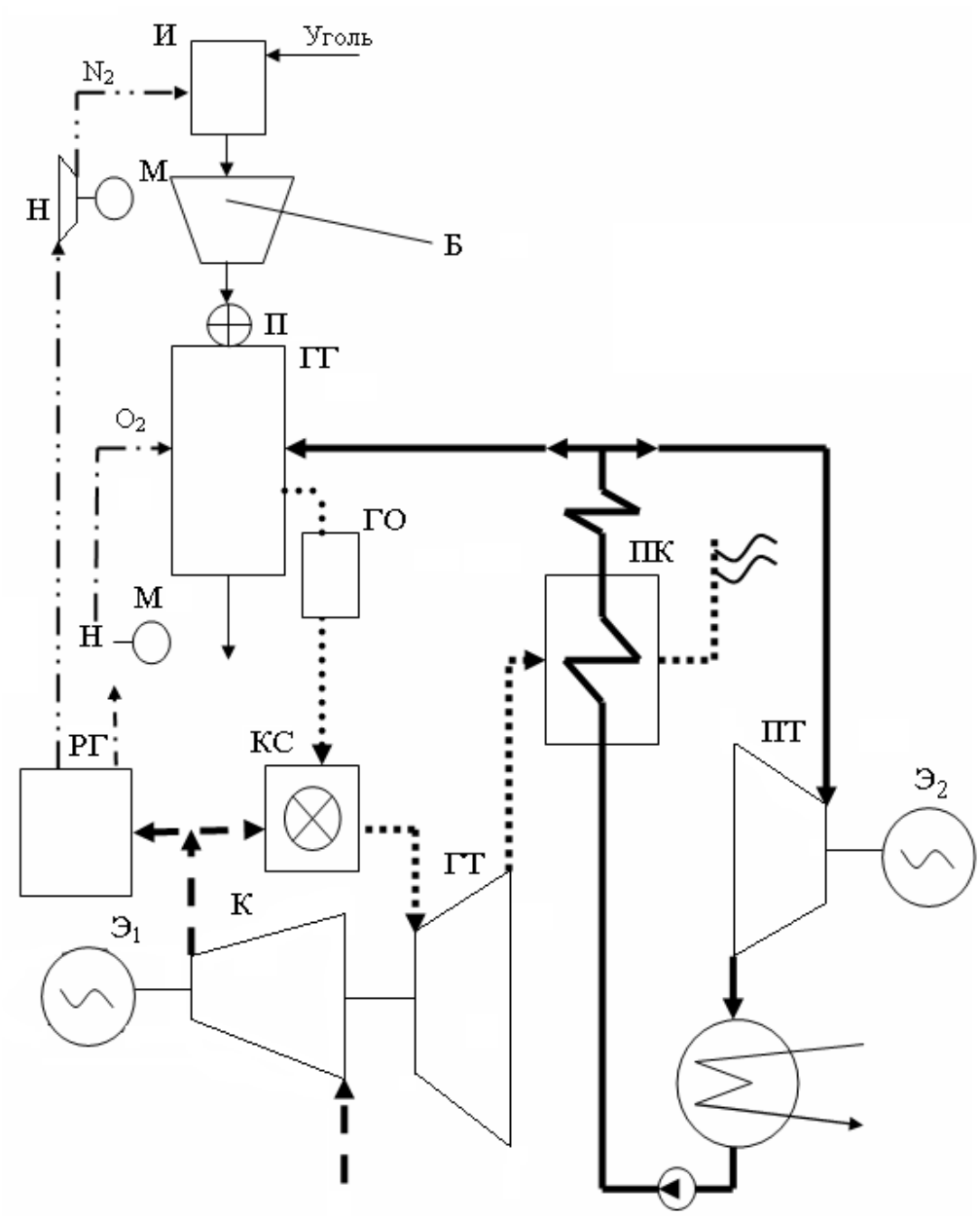

Рис. 11.7. Вариант тепловой схемы ПГУ-КУ, работающей на твердом топливе [5]:

РГ — разделитель воздуха; Н — нагнетатель; М — мотор;
И — измельчитель; Б — топливный бункер; П — питатель;
ГГ — газогенератор; ГО — газоочистка; ПТ — паровая турбина.
Остальные обозначения см. рис. 8.1

Генераторный газ, получаемый в газогенераторе, проходит очистку ГО и далее поступает на сжигание в камеру сгорания ГТУ. Остальная часть схемы соответствует обычной ПГУ.

Приведенная схема в общих чертах воспроизводит метод внутрицикловой газификации угля с помощью парокислородного дутья, называемый за рубежом PRENFLO. Находит применение еще ряд сходных процессов (Техасо и др.). Реализация подобных схем связана с решением комплекса достаточно серьезных технических задач, которые можно разделить на две группы:

1. Проблемы, связанные непосредственно с генерацией газа, его очисткой и подачей в ГТУ. Важнейшими тут являются следующие:

- Разделение воздуха на азот и кислород — процесс достаточно энергоемкий. Он осуществляется путем охлаждения до температур – 180…190 ºС. Получение чистых продуктов требует ректификации, применение молекулярных сит также не позволяет решить задачу полного разделении газов.

- Система получения и транспортировки угольной пыли (напомним — размер фракции 0,1 мм) взрывоопасна, поэтому ее осуществляют в среде инертного газа (азота). Кроме того, загрузочное устройство (питатель) для подачи угля в газогенератор должен быть газоплотным, не пропуская находящийся под высоким давлением газ в обратную сторону.

- Для обеспечения возможности устойчивой работы ГТУ на продуктах сгорания генераторного газа он должен быть полностью очищен от смол и твердых частиц. Поэтому приходится применять развитую систему очистки, включающую циклоны и промывку газа. Промывка газа ведет к образованию «грязных стоков», которые, в свою очередь, требуют очистки.

2. Среди проблем, обусловленных работой ГТУ на генераторном газе и совместно с системой газификации, можно назвать следующие:

- Низкая теплота сгорания генераторного газа (по сравнению с природным) требует для обеспечения современного уровня температур перед ГТУ снижать избыток воздуха в камере сгорания. В результате может потребоваться снизить температуру перед турбиной, следствием чего явится снижение КПД ГТУ.

- Низкая теплота сгорания генераторного газа требует увеличения его расхода в камере сгорания. Следствием является применение новых горелок с увеличенным проходным сечением, усовершенствованной системы распределения топлива и его сжигания.

- Работа компрессора ГТУ параллельно на две нагрузки (газовая турбина и контур газификации, включая разделитель воздуха) при нарушении режимов работы может приводить к повышению давления воздуха и вызывать явление помпажа.

- Достаточно сложная (и «капризная») система регулирования газогенератора, включаясь в общую систему регулирования ГТУ, крайне усложняет последнюю, затрудняя эксплуатацию ПГУ в целом.

В литературе можно встретить утверждение, что при использовании низкокалорийного генераторного газа в ГТУ существенно возрастает количество выхлопных газов. Подобное утверждение неверно. Действительно, расход газа перед камерой сгорания, как ранее отмечалось, должен быть выше, но избыток воздуха, при его сжигании приходится снижать для обеспечения высокой температуры на выходе из камеры сгорания. В результате количество продуктов сгорания практически не меняется по сравнению со сжиганием высококалорийных топлив. Данные табл. 11.6 наглядно иллюстрируют высказанное утверждение.

Тем не менее, проблемы внедрения подобных циклов в известной мере решаются. Правда, за счет снижения на 7–10 % КПД установки, снижения ее надежности и усложнения эксплуатации.

Таблица 11.6

Сравнение топлив с различной теплотой сгорания (данные фирмы Альстрем)

Параметр	Вид топлива		
	Природный газ	Мазут	Генераторный газ
Теплота сгорания, МДж/кг	35,3	40,6	7,2
Мощность установки, МВт	10	10	10
Расход топлива, $м^3/с$	0,283	0,0003	4,95
Температура топлива, $^0С$	20	100	700
Расход воздуха (α = 1,2), $м^3/с$	3,22	3,15	2,30
Расход дымовых газов, $м^3/с$	3,50	3,30	3,48

За рубежом проектируются, строятся, находятся в стадии освоения или эксплуатируются уже более сотни ПГУ с внутрицикловой газификацией угля или твердых органосодержащих отходов. Среди действующих можно назвать ряд установок, пущенных еще в конце 90-х годов:

- ПГУ мощностью 284 МВт с газификацией угольной пыли при давлении 2,5 МПа в Нидерландах (ТЭС “Buggenum”).

- ПГУ мощностью 250 МВт с газификацией на воздушном дутье в США (ТЭС “WaBash River”).

- ПГУ мощностью 107 МВт с газогенератором кипящего слоя с США (ТЭС “Pinon Pine”).

Приведем еще пример ПГУ, использующей твердое топливо. Шведская фирма Studsvik (TPS), специализирующаяся на создании ПГУ небольшой мощности (2–15 МВт) для переработки твердых отходов, пошла по пути атмосферной газификации гранулированного топлива. Принципиальная схема разработанной фирмой ПГУ приведена на рис. 11.8.

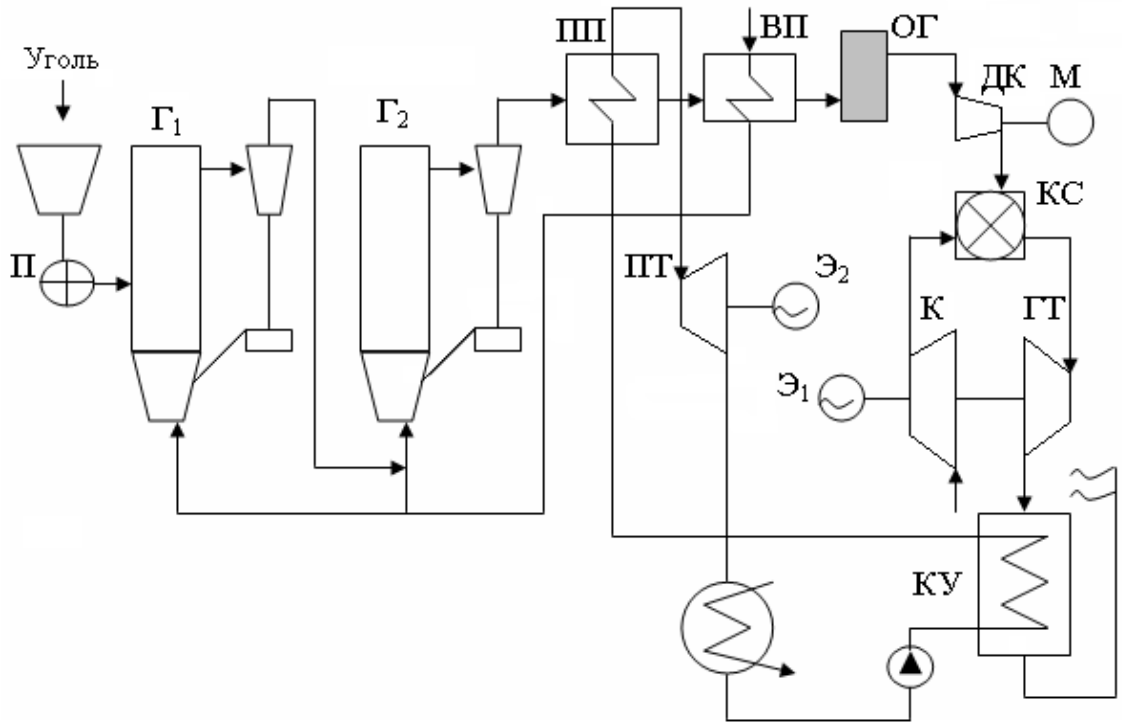

Рис. 11.8. Принципиальная схема ПГУ-КУ с газогенератором атмосферного типа (TPS):

$Г_1$ и $Г_2$ — соответственно, газогенераторы ЦКС первой и второй ступени, ПП — пароперегреватель; ВП — воздухоподогреватель; ОГ — очиститель газа; ДК — дожимной компрессор; М — двигатель. Остальные обозначения см. на рис. 11.5

Следует обратить внимание, что в схеме газогенератор ЦКС состоит из двух последовательно расположенных ступеней $Г_1$ и $Г_2$, что, естественно, позволило несколько снизить требования к степени очистки газового потока от непрореагировавшей твердой фазы на первой ступени.

Энергетическая часть установки представляет собой обычную ПГУ-КУ. Особенностью является то, что пароперегреватель использует физическое тепло генераторного газа. Напомним, что температура последнего за газогенератором около 700 ºС. Перед подачей в камеру сгорания ГТУ газ проходит через газоочиститель ГО. Поскольку газ получен при атмосферном давлении, то перед

камерой сгорания потребовалась установка дожимного компрессора ДК, имеющего независимый привод М.

Представляется, что радикальное решение проблемы использования твердого топлива в ГТУ следует искать не на пути сложных, дорогих и энергоемких систем подготовки топлива и очистки генераторного газа, а в исключении контакта продуктов сгорания с проточной частью газовой турбины. Для этого подвод тепла к рабочему телу ГТУ следует осуществлять в теплообменниках, обогреваемых продуктами сгорания твердого топлива (или генераторного газа). Лет сорок назад для таких теплообменников применялся термин — *воздушный котел*. Подобное решение упирается в отсутствие доступных по цене материалов, из которых подобные теплообменники могли бы быть созданы. При современном уровне температур перед газовой турбиной материал теплообменных поверхностей таких теплообменников должен выдерживать в процессе длительной эксплуатации температуры порядка 1400–1600 °С. При этом по условиям эксплуатации данный материал должен допускать колебания температур, неизбежные при запуске и изменении режимов работы ГТУ. В настоящее время только керамические материалы допускают работу при подобных температурах. Однако такие материалы плохо работают при переменных температурах. Иначе говоря — они просто растрескиваются. Задача в данном случае чисто технологическая, не имеющая непосредственного отношения к теории ПГУ.

Приведем пример одной из недавних попыток решения на данной методической основе проблемы использования твердого топлива в ГТУ.

В 90-х годах XX века датская фирма Велунд (Vølund) анонсировала проект установки мощностью 3 МВт, названной фирмой технологией 21-го века. Принципиальная схема этой установки представлена на рис. 11.9.

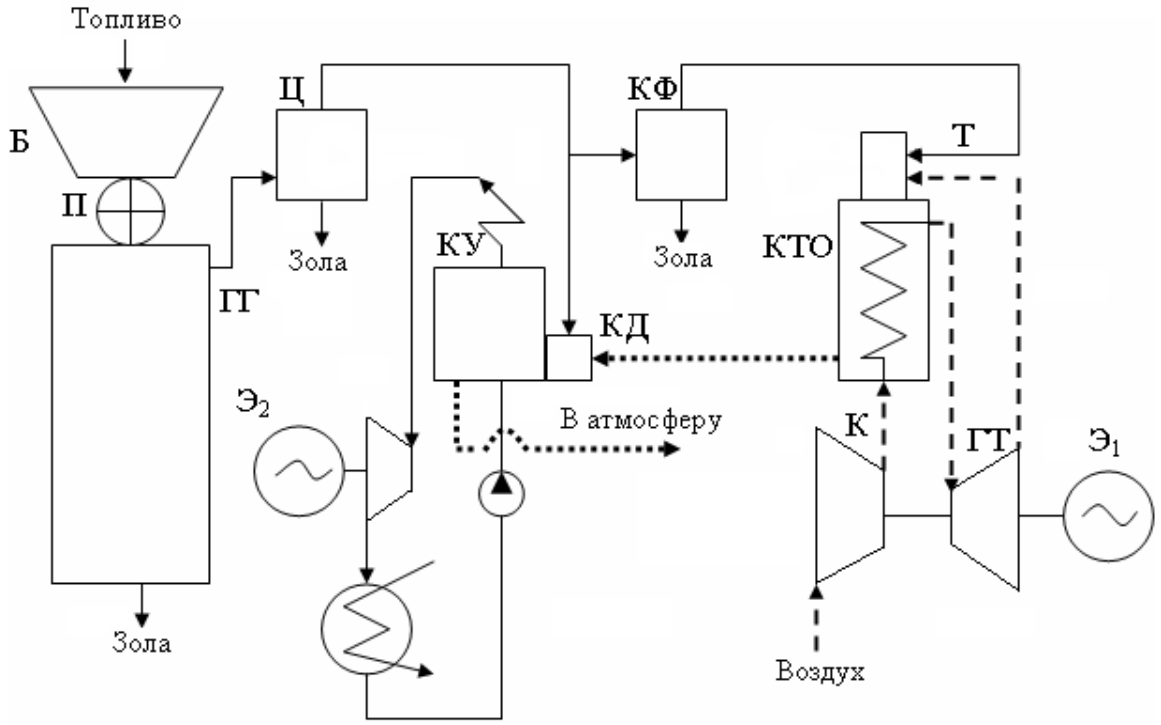

Рис. 11.9. Принципиальная схема ПГУ с полузамкнутым циклом (Vølund):

Ц — циклон газоочистки; КФ — керамический фильтр; Т — топка; КТО — керамический теплообменник. Остальные обозначения см. рис. 11.5

Принципиально новым элементом в схеме является керамический теплообменник (КТО), в котором нагревается воздух, являющийся рабочим телом газовой турбины. Собственно, в данном случае ее можно назвать воздушной турбиной. В остальном схему можно считать традиционной.

Генераторный газ получают в простом газогенераторе слоевого типа с прямым процессом газификации. После газогенератора газ проходит очистку в циклоне Ц и далее поступает на сжигание в камеру дожигания (КД) котла-утилизатора (КУ) и в топку Т. Причем перед топкой газ дополнительно очищается в керамическом фильтре КФ. Цикловой воздух забирается из атмосферы компрессором (К) и после сжатия подается в КТО, где нагревается продуктами сгорания генераторного газа до необходимой температуры. Далее воздух

расширяется в газовой (воздушной) турбине и поступает в топку Е, где в его среде сжигается генераторный газ. Температура воздуха после турбины достаточно высока (500–650 ºС), что позволяет рассчитывать на получение в топке температур порядка 1800–2000 ºС. При таких температурах реальным является нагреть воздух до температуры 1400–1500 ºС. Конечно, если материал, из которого выполнен КТО, позволяет работать при подобных температурах.

Продукты сгорания, содержащие достаточное количество кислорода, после КТО направляются в камеру дожигания КД и далее в КУ. Впрочем, КД можно и не ставить, т.к. температура газов за КТО достаточно высока. В КУ генерируется перегретый пар, направляемый в паровую турбину ПТ.

11.4. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА В ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВКАХ С ДВИГАТЕЛЯМИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В установках тепловой мощностью менее 10 МВт для использования твердого топлива целесообразно применять в составе ПГУ вместо газовых турбин двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Термическая эффективность ДВС не уступает современным ГТУ, а часто их превосходит. Требования по очистке генераторного газа, сжигаемого в ДВС, примерно на порядок ниже, чем для ГТУ. Соответственно, для ДВС значительно упрощается система очистки газа и процесс его получения. Недостатком ДВС до последнего времени считался малый моторесурс, но современные зарубежные двигатели, как отмечалось в предыдущей главе, имеют ресурс, соизмеримый с ГТУ. Остается повышенный расход масла и токсичность выхлопа. Но работа на низкокалорийном генераторном газе как раз позволяет снизить токсичность. Что до расхода масла, то с ним придется мириться.

На рис. 11.10 показана схема твердотопливной дизельной ПГУ, разработанная в СПбГПУ в последние годы.

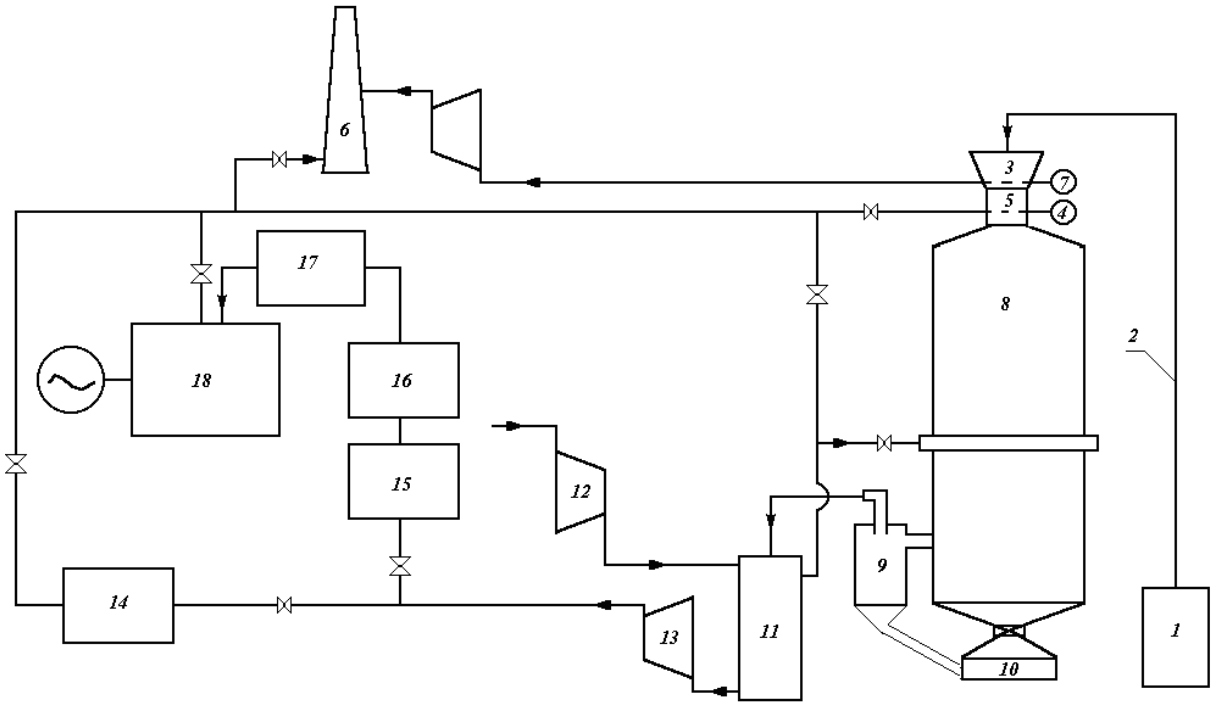

Рис. 11.10. Принципиальная технологическая схема твердотопливной дизельной ПГУ (ДПГУ)

Топливо (древесная щепа, торф, уголь) с расходного склада *1* по тракту топливоподачи *2* поступает в бункер *3*, ниже которого расположена сушильная камера *5*, в которую топливо подается через шлюзовой питатель *7*. Топливо после сушки в сушильной камере через шлюзовой питатель *4* поступает в газогенератор *8* слоевого типа с обращенным процессом. Генераторный газ на выходе из газогенератора очищается от зольных частиц в циклоне *9*, зола выгружается в бункер-накопитель *10*. После циклона горячий газ проходит подогреватель *11*, где отдает физическое тепло воздуху, подаваемому вентилятором *12* в сушильную камеру и газогенератор. Газодувкой *13* генераторный газ подается в водогрейный котел *14* и через газовый фильтр *15* компрессором *16* в ресивер *17*. Продукты сгорания генераторного газа в дизеле *18* и топке котла поступают в сушильную камеру *5* и далее в трубу *6*.

Основное оборудование энергетического модуля имеет следующие характеристики:

Газогенератор: тепловая мощность — 3 МВт; производительность по древесине с влажностью 50 % — 2000 кг/час; по генераторному газу — 2200 $м^3$/час; перерабатываемое сырье — кора, щепа, опилки (не более 20 % по объему) и др.; теплота сгорания генераторного газа — 5 МДж/$м^3$; термический КПД — 85 %.

Дизель на генераторном газе: марка 64Н-21/21; мощность двигателя — 530 кВт; частота вращения — 1500 $мин^{-1}$; расход топлива (газа) — 1590 $м^3$/час; масса — 4650 кг; КПД — 36 %; ресурс работы до капитального ремонта 48000 часов.

Котел: марка ЭР-2,5Р.

Отходами производства тепловой и электрической энергии являются: водяной пар, продукты сгорания генераторного газа и минеральная часть растительной биомассы (зола). Содержание вредных веществ в газовом выбросе значительно ниже предельно допустимых концентраций, благодаря высокой полноте сгорания генераторного газа до конечных продуктов (CO_2 и H_2O). Образующаяся при работе древесная зола в количестве до 140 кг/час может использоваться как удобрение для сельскохозяйственных культур.

Остановимся более подробно на процессах, происходящих в ДВС при работе на генераторном газе. Как известно, в дизельном двигателе образование рабочей смеси воздуха и паров топлива осуществляется непосредственно в цилиндре. При этом испарение жидкого топлива и воспламенение рабочей смеси осуществляется благодаря высокой температуре воздуха в конце такта сжатия. Поэтому степень сжатия в дизельных двигателях выше, чем в карбюраторных двигателях, имеющих внешнее смесеобразование и искровое зажигание. Совершенство рабочего процесса в цилиндре поршневого двигателя описывается индикаторной диаграммой, являющейся графическим изображением изменения давления P в зависимости от перемещения поршня или угла поворота коленчатого

вала φ. По индикаторной диаграмме определяют индикаторную мощность, т. е. мощность, развиваемую газом в цилиндре, а также диагностируют неисправности системы газораспределения. При переводе дизеля на генераторный газ рабочая смесь воздуха и генераторного газа образуется не в цилиндрах, а в специальном смесительном устройстве, устанавливаемом перед двигателем.

Октановое число генераторного газа 110–125, при таких значениях воспламенение газа за счет сжатия в цилиндрах дизельного двигателя практически невозможно. Поэтому существуют два способа, обеспечивающих перевод дизелей с жидкого топлива на генераторный газ.

Первый способ предусматривает работу двигателя на двух видах топлива одновременно: генераторном газе и жидком дизельном топливе. При этом на номинальной нагрузке 80–85 % мощности вырабатывается за счет генераторного газа, а 15–20 % за счет жидкого топлива. Двигатель, реализующий такой процесс, называется *газодизелем*. Преимуществами газодизеля являются:

- малый объем работ при переводе двигателя на двойное топливо; возможность использования серийных дизелей;
- сохранение степени сжатия, высокий индикаторный КПД (36–45 %);
- при сохранении штатной топливной аппаратуры имеется возможность гибкого маневрирования долей запального топлива от 15–20 % до 100 % при обеспечении номинальной мощности;
- возможность автономного пуска ГДЭС (двигатель запускается на дизельном топливе и обеспечивает электроэнергией розжиг газогенератора, после выхода газогенератора на постоянный режим работы двигатель переводится в газодизельный режим).

Недостатком газодизеля является необходимость подачи дизельного топлива на всех режимах работы и сравнительно сложная система регулирования по двум видам топлива. Теоретически

необходимое количество запального дизельного топлива для воспламенения генераторного газа составляет величину 5–6 % от расхода топлива на номинальном режиме. Однако штатные системы регулирования не рассчитаны на устойчивую работу дизеля при расходах топлива ниже, чем на режиме холостого хода, а эта величина составляет 15–20 % от расхода дизельного топлива на номинальном режиме. Если при переводе дизельного двигателя в режим газодизеля не вмешиваться в работу штатной системы регулирования, то приходится сохранять указанную выше долю запального топлива во всем диапазоне нагрузок газодизеля. В этой связи максимальный экономический эффект при работе на генераторном газе достигается при нагрузках, близких к номинальной, т. к. на частичных нагрузках относительная доля запального топлива увеличивается.

Второй способ предусматривает использование в качестве топлива для двигателя только генераторного газа. В этом случае для воспламенения генераторного газа применяют искровое зажигание. Такой двигатель называют *газовым*. Перевод на чисто газовый цикл серийно выпускаемых дизелей требует установки на них помимо системы газоподачи искрового зажигания и существенной переделки системы регулирования. Кроме того, в большинстве случаев потребуется увеличение степени сжатия, т. к. при сохранении степени сжатия КПД у такого конвертированного двигателя снизится с величины 36–45 % до 26–30 %; одновременно на 20–30 % снизится мощность двигателя.

До середины 60-х годов в России выпускались газодизели и газовые двигатели, работающие на генераторном газе. На основании опыта эксплуатации указанных двигателей, работающих на генераторном газе, были определены следующие требования к степени очистки генераторного газа: содержание пыли — не более 0,03 г/м^3; содержание смолы — не более 0,1 г/м^3; содержание серы — не более 0,002 г/м^3; содержание уксусной кислоты — не более

0,001 г/м^3. Температура газа, поступающего к смесителю двигателя, должна быть не более 40 °С. В случае ее увеличения мощность двигателя снижается и возможно возникновение детонационного горения газовоздушной смеси. Недопустимым также является наличие конденсата водяных паров в газовоздушной смеси, подаваемой в двигатель.

С целью всестороннего изучения рабочих процессов и характеристик режимов эксплуатации двигателей на генераторном газе был проведен комплекс исследований на опытной установке, схема которой представлена на рис. 11.11.

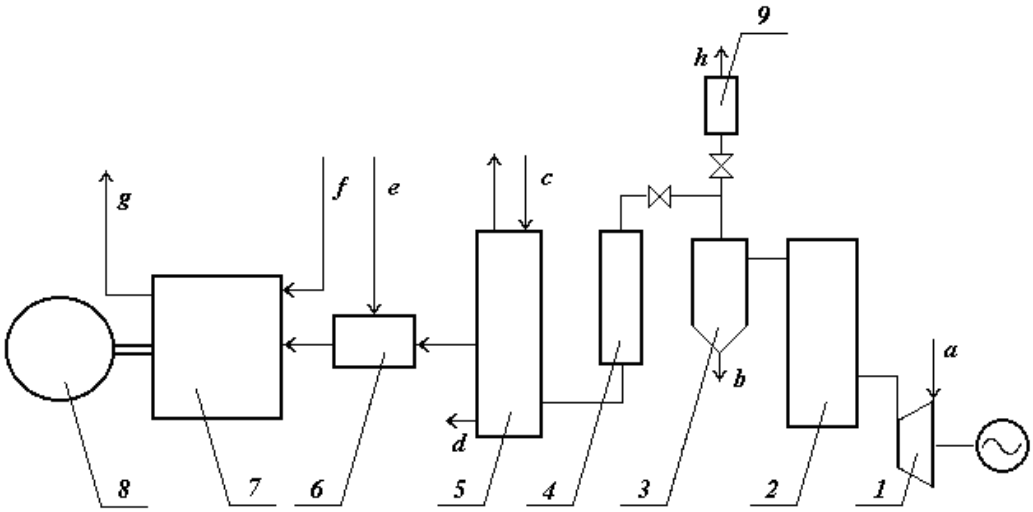

Рис. 11.11. Схема экспериментальной установки
(НТЦ "Энерготехнология" — АО "Звезда")

a — подвод воздуха к газогенератору, *b* — отвод золы, *c* — подвод и отвод охлаждающей воды, *d* — отвод воды и надсмольных вод, *e* — подвод воздуха к дизелю, *f* — подвод дизельного топлива, *g* — отвод выхлопных газов дизеля, *h* – сброс генераторного газа в атмосферу.
Остальные обозначения см. в тексте

Установка включала компрессор *1*; газогенератор *2* тепловой мощностью 120 кВт; систему очистки генераторного газа, состоящую из циклона *3*, водоохлаждаемого теплообменника *5* и скруббера *4*; специально разработанный смеситель генераторного газа с воздухом

6; дизельный двигатель *7* и систему регулирования двигателя *8*. Установленный перед смесителем регулятор расхода генераторного газа управлялся системой регулирования двигателя через импульсную связь. Для сброса генераторного газа в атмосферу в режимах розжига и при отключении двигателя использовался сбросной вентиль *9*. В опытах использовался генераторный газ, получаемый из древесины хвойных пород с широким диапазоном влажности (25–40 %).

В ходе опытов газогенератор блокировался с одноцилиндровым дизелем мощностью 30 кВт производства АО "Звезда", оснащенным измерительной аппаратурой для снятия индикаторной диаграммы в цилиндре и состава выхлопных газов. Исследовались рабочие процессы дизеля при работе без наддува по газодизельному циклу на генераторном газе, оценивалась работоспособность цилиндро-поршневой группы дизеля, оптимизировались режимы работы газодизеля и определялись требования к системе газоочистки, определялись эффективные показатели двигателя, проверялись система смесеобразования и система регулирования топливоподачи, отрабатывалась методика перехода с дизельного топлива на газ, снимались нагрузочные характеристики двигателя при работе по дизельному и газодизельному циклам, определялась оптимальная доля запального дизельного топлива.

В табл. 11.6 приводятся сравнительные данные для ряда характерных режимов, снятых при работе одного и того же двигателя в режимах дизеля и газодизеля. Эти данные наглядно показывают, что с увеличением эффективной мощности $N_{ЭФ}$ относительная доля дизельного топлива снижается. На номинальной мощности относительный расход дизельного топлива снижается примерно на 80 %. При этом абсолютный расход дизельного топлива в диапазоне мощностей от 50 до 100 % меняется мало (от 1,66 до 1,74 кг/ч). Из табл. 11.6 также видно, что с переходом на генераторный газ снижается температура отработавших газов. Причем наибольшее

снижение (с 620 до 530 °С) происходит при номинальной мощности. Одновременно несколько снижается и давление сгорания топлива. Сопоставление экологических параметров дизеля и газодизеля показывает существенное снижение дымности отработавших газов с 6,4 до 1,4 ед. "Бош" на номинальном режиме; содержание окислов азота в выхлопных газах снижается с 0,062 до 0,04 %.

Таблица 11.6

Результаты сравнительных испытаний дизельного двигателя при работе на дизельном топливе и генераторном газе

$N_{ЭФ}$, кВт	Энергетические характеристики				Экологические характеристики			
	Расход дизельного топлива, кг/ч		Температура отработавших газов, □С		Дымность отработавших газов, ед. "Бош"		Окислы азота, %	
	на диз. топли-ве	на газе	на диз. топливе	на газе	на диз. топливе	на газе	на диз. топливе	на газе
30,0	8,88	1,74	620	530	6,4	1,4	0,062	0,040
25,7	7,72	1,69	540	480	4,6	0,9	0,085	0,075
22,0	5,90	1,62	450	430	2,0	0,8	0,087	0,070
18,4	4,92	1,65	390	380	1,0	0,6	0,083	0,062
14,7	4,14	1,66	325	320	0,8	0,5	0,080	0,055

Опыты, проведенные на генераторном газе, полученном из древесины, имеющей различную относительную влажность: $W^r = 25$ % и $W^r = 40$ %, показывают, что по концентрации в отработавших газах окислов азота C_{NO} и их дымности D наилучшие экологические показатели достигаются при работе на древесине с относительной влажностью $W^r = 40$ %. По концентрации окислов углерода C_{CO}, наоборот, наихудшие показатели получены при большей влажности исходной древесины. Можно предположить, что

последнее обстоятельство связано с недостаточно эффективной работой смесителя. Возможно, в ходе совершенствования процессов смешения генераторного газа с воздухом удастся свести к минимуму значение C_{CO} в отработавших газах.

На рис. 11.12 даны фрагменты совмещенных индикаторных диаграмм рабочего процесса в цилиндре при работе дизеля на генераторном газе, получаемом из древесины с относительной влажностью $W^r = 25\ \%$.

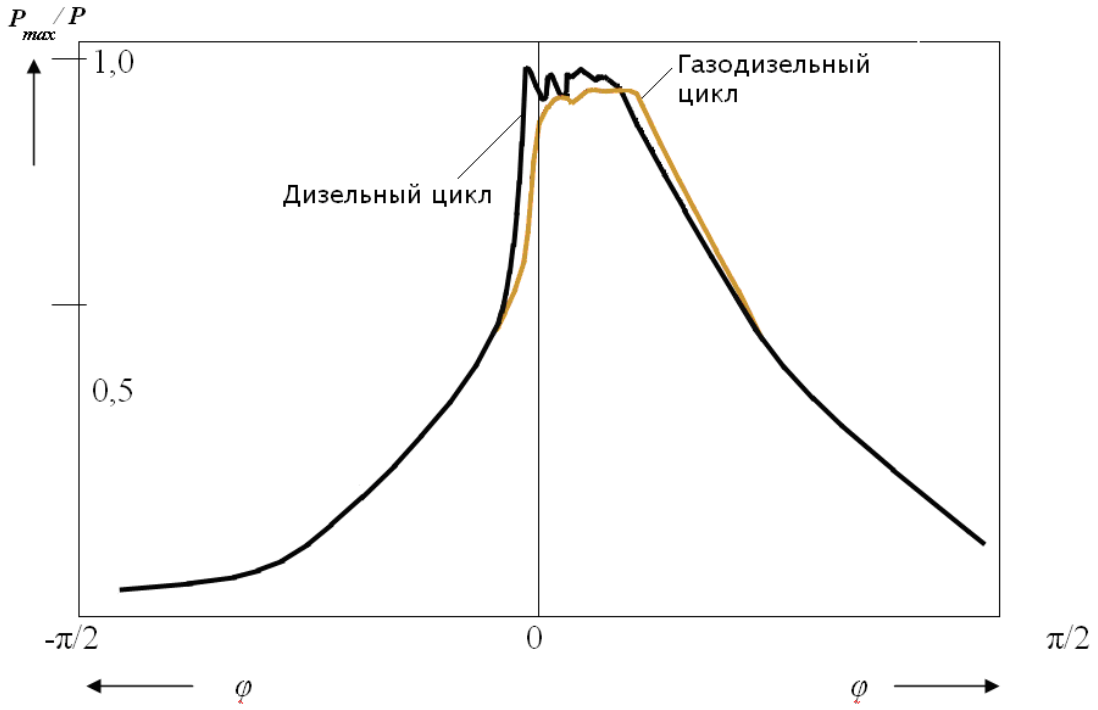

Рис. 11.12. Совмещенная индикаторная диаграмма рабочего процесса в цилиндре дизельного двигателя

Приведенные фрагменты относятся к окрестностям "наивысшей мертвой точки поршня", для которой угол поворота коленчатого вала двигателя $\varphi = 0$. Область $\varphi < 0$ соответствует концу такта сжатия, а область $\varphi > 0$ относится к началу такта расширения и рабочего хода поршня. Приведенные на рисунке данные получены при мощности 30 кВт и частоте вращения вала двигателя 1000 мин$^{-1}$. Эти данные указывают на смещение рабочего процесса при переводе двигателя на

генераторный газ в область расширения: кривые смещаются в область больших значений φ. Аналогичные диаграммы, снятые во всем диапазоне изменения мощности двигателя и влажности исходного топлива, подтверждают, что качественно характеристики рабочего процесса при переходе с дизельного режима на газодизельный не меняются.

Анализ совокупности полученных экспериментальных данных подтвердил возможность эффективной работы двигателя на генераторном газе, полученном из растительной биомассы, при этом получены следующие результаты:

1. Максимальной мощности газодизеля соответствует оптимальный расход газа. Дальнейшее увеличение расхода газа не приводит к росту мощности, а характеризуется значительным ростом содержания CO в выхлопных газах, что указывает на нарушение процесса сгорания. Дальнейшее увеличение расхода газа может привести к прекращению воспламенения запального топлива из-за низкого содержания кислорода в газо-воздушной смеси и, как следствие, к остановке двигателя. Сравнение параметров рабочих процессов дизеля и газодизеля показывает, что максимальные давления сгорания при сгорании топлива для них примерно одинаковы во всем диапазоне режимов. При этом протекание рабочего процесса газодизеля характеризуется переносом сгорания в область расширения, т. е. в область $\varphi > 0$. Проведенный анализ показывает, что чем больше доля генераторного газа в топливной смеси, тем при больших значениях φ происходит сгорание.

2. Для газодизельного режима характерна более высокая средняя скорость сгорания топлива, чем для чисто дизельного.

3. Использование в качестве сырья древесины повышенной влажности обусловливает повышение содержания влаги в газе (в паровой и капельной фазах). Существует пороговая влажность, при достижении которой мощность двигателя начинает падать.

12. КОМБИНИРОВАННЫЕ ЦИКЛЫ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

12.1. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Тепловым насосом называют устройство, которое позволяет увеличить уровень температур какого-либо теплоносителя за счет затраты некоторого количества энергии более высокого потенциала. Такие устройства, их еще называют *греющими машинами*, работают по обратным термодинамическим циклам. По таким же циклам работают и хорошо известные читателю *холодильные машины*, которые вместе с тепловыми насосами образуют устройства, объединяемые общим названием *термотрансформаторы*. Разница заключается только в рабочем диапазоне температур и назначении. Холодильная машина «выкачивает» тепло из холодильной камеры (холодильника) в окружающую среду, можно сказать, что она «греет» окружающую среду. А тепловой насос, «выкачивая» тепло из окружающей среды, охлаждая ее, передает это тепло некоторому потребителю, т. е. «греет» его. Известен целый ряд способов реализации обратных термодинамических циклов (термохимические, электротермические, эжекторные, компрессионные). Они в равной степени применимы как для холодильных машин, так и для тепловых насосов. Мы далее ограничимся рассмотрением наиболее распространенных компрессионных тепловых насосов, полагая, что с другими вариантами решения задачи читатель в силах разобраться самостоятельно.

Обратимся к рис. 12.1, где для сравнения показаны три варианта использования идеального цикла Ренкина. Прямой цикл — для *теплового двигателя*, и два обратных цикла термотрансформаторов — для *теплового насоса* и *холодильной машины*. Изображения циклов по-разному ориентированы

относительно изотермы, отвечающей температуре окружающей среды $T_{о.с.}$, которая для каждой из рассматриваемых установок имеет разное значение.

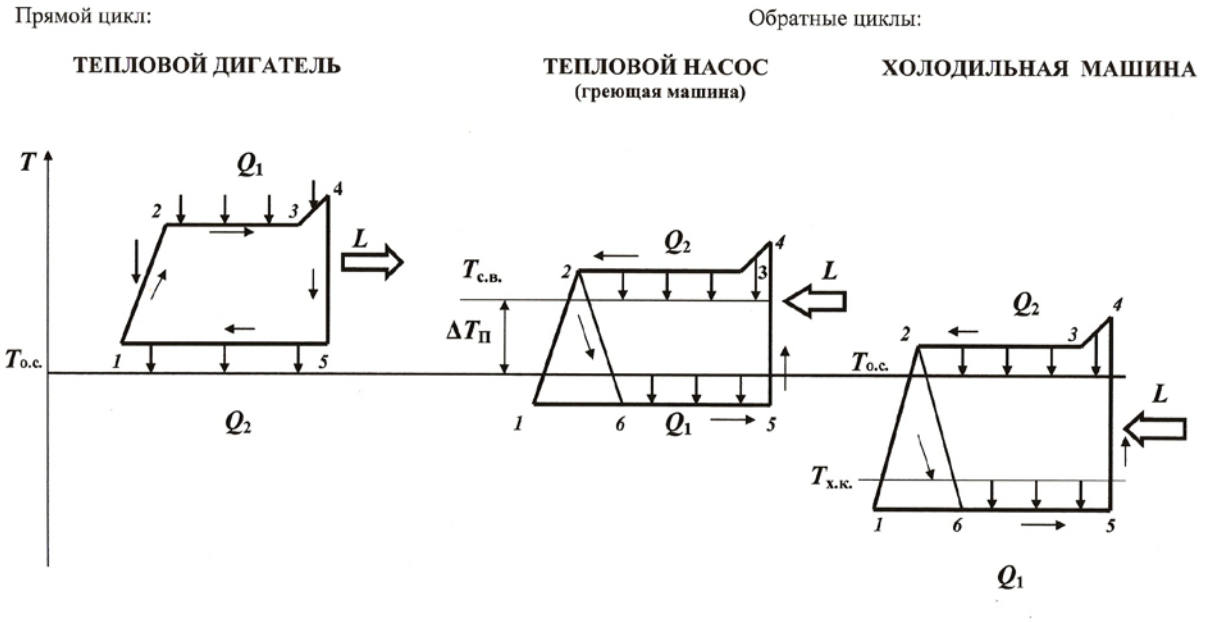

Рис. 12.1. Прямой и обратные циклы Ренкина

В прямом цикле, по которому работает тепловой двигатель, основные процессы теплообмена осуществляются в парогенераторе (см. процесс *1–2–3–4*) и конденсаторе (см. процесс *5–1*). Причем в парогенераторе подводится высокопотенциальная теплота Q_1, получаемая за счет сгорания топлива, а в конденсаторе отводится теплота Q_2, которая меньше Q_1 на величину теплоты, использованной для получения полезной работы L. Для обеспечения возможности теплопередачи в процессе *5–1* температура конденсации должна быть выше температуры окружающей среды $T_{о.с}$, что и показано на рис. 3.1. Температурой окружающей среды $T_{о.с.}$ в рассматриваемом случае является температура охлаждающей воды в конденсаторе, которая зависит от источника и типа водоснабжения.

По сравнению с прямым циклом в *обратных циклах* процессы генерации пара и его конденсации как бы поменялись местами. Процесс *1–5* осуществляется в парогенераторе (в термотрансфор-

маторах парогенератор принято называть *испарителем*, далее мы будем придерживаться этого термина). Процесс конденсации *4–3–2* происходит в конденсаторе (здесь установившиеся термины для прямых и обратных циклов совпадают). Для обратных циклов теплота Q_1, подведенная к рабочему телу в испарителе, меньше теплоты Q_2, отведенной из цикла, благодаря дополнительной работе L, подведенной извне.

Для теплового насоса температура окружающей среды $T_{\text{о.с.}}$ является определяющей для процесса в испарителе, а для холодильной машины — процесса в конденсаторе. Обратимся снова к рис. 12.1.

Для теплового насоса температура в испарителе (процесс *1–5)* ниже температуры окружающей среды $T_{\text{о.с}}$ на величину необходимого температурного напора. При этом в качестве окружающей среды рассматривается некоторый источник низкопотенциальной теплоты. Например: вода в водоеме, грунтовые воды, теплота грунта и вентиляционных выбросов, сточные воды и т.п. Если тепловой насос используется для отопления, конденсация рабочего тела теплового насоса (процесс *4–3–2*) осуществляется путем передачи теплоты сетевой воде, температура которой $T_{\text{с.в.}}$ должна быть ниже температуры конденсации на величину минимально допустимого температурного напора. При этом перепад $\Delta T_{\text{П}}$ определяет увеличение температурного потенциала теплоты, произведенное тепловым насосом.

Из рис. 12.1 видно также, что ограничения, накладываемые минимальным температурным напором в конденсаторах, сокращают возможности отвода теплоты в процессе *2–1*. Поэтому для замыкания термодинамического цикла используется дросселирование конденсата от давления в конденсаторе до давления в испарителе. В результате рабочее тело частично испаряется, и на входе в испаритель уже имеется некоторое паросодержание. Соответствующий процесс *2–6* обозначен на рис. 12.1. Существует принципиальная возможность в

процессе *2–6* получить полезную техническую работу, снизив тем самым работу сжатия в процессе *5–4*. Для этого процесс *2–6* должен осуществляться в специфическом двигателе, способном работать на вскипающем потоке. Подобный двигатель известен и называется гидропаровой турбиной, однако его рассмотрение выходит за границы настоящего курса, и желающие могут обратиться к специальной литературе [8].

Но при всем сходстве холодильной машины и теплового насоса история их применения пошла разными путями. Дело в том, что у холодильной машины нет альтернативы как у источника холода, а у теплового насоса альтернатива есть, причем весьма эффективная. Самое простое — сжечь топливо, которое используется для выработки энергии, подводимой к тепловому насосу, и получить таким образом теплоту. В силу указанных различий холодильные машины с момента своего изобретения в 1834 г. получили широкое распространение. Тепловой насос, предложенный в 1852 г. У. Томсоном, тотчас был забыт. Только в начале XX в. к нему обратился русский физик В. А. Михельсон, который в 1910–1924 гг. разработал несколько проектов отопительных систем, использующих тепловые насосы, Но главная заслуга В. А. Михельсона в том, что он сформулировал основные условия, при которых применение теплового насоса может быть оправдано. В последующие годы теоретические вопросы, связанные с применением тепловых насосов, были детально рассмотрены в работах Н. И. Гельперина, А. Н. Ложкина, А. А. Канаева, В. С. Мартыновского, В. А. Зысина, А. М. Каплана, Д. П. Гохштейна, Е. И. Янтовского и др. Из этих работ следует, что, если исключить особые случаи трансформации бросового тепла отдельных технологических процессов (например, тепло воды, охлаждающей конденсаторы паровых турбин), применение тепловых насосов с электроприводом часто оказывается невыгодным. Использование этих насосов вместо ТЭЦ увеличивает расход топлива энергосистемой и капитальные вложения в нее.

Использование их вместо автономных котельных хотя и дает иногда экономию топлива, но зато очень резко увеличивает капитальные затраты, так как требует большого числа крупногабаритных теплообменников.

В связи с ростом цен на топливо и, соответственно, стремлением экономить топливо в середине XX в. в западных странах постепенно повышается интерес к тепловым насосам, их начинают постепенно применять, и в ряде случаев это оказывается экономически выгодно. В нашей стране, где централизованное теплоснабжение было развито существенно больше, чем за рубежом, и топливо стоило относительно мало, использование тепловых насосов для отопления долгое время оставалось невыгодным. Ситуация начинает меняться только в последние десятилетия XX в.

Оценка термодинамической эффективности использования теплового насоса для отопления должна проходить с учетом эффективности возможных альтернативных вариантов. В противном случае оценки становятся часто бессмысленными, приводят к абсурдным выводам о некоторой «даровой» энергии, открывают, тем самым, широкое поле деятельности для схоластов и неучей. Существует несколько подходов к термодинамической оценке. В тех случаях, когда они верны, результаты оказываются сходными.

Воспользуемся подходом, принятым [8], и обратимся снова к диаграммам на рис 12.1. Согласно принятым там обозначениям, в результате действия теплового насоса некоторому горячему источнику, иначе потребителю, передается количество теплоты

$$Q_2 = Q_1 + L. \qquad (12.1)$$

Отметим, что переданная теплота обладает большим температурным потенциалом. То есть малополезную теплоту мы превратили в практически полезную, да еще и увеличили ее количество. Вот в чем практический смысл трансформации тепловой

энергии.

Термодинамическая эффективность прямого цикла, осуществляемого в тепловом двигателе, как известно, характеризуется отношением, называемым термодинамическим КПД:

$$\eta = \frac{L}{Q_1}, \qquad (12.2)$$

Для оценки термодинамической эффективности цикла термотрансформаторов принято пользоваться сходным отношением. Причем для тепловых насосов и для холодильных машин его запись имеет различия.

В тепловом насосе полезным результатом реализации термодинамического цикла является теплота, отданная в конденсаторе Q_2, ее и выносят в числитель. Логично, по аналогии с выражением (12.2) в знаменатель поставить подведенную механическую работу L. Тогда получаем выражение, именуемое *коэффициентом преобразования*:

$$\varphi = \frac{Q_2}{L}. \qquad (12.3)$$

Значение φ больше единицы, так как всегда имеет место равенство (12.1). Это делает его несколько менее наглядным, чем запись (12.2), одновременно давая дилетантам повод утверждать, что у теплового насоса КПД всегда больше 100 %. Последнее утверждение абсурдно, хотя бы по тому, что φ — это не КПД.

Для холодильной машины полезным результатом реализации термодинамического цикла является уже не теплота, отданная в конденсаторе, а теплота, отобранная из холодильной камеры, т. е. Q_1. Поэтому логично поставить в числитель ее значение, оставив в знаменателе, так же, как и для теплового насоса, подведенную механическую работу L. Тогда вместо (12.3) получим *холодильный коэффициент*:

$$\varepsilon = \frac{Q_1}{L}. \qquad (12.4)$$

Его величина в зависимости от свойств рабочего тела, температуры и термодинамического совершенства процесса может быть как выше, так и ниже единицы. Нетрудно убедиться, что между *коэффициентом преобразования* и *холодильным коэффициентом* существует простая связь

$$\varphi = \varepsilon + 1. \qquad (12.5)$$

Вернемся к вопросу об эффективности применения теплового насоса для отопления. Для отопительных установок иногда используется понятие *отопительный коэффициент*. Очевидно, что выражение (12.3) пригодно для энергетической оценки любой схемы теплоснабжения, связанной с затратой энергии высокого потенциала, независимо от того, предусматривается схемой использование прямого или обратного цикла:

$$Q_{\text{Т}} / \text{Э},$$

где $Q_{\text{Т}}$ — полезно отпущенное тепло, Э — недовыработанная энергия (для ТЭЦ) или израсходованная (для теплового насоса). Отсюда вытекает, что энергетическая целесообразность применения теплового насоса с электроприводом для теплоснабжения определяется неравенством:

$$\eta_{\text{ЦЕЛ}} > \frac{\eta_{\text{К}}}{\eta_{\text{КЭС}}\eta_{\text{П}}}, \qquad (12.6)$$

где $\eta_{\text{К}}$ — КПД заменяемой котельной, $\eta_{\text{КЭС}}$ — КПД конденсационной электростанции, вырабатывающей электроэнергию, $\eta_{\text{П}}$ — коэффициент потерь при передаче энергии. Неравенство (12.6) можно применить к любому типу теплоснабжения. Различия сведутся к определению величины $\eta_{\text{П}}$. Следовательно, смысл понятий *отопительный коэффициент* и *коэффициент преобразования* теплового насоса в рассматриваемом случае совпадают.

По определению (см. формулу (12.1)) величина *коэффициента преобразования* φ всегда больше единицы. Типичная ошибка апологетов тепловых насосов — отождествление *коэффициента преобразования* с КПД, а далее утверждение, что у теплового насоса КПД всегда больше единицы.

Возможно, чтобы не допустить подобной путаницы, ряд авторов вводят наряду с коэффициентом преобразования различные выражения для приведенного коэффициента полезного действия. Одна из наиболее простых форм его записи, даваемых в литературе

$$\eta_{\text{ПРИВ}} = \frac{Q_2}{\dfrac{E}{\eta_{\text{КЭС}}\eta_{\text{П}}}}, \qquad (12.7)$$

где E — электрическая энергия, потребляемая из сети общего пользования. Применительно к ТЭЦ значение E определяется уменьшением возможной выработки электроэнергии отпущенной ТЭЦ. Нам представляется, что если правильно понимать физический смысл *коэффициента преобразования*, то подобные громоздкие выражения излишни.

Здесь представляется уместным сделать следующее замечание принципиального характера. Коэффициент полезного действия является безразмерным соотношением, характеризующим степень совершенства какого-либо технического устройства или процесса. Поэтому называть так алгебраические выражения, дающие в результате вычисления значения, превосходящие 100 %, является (по нашему мнению) некорректным. В подобных случаях следует употреблять какой-нибудь другой термин. Возможно, такими же соображениями руководствовались наши предшественники, когда вводили только что упомянутые понятия «холодильный коэффициент» и «коэффициент преобразования».

Тепловое совершенство реального цикла теплового насоса обусловлено внутренней и внешней необратимостью термодина-

мических процессов. Основным источником внутренней необратимости являются процессы сжатия рабочего тела в компрессоре и процесс дросселирования. На величину данного вида потерь оказывают влияние параметры процесса, конструкция аппаратов, реализующих эти процессы, вид рабочего тела, мощность установки и ряд других факторов. Для количественных оценок внутренней необратимости обычно сравнивают коэффициент эффективности реального цикла φ_e с коэффициентом эффективности обратного цикла Карно $\varphi_К$:

$$\eta_e = \frac{\varphi_e}{\varphi_К}, \qquad (12.8)$$

где η_e — степень отклонения реального цикла от цикла Карно.

Внешняя необратимость реального теплового насоса обусловлена наличием конечной разницы температур между теплоносителями в испарителе и конденсаторе, а также неизбежным переохлаждением рабочего тела в конденсаторе. С энергетической точки зрения надо стремиться к уменьшению среднего температурного напора в теплообменниках. В испарителе этого можно добиться, увеличивая расход холодной воды, запасы которой предполагаются неограниченными. В конденсаторе, где разность температур прямой и обратной воды может составлять десятки градусов, соответственно, внешняя необратимость может оказаться весьма существенной.

Следует подчеркнуть, что при обосновании целесообразности применения теплонасосной установки предварительная оценка ожидаемой величины φ_e имеет существенно более важное значение, чем при проектировании холодильной установки, на что мы уже указывали выше.

В литературе можно найти описание ряда методик для определения η_e и φ_e. Для иллюстрации характера зависимости

величины φ_e от температур в конденсаторе и испарителе на рис. 12.2 даны результаты соответствующих расчетов (по В. С. Мартыновскому), выполненных для одной конкретной установки.

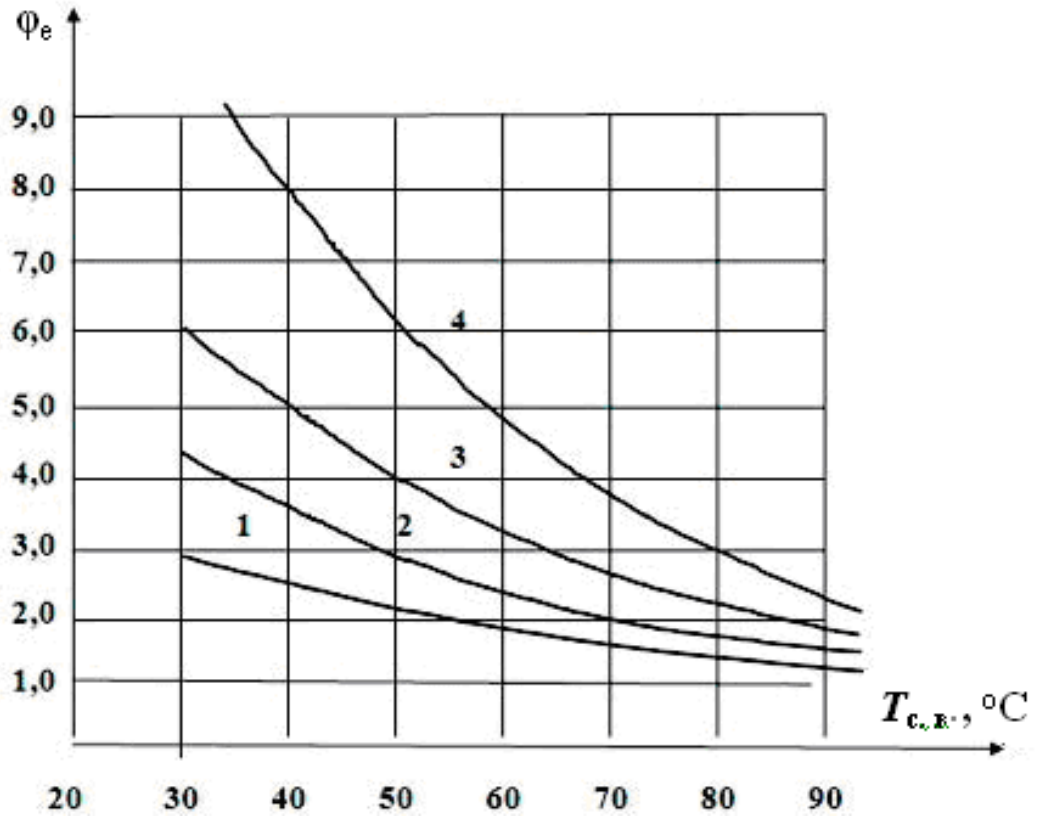

Рис. 12.2. Действительный коэффициент преобразования для тепловых насосов:

1 — $T_{о.с} = -20$ °C , **2** — $T_{о.с.} = -10$ °C, **3** — $T_{о.с.} = 0$ °C, **4** — $T_{о.с.} = +10$ °C

Анализ кривых, приведенных на рис. 12.2 показывает, что величина коэффициента преобразования увеличивается при повышении температуры в испарителе $T_{о.с.}$ и уменьшении температуры в конденсаторе, т. е. температуры прямой сетевой воды $T_{с.в.}$. Отсюда следует вывод, что при использовании для отопления низкопотенциальных источников теплоты, таких, как тепло водоемов или грунта, целесообразно снижать температуру сетевой воды. Последнее приводит к выводу о предпочтительности панельного

отопления (обогрев полов) или воздушного отопления (нагрев не воды, а воздуха, нагнетаемого в помещение). Еще один вывод можно сделать из совокупности перечисленных обстоятельств: отопительные теплонасосные установки предпочтительны для индивидуальных или автономных потребителей.

Большинство авторов сходятся во мнении, что замещение тепловым насосом отопления от ТЭЦ становится целесообразным при увеличении минимального значения φ_e примерно до

$$\varphi_e > 4{,}5–8{,}0. \qquad (12.9)$$

Отдельные источники указывают несколько меньшие предельные значения $\varphi_e > 2{,}5…3{,}5$. Однако важным остается сам факт существования таких минимально допустимых значений φ_e, а, следовательно, необходимости их определения, исходя из конкретных условий и допустимых параметров процесса.

Здесь мы остановились только на термодинамических оценках эффективности теплового насоса. Но, как видно из рис. 12.1, стремление снизить термодинамическую необратимость, чтобы поднять значение φ_e до конкурентоспособного уровня, будет вести к предельному снижению температурных напоров во всех теплообменных аппаратах, включенных в тепловую схему. В результате теплообменники становятся громоздкими и металлоемкими, что ведет к значительному росту относительных капитальных затрат.

В действительности выбор теплового насоса и целесообразной схемы теплонасосной установки является сложной задачей как технической, так и экономической. Кроме термодинамических факторов (температурные уровни источников низкого и высокого потенциала, термодинамическая необратимость реальных тепловых процессов и др.), решая такую задачу, приходится учитывать целый ряд технических факторов (потери в сетях, вид замещаемого топлива,

используемые энергоносители, графики тепловой нагрузки и т.п.). Также влияют климатические условия, система образования цен и тарифов, капитальные затраты и, наконец, даже мода. Немаловажным фактором является также наличие и надежность используемого оборудования.

В заключение заметим, что ситуация может в корне измениться, если для привода компрессора использовать возобновляемые источники энергии. Речь может идти, прежде всего, о ветродвигателе или гидравлической турбине. Известные недостатки ветродвигателя, связанные с непостоянством ветровой энергии и сложностью преобразования ветровой энергии в переменный ток постоянной частоты, здесь в значительной степени теряются. Компрессор может быть связан непосредственно с воздушной турбиной посредством гидропривода, а переменность нагрузки компенсировать регулированием расхода теплоносителя в контуре теплового насоса и сглаживать за счет баков-аккумуляторов горячей воды.

12.2. РАБОЧЕЕ ТЕЛО ДЛЯ КОМПРЕССИОННОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА

Рассматривая прямые и обратные термодинамические циклы на рис. 12.1, мы предположили, что цикл осуществляется парообразным, а точнее, парожидкостным рабочим телом (цикл Ренкина). Однако в равной мере обратный компрессионный цикл возможен и на неконденсируемом (газообразном) рабочем теле. Такой цикл так и называют — обратный цикл Брайтона.

Рассмотрим особенности различных агентов, которые могут использоваться в качестве рабочих тел в паровых и газовых циклах тепловых насосов. Итак, по характеру рабочего тела компрессионные тепловые насосы могут быть разделены на две группы: *газовые* (рис. 12.3, *а*) и *паровые* (рис. 12.3, *б*). Соответствующие циклы в T, S–координатах показаны на рис. 12.3, *в* и рис. 12.3, *г*.

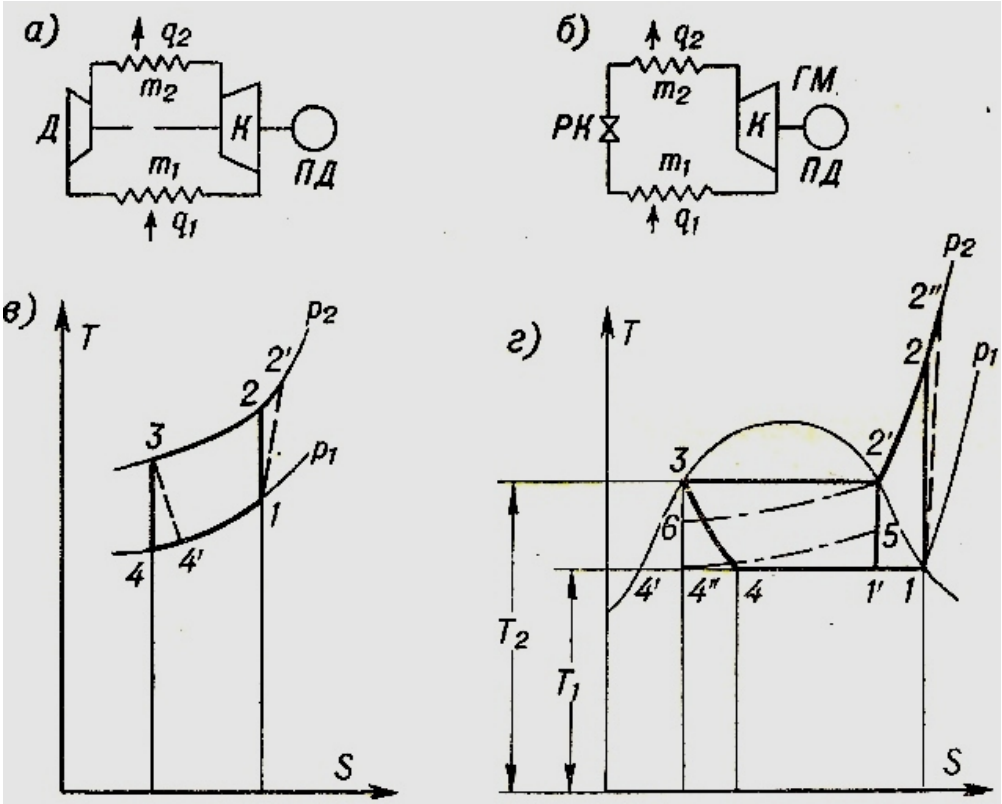

Рис. 12.3. Два типа термотрансформаторов компрессионного типа

По характеру рабочего процесса наиболее простым является газовый тепловой насос. Здесь тепло низкого потенциала q_1 передается в теплообменнике m_1 газообразному рабочему телу, совершающему при этом изобарный процесс *4–1* (см. рис. 12.3). Далее рабочее тело сжимается в компрессоре *К*, совершая а идеальном случае адиабатный процесс *1–2*. Отдав тепло потребителю при изобарном охлаждении (процесс *2–3*) в теплообменнике m_2, рабочее тело расширяется до начального состояния в детандере *Д* (адиабатный процесс *3-4*). Отклонение реальных процессов сжатия и расширения от идеальных показано пунктиром. Для совершения обратного цикла затрачивается механическая работа *l*, эквивалентная площади *1–2–3–4–1*. Величина этой работы определяется зависимостью

$$l = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1),$$

где $h_1 \ldots h_4$ — энтальпия рабочего тела в соответствующих точках. Механическая работа производится в установке приводным двигателем *ПД*. Кроме того, определенное количество работы совершает детандер *Д*.

Комплекс, состоящий из двигателя *ПД*, компрессора *К* и детандера *Д*, представляет собой своеобразный силовой агрегат, который можно назвать *греющей машиной* (в противоположность холодильной машине).

Эта машина является основным, а в ряде случаев единственным элементом схемы теплового насоса. Так, например, в отопительно-вентиляционных теплонасосных установках, использующих в качестве рабочего тела воздух, теплообменник m_1 может отсутствовать. При этом процесс *4–1* будет совершаться в атмосферном воздухе.

На рис. 12.3, *г* показан идеальный цикл широко распространенного парового теплового насоса *1–2–2'–3–4–1*. Соответствующая тепловая схема дана на рис. 12.3, *б*. Здесь компрессор *К* засасывает сухой насыщенный пар, в процессе сжатия пар становится перегретым (процесс *1–2*). Далее, в теплообменнике m_2 сжатый пар отдает тепло потребителю. При этом он охлаждается, теряя свой перегрев (процесс *2–2'*), и конденсируется в процессе *2'–3*. Понижение давления, как отмечалось в разделе 12.1, осуществляется путем дросселирования в редукционном клапане *РК* (процесс *3-4*). Цикл замыкается с помощью теплообменника m_1, где паро-жидкостная смесь приводится в исходное состояние — сухого насыщенного пара, за счет тепла источника низкого потенциала. Напомним, что таким источником могут служить как самые различные виды тепловых сбросов различных технологических процессов, так и геотермальная энергия, тепло водоемов и грунта.

Такому идеальному циклу соответствует работа, эквивалентная площади *1–2–2'–3–4'–1* на рис. 12.3, *г*. Коэффициент эффективности для данного цикла можно записать в виде

$$\varphi_0 = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}, \qquad (12.10)$$

где $h_1 \ldots h_3$ — энтальпия в соответствующих точках на рис. 12.3.

Идеальному обратному циклу Карно в том же интервале температур T_2–T_1 соответствует круговой процесс *1'–2'–3–4''–1'* (см. рис. 12.3, *г*), для которого коэффициент эффективности

$$\varphi_К = \frac{T_2}{T_2 - T_1}. \qquad (12.11)$$

Степень отклонения рассмотренного выше идеального цикла парового теплового насоса от цикла Карно характеризует соотношение

$$\eta_{0.К} = \frac{\varphi_0}{\varphi_К}, \qquad (12.12)$$

которое может быть названо *КПД теплового насоса относительно цикла Карно*. Его значение может быть увеличено путем таких мероприятий, как промежуточное охлаждение пара при сжатии, охлаждение конденсата перед дросселированием. Однако радикальным средством повышения φ_0 является замена дросселирования расширением вскипающей жидкости в *гидропаровой турбине*. Элементы теории подобных турбин рассмотрены в [7], и мы не станем здесь на них останавливаться. В последнее время гидропаровые турбины начинают применяться в холодильной технике и энергетике. Калужский турбинный завод освоил производство небольших и не самых эффективных подобных турбин.

Работе идеальной гидропаровой турбины соответствует на рис. 12.3, *г* площадь *3–4''–4'–3*. Коэффициент эффективности теплового насоса с гидропаровой турбиной определяется не равенством (12.10), а равенством

$$\varphi_0^{ГП} = \frac{h_2 - h_3}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_{4''})}. \qquad (12.13)$$

Действительный коэффициент эффективности соответствующего цикла, учитывающий внутренние необратимые артерии в турбомашинах составит

$$\varphi_e^{\text{ГП}} = \frac{h_2 - h_3 + (h_2 - h_1)\dfrac{1-\eta_{\text{К}}}{\eta_{\text{К}}}}{(h_2 - h_1)\dfrac{1}{\eta_{\text{К}}} - \left(h_3 - h_{4''}\right)\cdot \eta_{\text{ГП}}}, \qquad (12.14)$$

где $\eta_{\text{К}}$ и $\eta_{\text{ГП}}$ — соответственно внутренний КПД компрессора и гидропаровой турбины.

Вернемся к вопросу о внутренней необратимости процессов передачи тепла в теплообменных аппаратах (m_1 и m_2), которой мы коснулись выше (в разделе 12.1). В отопительных теплонасосных установках теплоноситель как низкого потенциала, так и высокого (обычно сетевая вода), изменяет свою температуру. Изменение температуры теплоносителей показано на рис. 12.3, *г* штрих-пунктирными линиями. Очевидно, что оптимальным в данном случае будет не обычный цикл Карно, а круговой процесс *4'–5–2'–6–4''*, представляющий собой совокупность элементарных циклов Карно. Аналогичная ситуация возникла при анализе паровой ступени прямого бинарного газопарового цикла в разделе 7.1. Там задача снижения термодинамической необратимости решалась путем усложнения тепловой схемы введением нескольких (двух или более) ступеней давления в котле-утилизаторе.

Однако в теплонасосных установках, использующих не паровой, а газовый цикл, задача может упроститься, если газовый цикл *1–2–3–4–1* (рис. 12.3, *в*) совместить с процессом *4'–5–2'–6–4''*. Это оказывается возможным, если выполнено условие

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1}, \qquad (12.15)$$

где T_2 и T_3 — соответственно начальная и конечная абсолютные температуры теплоносителя высокого потенциала; T_4 и T_1 —

соответственно начальная и конечная абсолютные температуры теплоносителя низкого потенциала.

Таким образом, газообразное рабочее тело может обладать преимуществом перед парообразным. Обычно считают, что применение насыщенного пара позволяет значительно сократить размеры теплообменных аппаратов. Но это утверждение справедливо только тогда, когда рабочим телом является воздух, причем его давление сравнительно низкое. Если использовать в качестве рабочего тела легкие газы (водород или гелий), можно свести относительное влияние потери давления в теплообменниках к уровню, характерному для использования фреонов.

Фреоны — наиболее распространенное рабочее тело для современных парокомпрессионных тепловых насосов, хотя могут быть использованы и другие вещества и смеси веществ, отвечающие следующим основным требованиям:

- давление насыщения P_S у такой жидкости при температурах в испарителе должно быть близким к атмосферному давлению, а при температурах в конденсаторе не слишком высоким, чтобы уменьшить работу в желаемой степени;

- жидкость должна иметь высокие теплоту парообразования, теплоемкость и плотность для сокращения габаритов оборудования;

- жидкость должна иметь стабильные свойства и невысокую стоимость;

- жидкость должна быть безопасной в обращении (не токсичной, пожаробезопасной т. п.).

В тепловом отношении весьма эффективным рабочим телом является *аммиак* NH_3, нашедший широкое применение в холодильных машинах. Однако он токсичен, горюч, взрывоопасен, обладает коррозионной активностью к цветным металлам, поэтому постепенно вытесняется *фреонами.* Фреоны — обширный класс галоидных соединений насыщенных углеводородов. Известно

несколько десятков различных фреонов, они представляют собой газы или жидкости без запаха и цвета. Фреоны практически безвредны, правда, бытует мнение, что выбросы их в атмосферу ведет к появлению так называемых «озоновых дыр».

В табл. 12.1 даны для примера свойства некоторых фреонов, применение которых возможно в тепловых насосах (здесь: P_S, — давление насыщения, а v' и v'', соответсветствующие ему удельные объемы капельно-жидкой и паровой фазы).

Таблица 12.1

Термодинамические свойства ряда низкокипящих жидкостей (фреонов)

t, °C	Ф-12			Ф-11			Ф-142		
	P_S, МПа	v', л/кг	v'', м^3/кг	P_S, МПа	v', л/кг	v'', м^3/кг	P_S, МПа	v', л/кг	v'', м^3/кг
-30	0,103	0,6728	0,1633	0,009	0,6245	1,5955	0,041	0,808	0,491
-20	0,154	0,6864	0,1106	0,016	0,6332	0,9653	0,065	0,822	0,3174
-10	0,224	0,7011	0,0781	0,026	0,6422	0,6127	0,100	0,838	0,231
0	0,315	0,7174	0,0566	0,041	0,6518	0,4043	0,148	0,854	0,1477
10	0,432	0,7348	0,0420	0,062	0,6618	0,2760	0,212	0,872	0,1053
20	0,785	0,7534	0,0317	0,091	0,6723	0,1939	0,295	0,890	0,769
30	0,759	0,7742	0,0243	0,128	0,6834	0,1399	0,401	0,911	0,0573
40	0,978	0,7976	0,0188	0.178	0,6951	0,1027	0,529	0,932	0,0444
50	1,241	0,8244	0,0146	0,241	0,7073	0,0769	0,689	0,957	0,0343
60	1,548	0,8568	0,0117	0,320	0,718	0,0592	0,882	0,984	0,0268
70	2,329	0,8936	0,0099	0,417	0,732	0,459	1,112	1,023	0,0211

Подробные данные о физических, термодинамических, физиологических свойствах фреонов, потенциально пригодных для использования в тепловых насосах, можно найти, например, в [19]. Там же приводятся полезные сведения об эксплуатационных

качествах фреонов, особенностях эксплуатации теплонасосного оборудования, а также результаты расчетных исследований, направленных на выявление областей и условий эффективного использования тепловых насосов в энергетике.

12.3. ТЭЦ С ГАЗОМОТОРНЫМ ПРИВОДОМ ТЕПЛОВОГО НАСОСА (ТН-ТЭЦ)

В настоящее время для производства тепла в районных и автономных котельных используется в основном газообразное топливо. Можно предположить, что по экологическим соображениям такая тенденция сохранится. Наряду с этим приобретают распространение также автономные дизельные электростанции, использующие жидкое топливо. При этом известные преимущества приобретают установки, использующие в качестве привода не электродвигатель, а тепловой поршневой двигатель, работающий на газообразном или жидком топливе.

Двигатели внутреннего сгорания имеют термический КПД на уровне 48–50 % и не уступают по эффективности современным парогазовым установкам. Только ограничения по максимальной мощности примерно на уровне 50–80 МВт и ограниченный моторесурс сдерживают их применение в энергетике. В настоящее время ситуация в корне изменилась и современные зарубежные газовые и дизельные двигатели имеют ресурс до 100 тыс. часов. Для отопительных теплонасосных установок относительно малая единичная мощность также может оказаться положительным фактором, так как позволяет приблизить их к потребителю, существенно сократив протяженность тепловых сетей. Расчеты показывают, что отопительные теплонасосные установки с приводом от поршневого двигателя оказываются примерно в два раза эффективней, чем установки с электроприводом. Поэтому подобные установки в большинстве случаев рентабельней, чем отопительные котельные малой и средней мощности (особенно газовые котельные).

Идея использования газомоторного привода для теплового насоса возникла в Политехническом институте еще в 1947 г. и в 1958 г. была реализована для подогрева за счет утилизации теплоты сточных вод одной из бань[8]. В последующие годы (начиная с 1962 г.) подобные схемы с успехом стали применять и в западных странах, прежде всего, для отопления бассейнов, гидропарков и т.п.

В связи с этим целесообразно рассмотреть вопрос о создании на базе теплового насоса мини-ТЭЦ для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии. На рис. 12.4 приведена принципиальная тепловая схема подобной установки, использующей тепло водоема для теплоснабжения.

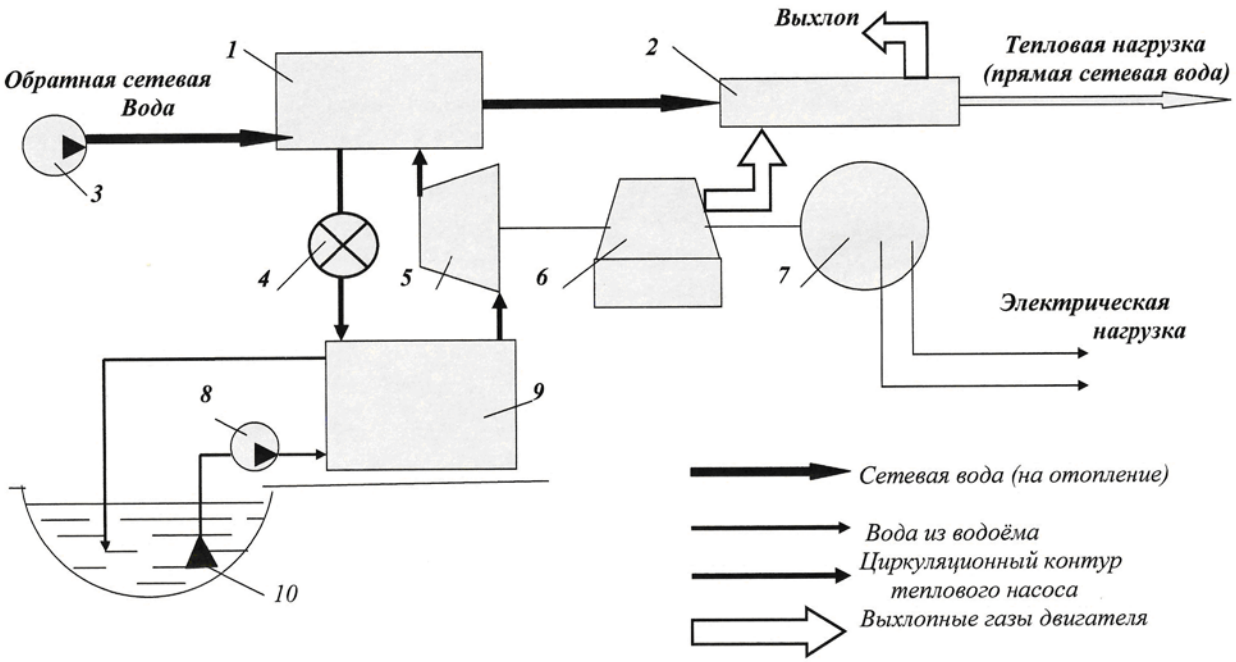

Рис. 12.4. Принципиальная тепловая схема мини-ТЭЦ с поршневым двигателем, использующей тепло водоема для отопления:

1 — конденсатор, 2 — охладитель выхлопных газов, 3 — циркуляционный насос, 4 — дроссель, 5 — компрессор, 6 — газовый двигатель, 7 — электрогенератор, 8 — циркуляционный насос, 9 — испаритель, 10 — водозаборное устройство, расположенное в незамерзающей части водоема

Принцип работы данной мини-ТЭЦ ясен из приведенной схемы. Методику и пример расчета теплового насоса с газомоторным приводом можно найти в [8]. Остальные проблемы читателю предоставляется решать самостоятельно.

12.4. КОТЕЛЬНЫЕ С НАПОРНОЙ УТИЛИЗАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ

Наверное, читатель уже давно привык при определении количества тепла, выделившегося при горении топлива (в топках, камерах сгорания и т.п.), пользоваться понятием *низшая теплота сгорания* (или *теплотворная способность*, что то же самое) Q_i^r. Понятие *высшая теплота сгорания* воспринимается, как нечто абстрактное, да и в справочной литературе его редко где найдешь. Справочники обычно ограничиваются только формулой для пересчета:

$$Q_i^r = Q_s^r - 6\left(9\mathrm{H}^r + W^r\right), \text{ [ккал/кг]}, \qquad (12.16)$$

где *6* — скрытая теплота парообразования, ккал на 1 % сконденсировавшегося пара, *9* — коэффициент пересчета содержания в топливе водорода на воду. В отдельных технических изданиях можно встретить утверждение, что высшую теплоту сгорания использовать нельзя. Это утверждение крайне неточно, поскольку связано с чисто конструктивным ограничением. Как известно, выпадение влаги в газовом потоке, содержащем окислы серы SO_2, ведет к образованию серной кислоты H_2SO_4, которая вызывает интенсивную коррозию конструкционных материалов. Заметим, что скорость коррозии черных металлов в таких условиях может достигать 1 мм/год. Конечно, делать хвостовые поверхности и весь выхлопной тракт из керамики, нержавеющей стали или эмалированным — дорого, поэтому проще ограничить температуру охлаждения выхлопных газов точкой росы, которая для некоторых

видов топлива составляет 140–170 ºС. Проще пренебречь количеством теплоты в 100–150 кДж/кг, считая его «бросовым. Это тепло газового потока, но в газе есть еще некоторое количество водяных паров, теплота их конденсации еще порядка 2 МДж/кг, а ведь нам приходится иногда сжигать и высоковлажные топлива, где W^r может достигать 30 и даже 65 %.

Однако отложим на время инженерные проблемы. Термодинамических ограничений для использования теплоты влаги, содержащейся в продуктах сгорания, нет. Следует только продолжить процесс расширения ниже верхней пограничной кривой. При этом будет выпадать капельная влага, а парциальное давление паров воды — снижаться. Если парциальное давление воды упадет до 6,23 кПа, температура ее конденсации составит 0 ºС. При дальнейшем снижении давления начнется кристаллизация воды, т. е. образовываться лед. Теплота обоих названных процессов может быть превращена в работу. Резонен вопрос: но ведь для этого следует опуститься в глубокий вакуум, что при разомкнутом газовом цикле технически невозможно. Безусловно, если расширение начинать с атмосферного давления. Однако если начать расширение с достаточно высокого давления, но при относительно низкой температуре газопарового потока, то температуры 0 ºС можно достичь и при атмосферном давлении. Поэтому можно поменять местами процессы: охлаждение газового потока осуществлять под давлением для получения тепловой энергии, а потом осуществлять расширение потока до атмосферного давления для получения работы. Реализуемый при этом термодинамический цикл будет сходен с циклом теплового насоса, для своей реализации он потребует подвода энергии, связанной с повышением давления воздуха перед сжиганием в нем топлива. Результатом станет возможность при достаточном давлении использовать не только высшую теплоту сгорания топлива, но, в принципе, и теплоту кристаллизации, которая в Q_s^r даже не

учитывается. Идея подобного процесса была опубликована в отечественной литературе еще в середине прошлого века и названа *напорной утилизацией тепла* [8]. Подобный принцип может быть использован в целом ряде теплотехнических устройств. Например, в отопительных котельных, сушильных установках, в теплоэнергетических установках. Однако, пока он не нашел практической реализации.

В комбинированных парогазовых установках, вырабатывающих электроэнергию, такой способ работы хотя и увеличивает количество полезно используемой теплоты, но снижает долю вырабатываемой электроэнергии. В промышленных котельных, не имеющих теплофикационных экономайзеров или других аппаратов, подогревающих большие количество воды до относительно невысокой температуры (45–50 ºС), напорная утилизация теплоты может служить эффективным методом снижения расхода топлива.

На рис. 12.5 показана принципиальная схема возможной реализации данного метода, позволяющего использовать высшую теплоту сгорания топлива.

Основным элементом схемы является высоконапорный парогенератор (ВПГ). Компрессор *4* нагнетает воздух в высоконапорный парогенератор ВПГ, где генерируется пар. Далее продукты сгорания, сохраняя высокое давление, поступают в напорный экономайзер *1*, где охлаждаются ниже точки росы. После напорного экономайзера влага, выпавшая в процессе охлаждения газов, отделяется в сепараторе *2* и выводится из цикла, а охлажденные выхлопные газы расширяются в турбодетандере Д, приводящем в действие компрессор и сепаратор. Возможный дефицит мощности на валу восполняет приводной двигатель *5*.

Механическую энергию, необходимую для наддува ВПГ, можно вырабатывать с помощью газовой турбины или парового двигателя. В последнем случае его проще и экономичнее включить в схему между

котлом и потребителем, как это показано в варианте предлагаемой схемы, показанном на рис. 12.5.

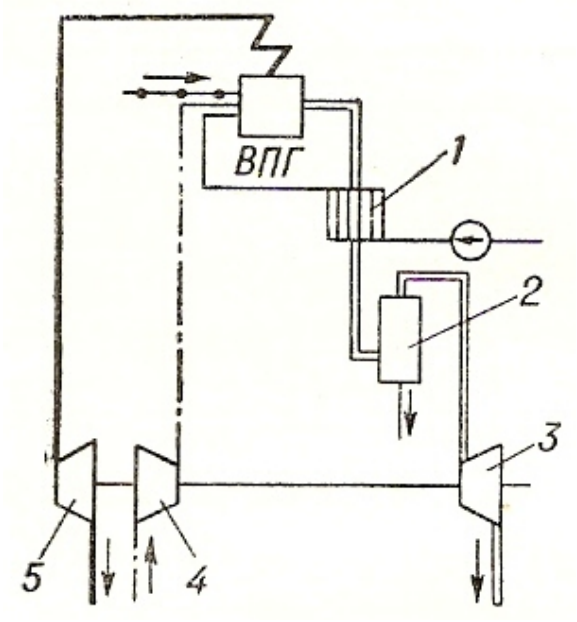

Рис. 12.5. Принципиальная схема котельной с напорной утилизацией тепла [8]:

1 — напорный экономайзер; *2* — сепаратор-влагоотделитель; *3* — детандер; *4* — компрессор; *5* — приводной двигатель

При этом паровой двигатель может частично (или полностью) заменить РОУ, используемое в промышленных котельных для снижения давления до уровня, необходимого производству. Так, в качестве примера укажем, что в гидролизной промышленности производство потребляет пар двух давлений 2,0…1,8 МПа и 0.6...0,3 МПа, в то время как котельные генерируют пар при давлении 3,7…4,0 МПа.

На рис. 12.6 в *T*, *S*–координатах представлены процессы, происходящие в рассматриваемой установке. Соответственно, для продуктов сгорания диаграмма А, а для воздуха — диаграмма Б. Для удобства сопоставления диаграмм А и Б точки, соответствующие состоянию рабочего тела, на диаграмме Б обозначены буквами.

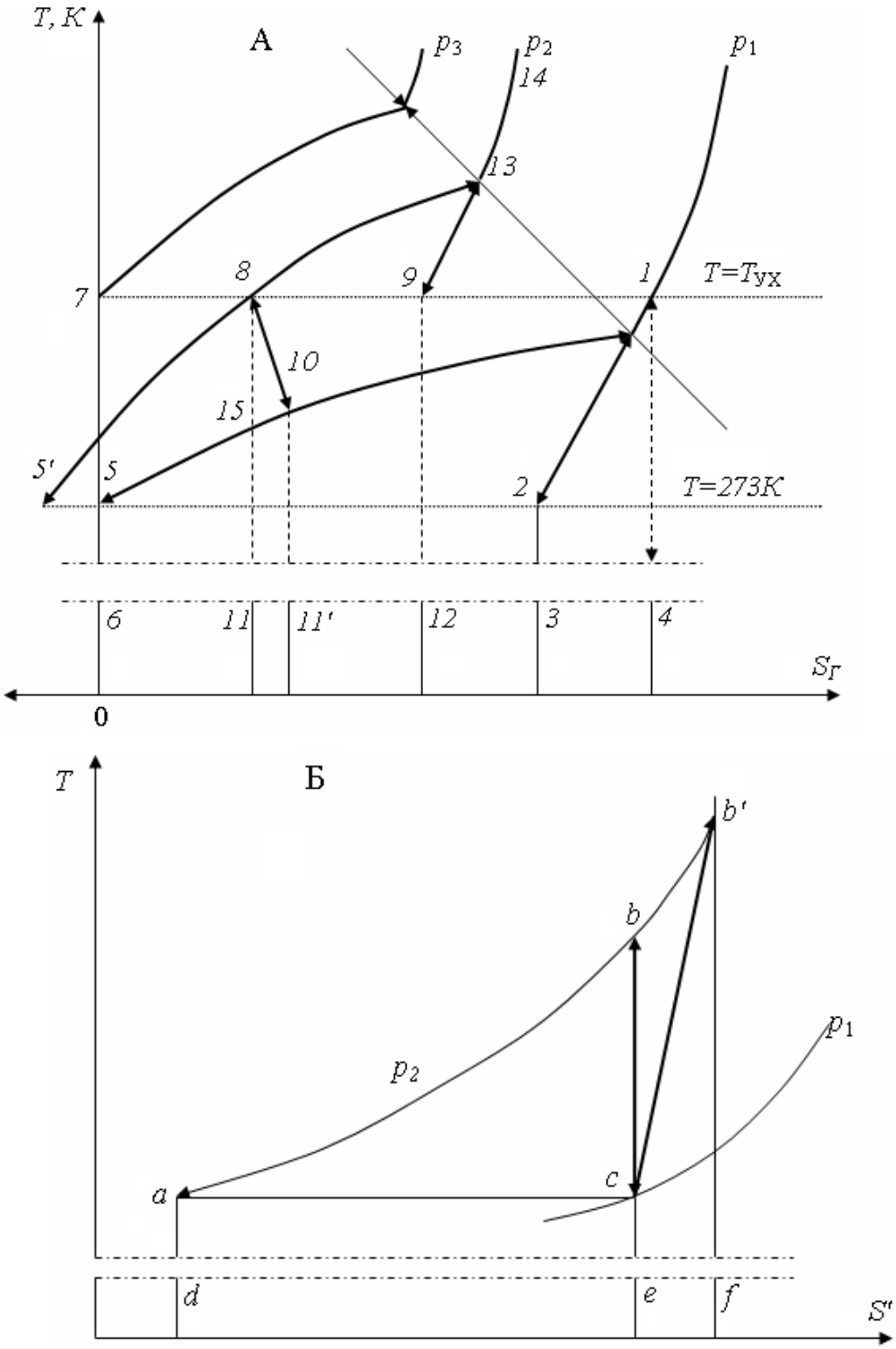

Рис. 12.6. Термодинамические процессы при напорной утилизации тепла:

А — процессы в воздухе; Б — процессы в продуктах сгорания

Заметим, что масштабы энтропии на диаграммах А и Б отличаются:

$$\frac{\Delta S_{\text{В}}}{\Delta S_{\Gamma}} = \frac{R_B}{R_{\Gamma}} \frac{\alpha L + 1}{\alpha L}, \qquad (12.17)$$

где $R_{\text{В}}$, R_{Γ} — газовые постоянные, соответственно, для воздуха и продуктов сгорания; α — избыток воздуха; L — теоретическое количество воздуха, необходимого для сжигания топлива. Для упрощения анализа будем считать, что температура наружного воздуха равна 0 ºС, и что рабочее тело сохраняет свойства идеального газа.Точка *1* (рис. 12.6, А) соответствует состоянию уходящих газов котельной установки атмосферного давления (p_1). Температура в указанной точке $T_{\text{УХ}}$ несколько превышает температуру насыщения при парциальном давлении паров в парогазовой смеси, иначе в уходящих газах. Точка *2* соответствует температуре 0 ºС и находится на изобаре p_1 в области насыщения. Тогда площадь *1–2–3–4–1* (рис. 12.6, А) соответствует теплосодержанию уходящих газов. При учете теплоты конденсации водяных паров потери физического тепла с уходящими газами возрастут на величину, эквивалентную площади *7–5–6–3–2–7*. При подаче воздуха в ВПГ идеальным компрессором затрачивается работа сжатия от давления p_1 до p_2, которой отвечает площадь *e–b–c–d–e* (рис. 12.6, Б). Если учитывать необратимые потери в компрессоре, работе сжатия отвечает площадь *f–b'–c–d–f*. Если пренебречь потерями давления в газовом тракте котла, то процесс охлаждения газов в водяном экономайзере описывается участком *14–13–8* изобары p_2. На участке *13–8*, находящемся ниже линии насыщения, будет происходить конденсация водяных паров, содержащихся в газах. Точка *9* соответствует экстраполяции изобары p_2 продуктов сгорания в идеально газовом состоянии до температуры $T_{\text{УХ}}$. Тогда дополнительное количество теплоты, использованное в водяном экономайзере благодаря охлаждению при повышенном давлении, определится площадью *13–8–11–12–9–13*.

Идеальному процессу расширения газов в детандере *Д* (см. рис. 12.5) соответствует линия *8–12* (рис 12.6, А), а действительному процессу — линия *8–10*. Полезно использованная в детандере энергия определяется разностью площадей *8–15–5–5'–8* и *15–10–11'–11–15*. Теплосодержанию уходящих газов отвечает площадь *5–10–11'–6–5*.

Интересно отметить, что, как видно из рис. 12.6, существует давление, при котором температура уходящих газов будет $T_{УХ} = 0$, а при более высоком давлении $T_{УХ} < 0$, т. е. в процессе расширения образуется лед. В последнем случае в экономайзере будет использоваться не только теплота конденсации, но и теплота льдообразования (!). Данный процесс соответствует циклу теплового насоса и позволяет полезно использовать кроме химической энергии топлива физическое тепло, содержащееся в исходной горючей смеси.

В общем случае, исходя из принятых конкретных значений p_2, а также КПД компрессора и детандера, работа цикла может иметь как положительное, так и отрицательное значение. В последнем случае потребуется дополнительный приводной двигатель П, показанный на рис. 12.5.

В 2007 г. под руководством автора студент М. Цветков выполнил учебную научно-исследовательскую работу, в ходе которой рассмотрел возможности увеличения отпуска теплоты турбины Т-30-90 за счет напорной утилизации тепла.

На рис. 12.7 показана рассмотренная в этой работе тепловая схема. Согласно указанной схеме, воздух нагнетается компрессором *1* в высоконапорный парогенератор *2*, где генерируется пар для паровой турбины. Уходящие газы с температурой 280 ºС поступают в газовый подогреватель сетевой воды, где происходит их охлаждение и конденсация водяных паров (при P = 0,3 МПа, температура насыщения водяных паров в продуктах сгорания 82 ºС), далее продукты сгорания расширяются в детандере *12*.

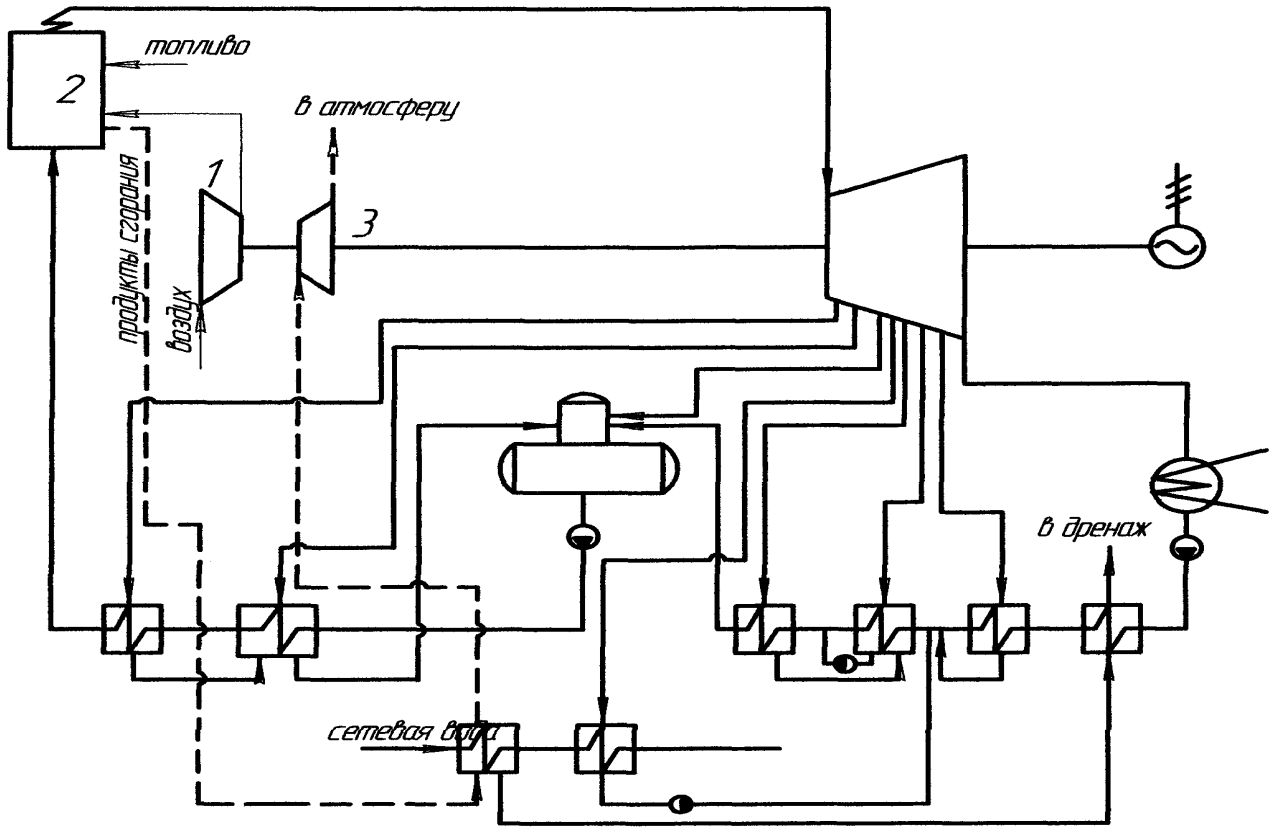

Рис. 12.7. Принципиальная схема теплофикационной установки с напорной утилизацией теплоты

Данная схема позволяет использовать теплоту конденсации водяных паров для теплофикации, а паровой сетевой подогреватель служит для покрытия пиковых нагрузок. Некоторые результаты расчетного анализа, выполненного для условий: давление за компрессором 0,3 МПа при номинальной тепловой нагрузке 60 МВт, приведены в табл. 12.2, где приводятся сравнительные данные для схемы с обычной теплофикационной турбиной и для той же турбины, работающей в схеме с напорной утилизацией теплоты.

Таблица 12.2

Результаты сравнительных расчетов традиционной схемы и схемы с напорной утилизацией теплоты

Параметр	Обычная ПТУ	ПТУ с напорной утилизацией
Тепловая нагрузка, МВт	60	60
Электрическая мощность, МВт	30	35
Расход топлива, $м^3/с$	3,647	3,628

Из приведенных в табл. 12.2 результатов расчетов следует, что в сравнении с традиционной схемой напорная утилизация теплоты при равной тепловой нагрузке и практически неизменном расходе топлива позволяет примерно на 15 % увеличить электрическую мощность установки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Основная литература:

1. Елисеев Ю. С. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок / Ю. С. Елисеев [и др.]. – М. : Изд-во МГТУ им. И. Э. Баумана, 2000. – 639 с.

2. Иванов В. Л. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок: учеб. для вузов / В. Л. Иванов [и др.]; под ред. А. И. Леонтьева. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. – 591 с.

3. Ольховский Г. Г. Теплоэнергетические технологии в период до 2030 г. / Г. Г. Ольховский, А. Г. Тумановский // Известия РАН. Энергетика . - М. : Наука, 2008. – № 6. – С.79–94.

4. Фаворский О. Н. Выбор тепловой схемы и профиля отечественной мощной энергетической ГТУ нового поколения и ПГУ на ее основе / О. Н. Фаворский, В. Л. Полищук // Теплоэнергетика. – 2010. – №2. – С.2–7.

5. Цанев С. В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций / С. В. Цанев, В. Д. Буров, А. Н. Ремезов. – М. : Изд-во МЭИ, 2002. – 584 с.

Дополнительная литература:

6. Андрющенко А. И. Основы технической термодинамики реальных процессов. Изд. 2-е. М.: Высшая школа, 1975. – 290 с.

7. Жирицкий Г. С. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов: учебное пособие для втузов/ Г. С. Жирицкий [и др.] – 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1971. –620 с.

8. Зысин В. А. Комбинированные и парогазовые установки и циклы. — М., Л. : ГЭИ, 1964. – 186 с.

9. Зысин Л. В. Термодинамические параметры, процессы и циклы: учеб. пособие; Сб. задач с решениями. Ч. 1/ Зысин Л. В., Ерченко Г. Н., Гусев А. И. - СПб.: Из-во Санкт-Петербургск. ин-та машиностроения. – 1997. – 84 с.

10. Зысин Л. В. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. Ч. 1 Возобновляемые источники энергии: учеб. пособие / Л. В. Зысин, В. В. Сергеев – СПб. : Изд-во Политехн.ун-та, 2008. – 191 с.

11. Зысин Л. В. Страницы истории теплоэнергетики: учеб. пособие — СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2010. – 195 с.

12. Зысина-Моложен Л. М. Теплообмен в турбомашинах / Зысина-Моложен Л. М., Зысин Л. В., Поляк М. П. Л.: Машиностроение, 1974. – 335 с.

13. Кириллов И. И. Газовые турбины и газотурбинные установки т.т. 1, 2 М.: Машгиз, 1956. т.1. – 434 с., т.2. – 318 с.

14. Костюк Р. И. Тепловые и атомные электрические станции : проектные решения и режимные характеристики ТЭЦ с парогазовыми установками утилизационного типа (на примере Северо-Западной ТЭЦ) : учеб. пособие / Ч. 2 : Конструктивные особенности и технические характеристики газотурбинной установки энергоблока ПГУ-450Т // Р. И. Костюк, А. Н. Блинов, В. М. Корень. — СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2008. – 269 с.

15. Лебедев А. С. Испытательная станция камер сгорания энергетических ГТУ / А. С. Лебедев, Н. Н. Пономарев // Теплэнергетика. – 2009. – №7. – С.54–57.

16. Локай В. И. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей / В. И. Локай [и др.] - 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1993. – 288 с.

17. Пчелкин Ю. М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей – М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.

18. Стационарные газотурбинные установки: справочник / пол ред. Л. В. Арсеньева и В. Г. Тырышкина – Л.: Машиностроение, 1989. – 543 с.

19. Янтовский Е. И. Парокомпрессионные теплонасосные установки / Янтовский Е. И., Пустовалов Ю. В. – М. : Энергоиздат, 1988. – 144 с.

Зысин Леонид Владимирович

ПАРОГАЗОВЫЕ И ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

Лицензия ЛР № 020593 от 07.08.97

Налоговая льгота – Общероссийский классификатор продукции
ОК 005-93, т. 2; 95 3005 – учебная литература

Подписано в печать _____2010. Формат 60×84/16. Печать цифровая
Усл. печ. л. ___. Уч.-изд. л. _____. Тираж 100. Заказ

Отпечатано с готового оригинал-макета, предоставленного авторами
в цифровом типографском центре Издательства Политехнического
университета:
195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
Тел. (812) 540-40-14
Тел./факс: (812) 927-57-76