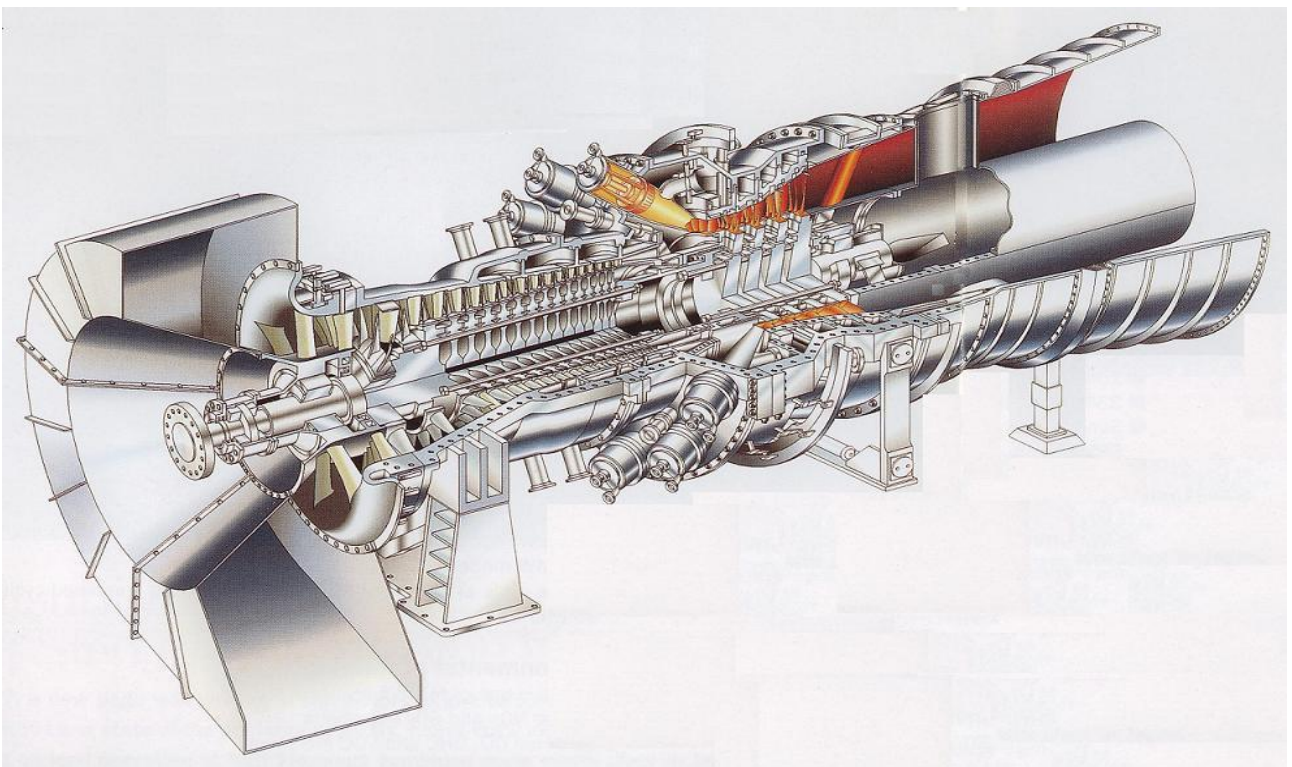


В.Г. ЗЛОБИН
А.А. ВЕРХОЛАНЦЕВ

ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

**ЧАСТЬ 1. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ.
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ**

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ



Санкт-Петербург
2020

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»

ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ

В.Г. ЗЛОБИН

А.А. ВЕРХОЛАНЦЕВ

ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

**ЧАСТЬ 1. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ.
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ**

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Санкт-Петербург
2020

УДК 621.438 + 621.311

ББК 31.373 + 31.363

3 68

Злобин В.Г., Верхованцев А.А. Газотурбинные установки. Часть 1. Тепловые схемы. Термодинамические циклы: учебное пособие/ВШТЭ СПбГУПТД. - СПб., 2020. – 114 с. – ISBN 978-5-91646-213-5

В 1-й части учебного пособия изложены тепловые схемы газотурбинных двигателей. Приведены основные принципы конструирования и особенности конструкции современных газовых турбин. Описаны методы повышения термодинамической эффективности идеальных и действительных циклов газотурбинных двигателей. Рассмотрены устройство, особенности конструкции и тепловые схемы сложных и замкнутых циклов газотурбинных установок.

Учебное пособие «Газотурбинные установки. Часть 1. Тепловые схемы. Термодинамические циклы» предназначено для бакалавров направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» и магистров направления подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», профиля «Технология производства электрической и тепловой энергии». Материал, изложенный в учебном пособии, может быть использован бакалаврами направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» при изучении дисциплин: «Инновационные теплогенерирующие технологии в промышленной энергетике»; «Нагнетатели и тепловые двигатели в промышленной теплоэнергетике»; «Промышленные тепловые электростанции», а также магистрами направления подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» при изучении дисциплин «Автономные энергетические установки малой мощности при производстве тепловой и электрической энергии», «Парогазовые энергетические установки в производстве электрической и тепловой энергии» и «Энергетические установки высокой эффективности в производстве электрической и тепловой энергии».

Учебное пособие печатается в авторской редакции.

Рецензенты:

доцент кафедры энергетических установок ВУНЦ ВМФ РФ «Военно-морская академия имени Н.Г.Кузнецова», канд. техн. наук В.Ф.Горшков;
зав. кафедрой промышленной теплоэнергетики ВШТЭ СПбГУПТД, канд. техн. наук, доцент С.Н. Смородин.

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД в качестве учебного пособия.

ISBN 978-5-91646-213-5

©Высшая школа технологии и энергетики
СПбГУПТД, 2020

© Злобин В.Г., Верхованцев А.А., 2020

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
Учебный модуль 1. Теория и циклы ГТД.....	11
Тема 1. Идеальные циклы газотурбинных двигателей.....	11
1.1. Основные термины, понятия, определения.....	11
1.2. Анализ конструкций и тепловых схем газотурбинного двигателя.....	12
1.3. Идеальные циклы ГТД.....	15
1.3.1. Цикл <i>Карно</i>	17
1.3.2. Идеальные циклы газотурбинного двигателя.....	19
1.3.3. Модифицированный цикл Карно.....	21
1.3.4. Простой цикл газотурбинного двигателя (цикл Брайтона).....	22
1.3.5. Вывод основных закономерностей цикла газотурбинного двигателя Брайтона.....	24
Контрольные вопросы и примеры к теме 1.....	30
Тема 2. Совершенствование идеального цикла ГТД Брайтона.....	33
2.1. Цикл ГТД Брайтона с регенерацией.....	35
2.2. Цикл ГТД Брайтона с промежуточным охлаждением.....	37
2.3. Цикл ГТД Брайтона с промежуточным подогревом газа.....	42
2.4. Цикл ГТД Брайтона с промежуточным охлаждением и регенерацией.....	45
2.5. Цикл ГТД Брайтона с промежуточным подогревом и регенерацией.....	46
2.6. Цикл ГТД Брайтона с промежуточным охлаждением, промежуточным подогревом и регенерацией.....	48
2.7. Комбинированный цикл.....	51
Контрольные вопросы и примеры к теме 2.....	53
Тема 3. Действительные циклы газотурбинных двигателей.....	58
3.1. Действительный цикл ГТД простой схемы. Изображение в координатах $T-S$	58
3.2. Основные показатели действительного цикла. Вывод и анализ уравнений связи между параметрами.....	59
Контрольные вопросы и примеры к теме 3.....	65
Учебный модуль 2. Газотурбинные двигатели сложного и комбинированного циклов.....	67
Тема 4. Газотурбинные двигатели сложного цикла.....	67
4.1. Двигатели с регенерацией теплоты уходящих газов.....	67
4.1.1. Действительный цикл ГТД с регенерацией теплоты.....	67
4.1.2. Влияние регенерации на КПД и полезную работу ГТД.....	68
4.2. Газотурбинные двигатели с утилизацией теплоты уходящих газов.....	72
4.2.1. Изображение цикла ГТД с утилизацией теплоты в координатах $T-S$	73
4.2.2. Вывод основных зависимостей для полезной работы и КПД цикла с утилизацией теплоты.....	74
4.3. Газотурбинные двигатели с промежуточным охлаждением воздуха при сжатии и вторичным подогревом при расширении.....	75
4.3.1. Изображение действительного цикла с промежуточным охлаждением воздуха при сжатии и вторичным подогревом газа	

при расширении в координатах $T-S$	76
4.3.2. Вывод основных зависимостей для полезной работы и КПД цикла.....	77
4.3.3. ГТД с промежуточным охлаждением воздуха при сжатии и регенерацией.....	80
4.3.4. ГТД с вторичным подогревом газа.....	82
4.3.5. ГТД с промежуточным охлаждением воздуха при сжатии, вторичным подогревом газа и регенерацией.....	84
Контрольные вопросы по теме 4.....	86
Тема 5. Комбинированные циклы газотурбинных двигателей.....	87
5.1. Характеристики циклов ГТД в комбинированных установках.....	87
5.2. Перспективные комбинированные циклы газотурбинных двигателей....	94
Контрольные вопросы по теме 5.....	96
Тема 6. Закрытые циклы газотурбинных двигателей.....	97
6.1. Закрытые циклы газотурбинных энергетических установок.....	97
6.2. Особенности рабочего процесса в газотурбинных установках замкнутого цикла.....	98
6.3. Схемы ГТУ ЗЦ с использованием атомной энергии.....	99
6.4. Выбор рабочего тела для АГТУ замкнутого цикла.....	105
6.5. Применение химически реагирующих газовых смесей в качестве рабочего тела для ГТУ замкнутого цикла.....	109
6.6. Особенности проточных частей компрессоров и турбин для АГТУ замкнутого цикла.....	110
Контрольные вопросы по теме 6.....	112
Библиографический список.....	113

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время всё большее применение в стационарной энергетике находят газотурбинные установки (ГТУ).

В отличие от паротурбинной установки (ПТУ) полезная мощность ГТУ составляет только 30÷50 % мощности турбины. Долю полезной мощности можно увеличить, повысив температуру газа перед турбиной или снизив температуру воздуха, засасываемого компрессором. В первом случае возрастает работа расширения газа в турбине, во втором — уменьшается работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в компрессоре. Оба способа приводят к увеличению доли полезной мощности. Полезная мощность ГТУ зависит также от аэродинамических показателей проточных частей турбины и компрессора: чем меньше аэродинамические потери в турбине и компрессоре, тем бóльшая доля мощности газовой турбины становится полезной.

Эффективность ГТУ в сравнении с другими тепловыми двигателями обнаруживается только при высокой температуре газа и высокой экономичности турбины и компрессора. Поэтому простой по принципу действия газотурбинный двигатель стали применять в промышленности позднее других тепловых двигателей, после того как был достигнут прогресс в технологии получения жаропрочных материалов и накоплены необходимые знания в области аэродинамики турбомашин.

Первые патенты с описанием устройств, относящихся по принципу действия к газотурбинному двигателю, были выданы в Англии Джону Барберу (1791 г.) и во Франции Брессону (1837 г.). По проекту Барбера для сжатия воздуха предполагалось использовать поршневой компрессор, в конструкции Брессона воздух сжимался центробежным вентилятором (рис. 1.1).

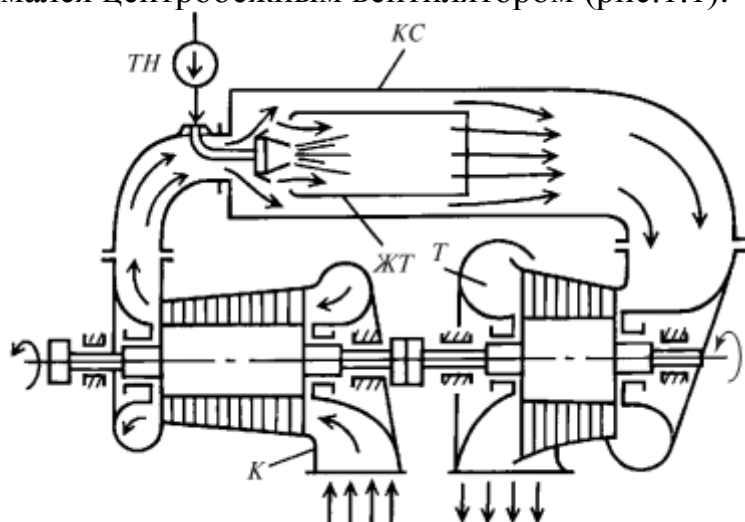


Рис.1.1. Газотурбинная установка с горением при постоянном давлении

Первый газотурбинный двигатель был построен в России в 1897÷1900 гг. инженером флота П.Д. Кузьминским. Газотурбинная установка Кузьминского состояла из поршневого компрессора, камеры сгорания и радиальной газовой турбины.

Для уменьшения затрат мощности на сжатие воздуха охлаждение продуктов сгорания производилось не воздухом, а паром, который образовывался в змеевике, расположенном в камере сгорания. В это же время были изготовлены основные узлы установки, некоторые из них прошли предварительное испытание, но затем все работы были прекращены.

В 1900÷1904 гг. в Германии была испытана газотурбинная установка инженера Штольце, запатентованная им еще в 1872 г. В этой установке впервые был применен многоступенчатый осевой компрессор. В многоступенчатой турбине расширялся чистый воздух, предварительно нагретый в камере сгорания поверхностного типа — без смешения продуктов сгорания топлива и воздуха. Из-за низких КПД турбины и компрессора испытания дали отрицательный результат: установка не могла самостоятельно работать даже на холостом ходу.

Конструкция агрегата Штольце интересна тем, что в основных чертах она близка к современным газотурбинным двигателям.

Неудачи первых попыток создания экономичного газотурбинного двигателя заставили искать новые пути. Было ясно, что при несовершенных компрессорах затрата мощности на сжатие воздуха слишком велика и для её снижения необходимо уменьшать количество и давление воздуха, сжимаемого компрессором.

Возникла идея разработки газотурбинного двигателя, в котором горение топлива происходит не при постоянном давлении $p = const$, а при постоянном объеме $v = const$ (рис. 1.2). Такая газотурбинная установка работает по следующему принципу. В камеру сгорания 3 через воздушный клапан 4 от компрессора 1 подают воздух, который через газовый клапан 6 вытесняет оставшиеся продукты сгорания. При заполнении камеры воздухом открывается топливный клапан 2, через который поступает топливо. После заполнения камеры воздухом и топливом все клапаны закрываются, и при помощи запального устройства 5 смесь воспламеняется.

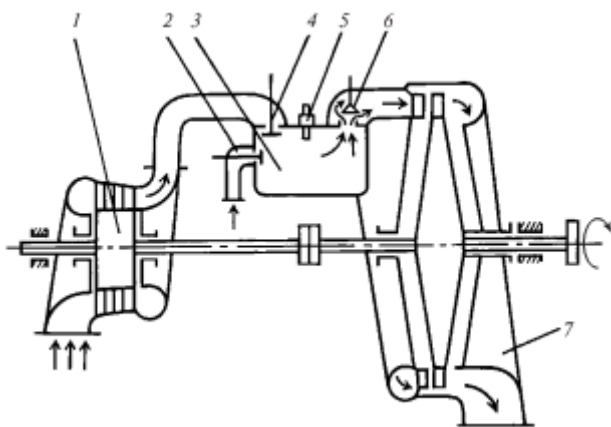


Рис. 1.2. Газотурбинная установка с горением при постоянном объеме

Топливо сгорает при постоянном объеме; при этом температура и давление в камере возрастают. При максимальном давлении открывается газовый клапан 6, через который продукты сгорания направляются к соплам газовой турбины 7

и, расширяясь, совершают работу. При истечении газов из камеры сгорания давление в ней падает; когда оно достигает уровня давления, создаваемого компрессором, вновь открывается воздушный клапан 4, и весь процесс повторяется.

Газотурбинная установка с горением топлива при $v = const$ должна была иметь более высокую экономичность, так как необходимый расход воздуха и его давление при поступлении в камеру сгорания, а следовательно, и затраты мощности на привод компрессора относительно меньше, чем в установке с горением топлива при постоянном давлении $p = const$.

В начале XX в. было построено несколько установок, работавших по принципу $v = const$. Первой такой установкой была турбина русского инженера В.В. Кароводина, построенная и испытанная в 1908 г. в Париже. КПД двигателя составлял около 3 % при мощности 1,18 кВт (1,6 л.с.).

Большая работа по созданию газотурбинной установки, имеющей $v = const$, была проведена инженером Хольцвартом; в период 1908÷1933 гг. он разработал несколько конструкций такого типа. Наиболее совершенный двигатель Хольцварта имел КПД около 18 %, мощность 2000 кВт и весьма сложную схему. Такие установки, несмотря на некоторый успех, не получили применения, так как имели существенные недостатки: сложную и малонадежную камеру сгорания с клапанным газораспределением; неэкономичную работу газовой турбины из-за пульсирующего характера потока газа, вытекающего из камер сгорания.

Данные в области аэродинамики турбомашин, накопленные при работе с установками Хольцварта и создании наддувных агрегатов для парогенераторов с топками под повышенным давлением, позволили вновь использовать цикл при $p = const$.

В 1939 г. в Швейцарии фирмой «Броун—Бовери» была построена газотурбинная установка с горением при $p = const$ мощностью 4000 кВт (см.рис. 1.1). Установка предназначалась для привода электрического генератора на резервной электростанции в г. Невшателе и автоматически запускалась и включалась в сеть при понижении частоты в сети ниже допустимого уровня. Эта установка при температуре газов перед турбиной 550 °С имела КПД около 18 %, что являлось большим достижением и свидетельствовало о совершенстве турбины и компрессора. По данным испытаний внутренний КПД турбины равнялся 88 %, компрессора — 85 %.

Для повышения термического КПД газотурбинной установки с горением топлива при $p = const$ большое значение имели результаты, полученные венгерским инженером Ендрассиком в 1937÷1939 гг. при испытании газотурбинной установки мощностью 73,6 кВт (100 л.с.). Эта установка имела теплообменник (регенератор), в котором теплота газов, покидающих турбину, использовалась для подогрева воздуха перед его поступлением в камеру сгорания.

При температурах газов перед турбиной 475 °С и засасываемого компрессором воздуха около 5 °С КПД установки составлял 21,2 %.

Эти результаты позволяли рассматривать газотурбинную установку как перспективный тепловой двигатель. Во многих странах была начата разработка газотурбинных двигателей различного назначения. В 1941 г. прошел испытание

первый локомотив с газотурбинным двигателем; несколько позднее были приняты попытки применения ГТУ на судах.

В 1941 г. первый полет совершил самолет с газотурбинным (турбореактивным) двигателем. Начиная с 1950 г. предпринимаются попытки использовать газотурбинный двигатель и в автомобиле.

В последние годы газотурбинная установка получает все более широкое применение в различных отраслях промышленности. Причиной этого являются характерные качества газотурбинного двигателя: простота тепловой и кинематической схемы; относительная простота конструкции; малая масса, приходящаяся на единицу мощности; высокая маневренность; сравнительно простая автоматизация эксплуатации. Кроме того, в последние годы имеются значительные достижения как в области аэродинамики турбомашин, так и в разработке жаропрочных сталей и сплавов. Успехи аэродинамики и металлургии позволили поднять тепловую экономичность ГТУ до необходимого уровня и создать предпосылки для внедрения ГТУ в различные области народного хозяйства.

В ГТУ применяется газообразное и легкое жидкое топливо. При использовании жидкого топлива тяжелых сортов, содержащего вредные примеси, нужна специальная система топливоподготовки для предотвращения коррозии деталей турбины под воздействием содержащихся в тяжелом топливе соединений серы и ванадия. Проблема использования твердого топлива в ГТУ находится в стадии интенсивной опытно-промышленной разработки.

Возможность применения ГТУ для различных целей демонстрируется данными табл. 1.1, где сопоставлены области применения тепловых двигателей основных типов. ГТУ применяют также в качестве надувных агрегатов в ДВС и в парогенераторах с топкой под повышенным давлением, а также наряду с ДВС в качестве привода всевозможных вспомогательных и резервных электрогенераторов, пожарных насосов и др.

По приведенным в табл. 1.1 данным видно, что ГТУ является универсальным двигателем, имеющим различное назначение. Однако ГТУ достигли широкого применения не во всех перечисленных областях, можно назвать две области — авиацию и дальнейе газоснабжение, где они получили преимущественное использование. В авиации газотурбинный двигатель занимает ведущее место, почти полностью вытеснив двигатель внутреннего сгорания.

На компрессорных станциях магистральных газопроводов ГТУ используются в качестве двигателей для привода газоперекачивающего компрессора. Топливом служит природный газ, отбираемый из магистральной линии.

В стационарной энергетике на тепловых электрических станциях применяются газотурбинные установки различного типа и назначения. ГТУ пикового назначения работают в периоды максимума потребления электрической энергии (обычно менее 2000 ч в год). Резервные ГТУ обеспечивают собственные нужды ТЭС в период, когда основное оборудование не эксплуатируется.

Наивысшая экономичность при минимальной удельной стоимости среди всех тепловых двигателей достигнута в комбинированных парогазотурбинных

установках (ПГУ). ПГУ представляет собой сочетание газотурбинных и паротурбинных установок: отходящие от ГТУ газы подаются в котел-утилизатор, где вырабатывается водяной пар, подаваемый в паровую турбину, которая дает дополнительную мощность, составляющую примерно половину мощности ГТУ.

Таблица 1.1. Область применения тепловых двигателей

Область применения	ГТУ	ПТУ	ДВС
Стационарная энергетика	+	+	+
Дальнее газоснабжение	+	-	+
Металлургическая промышленность (технологический процесс)	+	+	-
Нефтяная промышленность (технологический процесс)	+	-	-
Транспорт:			
Воздушный	+	-	+
Водный	+	+	+
Автомобильный	+	-	+
Железнодорожный	+	-	+

Подобные ПГУ получили название утилизационных ПГУ, или ПГУ-У. Лучшие из работающих ПГУ-У имеют КПД свыше 55 %, и существует тенденция повышения экономичности ПГУ-У до 60 % и более.

Одним из основных, по-видимому, наиболее перспективным способом использования твердого топлива в ГТУ является газификация твердого топлива (ГТТ) в реакторах, где это первично обработанное топливо подвергается газификации с помощью воздействия водяного пара и кислорода. Получаемый в реакторе горючий газ очищается и может быть использован как топливо в ГТУ. Объединение ГТТ с ПГУ дает возможность получить комбинированную энергетическую установку, работающую на угле, экономичность которой, по оценке, может составлять 43÷44 %. Снижение экономичности этой установки по сравнению с ПГУ, работающими на газе, обусловлено тем, что при работе реактора расходуется энергия на собственные нужды (примерно 10 % мощности, вырабатываемой ПГУ). Удельные затраты на создание ПГУ с ГТТ существенно превышают затраты на ПГУ на газе и, по-видимому, выше, чем затраты на современные ПТУ на твердом топливе. Поскольку современные ПТУ имеют также и более высокую экономичность (выше 44 %), то пока использование твердого топлива в ПГУ с ГТТ не выдерживает конкуренции с применением угля в традиционных, но высокоэффективных ПТУ. Результаты сравнения ПГУ с ГТТ и эффективных ПТУ могут измениться, если учесть, что процесс ГТТ совершенствуется и в нем производится утилизация содержащейся в углях серы, что, во-первых, обеспечивает работу установок ГТТ с лучшими экологическими показателями, а во-вторых, создается безотходная технология, в которой сера является полезным дополнительным продуктом.

По состоянию на текущий период в стационарной энергетике для мощных ТЭС наилучшими энергетическими установками являются: для газообразного и легкого жидкого топлива — ПГУ (в частности, ПГУ-У); для твердого топлива — эффективные совершенные современные ПТУ.

ГТУ находят применение также в качестве теплофикационных установок. В этом случае газы из турбины направляют в специальный котел или водяной подогреватель. Уменьшение температуры уходящих газов вызывает значительное возрастание КПД установки, а сама установка оказывается проще и дешевле соответствующей паротурбинной установки. К отраслям промышленности, где применение газовых турбин создает большие преимущества, относится доменное производство. Для работы домы требуется воздух повышенного давления, который подается в печь воздуходувкой. Для привода воздуходувки следует использовать газотурбинную установку, потребляющую в качестве топлива доменный газ — побочный продукт доменного производства. Сейчас на некоторых металлургических заводах работают газотурбинные воздуходувки, опыт эксплуатации которых свидетельствует об их высокой эффективности и надежности.

На железнодорожном транспорте газотурбинные локомотивы (газотурбовозы) получили некоторое применение на линиях большой протяженности, где они имеют преимущества перед тепловозной тягой по стоимости перевозок.

Ряд газотурбинных установок эксплуатируется сейчас в торговом и военно-морском флоте, в основном на легких и сторожевых быстроходных судах, где особое значение имеют компактность и малая масса двигателя.

Газотурбинный автомобиль пока еще находится в стадии исследования экспериментальных образцов. Лучшие экспериментальные двигатели по экономичности достигли уровня современных бензиновых автомобильных двигателей при меньшей массе.

Современная тенденция в развитии ГТУ состоит:

- 1) в повышении начальной температуры и давления рабочих газов при простых схемных решениях;
- 2) в применении жаропрочных материалов и специального охлаждения горячих деталей, что позволит поднять температуру рабочих газов для ГТУ различного назначения до $1250\div 1500$ °С;
- 3) в совершенствовании систем охлаждения и в первую очередь способов охлаждения рабочих лопаток газовых турбин, а также с разработкой новых жаропрочных материалов.
- 4) в ближайшее десятилетие ожидается дальнейший рост единичных мощностей энергетических ГТУ;
- 5) в повышении начальной температуры рабочих газов.

УЧЕБНЫЙ МОДУЛЬ 1. ТЕОРИЯ И ЦИКЛЫ ГТД

ТЕМА 1.ИДЕАЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

1.1. Основные термины, понятия, определения

Газотурбинная установка - это тепловой двигатель, состоящий из трех основных элементов: воздушного компрессора, камеры сгорания и газовой турбины (см.рис. 1.1). Принцип действия ГТУ сводится к следующему. Из атмосферы воздух забирают компрессором K , после чего при повышенном давлении его подают в камеру сгорания $KС$, куда одновременно подводят жидкое топливо топливным насосом $TН$ или газообразное топливо от газового компрессора. В камере сгорания воздух разделяется на два потока: один поток в количестве, необходимом для сгорания топлива, поступает внутрь жаровой трубы $ЖТ$; второй — обтекает жаровую трубу снаружи и подмешивается к продуктам сгорания для понижения их температуры. Процесс сгорания в камере происходит при почти постоянном давлении.

Получающийся после смешения газ поступает в газовую турбину T , в которой, расширяясь, совершает работу, а затем выбрасывается в атмосферу.

Развиваемая газовой турбиной мощность частично расходуется на привод компрессора, а оставшаяся часть является полезной мощностью газотурбинной установки.

Газотурбинная энергетическая установка (ГТЭУ) – комплекс механизмов, аппаратов, приборов, устройств и систем в составе тепловой электрической станции (ТЭС), предназначенных для преобразовании тепловой энергии рабочего тела (газа или пара) в механическую энергию в турбине и далее в электрическую энергию в генераторе.

Газотурбинный двигатель (ГТД) - это тепловой двигатель, в котором рабочее тело (воздух или газ) сжимается, нагревается, и энергия сжатого и нагретого газа превращается в механическую работу на валу газовой турбины.

Простейший газотурбинный двигатель - это ГТД, содержащий минимальное количество элементов, необходимых для его функционирования: компрессор, топливный насос, камеру сгорания, турбину.

Циклом рабочего процесса ГТД называют последовательность повторяющихся процессов сжатия, нагрева, расширения и охлаждения рабочего тела (воздуха и газа), которые происходят при работе двигателя. Циклы различаются видом термодинамических процессов в двигателе, их количеством, последовательностью, а также допущениями, которые принимают при исследовании. Часто используют сокращённое определение - цикл ГТД.

Идеальный цикл ГТД - это цикл рабочего процесса ГТД, который происходит при следующих допущениях:

- ✓ отсутствуют какие либо потери, кроме неизбежного для всякого теплового двигателя отвода части теплоты в окружающую среду (согласно второму закону термодинамики);
- ✓ рабочим телом в ГТД является идеальный газ, т.е. газ не имеющий вязкости, параметры которого описываются уравнением состояния Клапейрона.

✓ все процессы сжатия, нагрева и расширения рабочего тела являются обратимыми;

✓ теплофизические свойства рабочего тела (удельная теплоёмкость, показатель адиабаты, плотность и др.) не меняются при сжатии, нагреве и расширении.

1.2. Анализ конструкций и тепловых схем газотурбинного двигателя

На основании анализа термодинамических свойств циклов ГТД можно предложить их следующую классификацию:

По замкнутости рабочего процесса (кратность циркуляции рабочего тела): открытые циклы (однократные); закрытые циклы (многократные).

По уровню определяющих параметров: низкотемпературные; высокотемпературные.

По совокупности термодинамических процессов: простые циклы; сложные циклы; комбинированные циклы.

По типу основного рабочего тела: газовый цикл; газопаровой цикл; газопаротурбинный цикл; газожидкостный цикл; парогазотурбинный цикл.

По виду вырабатываемой энергии: моноэнергетические; когенерационные.

По способу генерации вырабатываемой дополнительной энергии: без генерации дополнительной энергии; с внешней генерацией; с внутренней генерацией.

На основе предложенной классификации циклов можно рассмотреть множество вариантов соединения турбомашин и теплообменных аппаратов, реализующих эти циклы. Для удобства анализа характеристик различных схем ГТД их объединяют по числу компрессоров и по методам связи между турбинами и компрессорами.

По конструктивным схемам ГТУ классифицируются (табл. 1.2):

1) по блокированию турбин и компрессоров:

- с заблокированными компрессорами и турбинами;
- со свободной турбиной винта;

2) по количеству турбин и компрессоров: - в ГТД максимальное количество компрессоров – 2, турбин – 3. Количество компрессоров и турбин определяется конструктивными особенностями двигателей, уровнем достигнутого технического прогресса;

3) по использованию теплообменных аппаратов:

- с промежуточным воздухоохладителем;
- с регенератором;
- с котлом-утилизатором;
- с промежуточным подогревом;

4) по току рабочего тела в компрессорах и турбинах:

- с последовательным током рабочего тела;
- с параллельным током рабочего тела;

5) по расположению силовой турбины:

- с силовой турбиной низкого давления;
- с силовой турбиной среднего давления;
- с силовой турбиной высокого давления;

б) по роду используемого топлива:

- с органическим топливом;
- с ядерным топливом.

При использовании ядерного топлива ГТД называются атомными, которые в свою очередь могут быть одноконтурными и многоконтурными. Отличие их от ГТД на органическом топливе состоит в том, что вместо камеры сгорания использован газоохлаждаемый реактор и после турбин газ поступает в регенератор, а затем в охладитель.

7) по виду производимой работы:

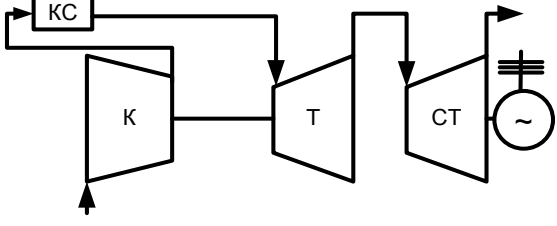
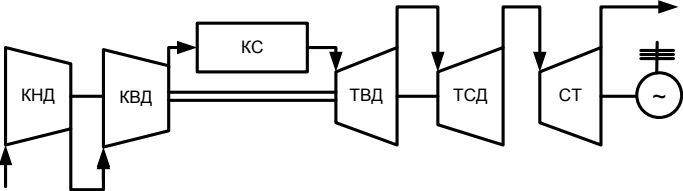
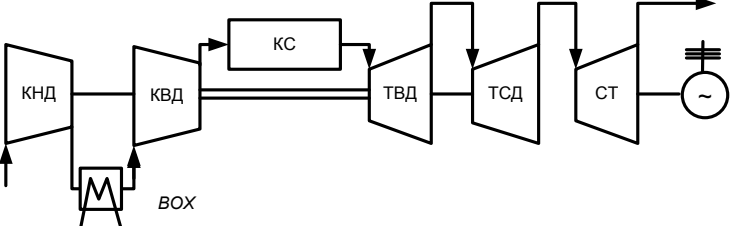
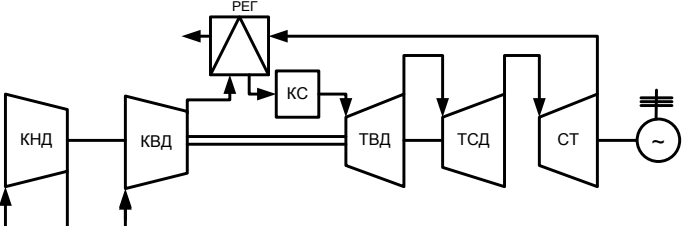
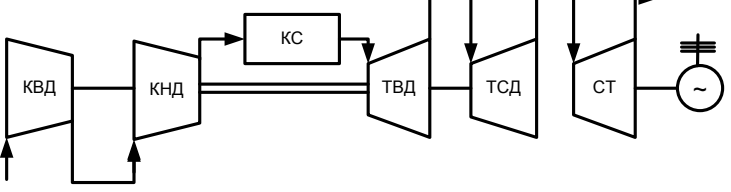
- на ГТД по выработке механической энергии (на водяной (гребной) или воздушный винт);
- на ГТД по выработке газодинамической энергии (турбореактивные двигатели);

8) по роду рабочего тела:

- с использованием воздуха (для открытых циклов);
- с использованием нейтральных газов: гелия, азота, углекислого газа (для перспективных ГТД замкнутого цикла).

Таблица 1.2. Основные конструктивные схемы газотурбинных установок

Классификационный признак	Описание схемы	Конструктивная схема ГТУ
По блокированию турбин и компрессоров	Однокомпрессорный ГТД со свободной силовой турбиной: <i>К</i> – компрессор; <i>КС</i> – камера сгорания; <i>Т</i> – турбина; <i>СТ</i> – силовая турбина	
	Однокомпрессорный ГТД с заблокированными компрессором и турбиной	
По току рабочего тела в компрессорах и турбинах	Однокомпрессорный ГТД со свободной силовой турбиной и последовательным током рабочего тела	

Классификационный признак	Описание схемы	Конструктивная схема ГТУ
	<p>Однокомпрессорный ГТД со свободной силовой турбиной и параллельным током рабочего тела</p>	
<p>По использованию теплообменных аппаратов</p>	<p>Двухкомпрессорный ГТД со свободной силовой турбиной: <i>КНД</i> - компрессор низкого давления; <i>КВД</i> - компрессор высокого давления; <i>ТВД</i> - турбина высокого давления; <i>ТСД</i> - турбина среднего давления; <i>П</i> - потребитель; <i>СТ</i> - силовая турбина; <i>КС</i> - камера сгорания</p>	
	<p>Двухкомпрессорный ГТД со свободной силовой турбиной и промежуточным охлаждением воздуха в воздухоохладителе: <i>ВОХ</i> - воздухоохладитель</p>	
	<p>Двухкомпрессорный ГТД со свободной силовой турбиной и регенератором: <i>Рег</i> - регенератор</p>	
<p>По расположению силовой турбины</p>	<p>Двухкомпрессорный ГТД с силовой турбиной низкого давления</p>	

Классификационный признак	Описание схемы	Конструктивная схема ГТУ
	Двухкомпрессорный ГТД с силовой турбиной среднего давления	
	Двухкомпрессорный ГТД с силовой турбиной высокого давления	

1.3. Идеальные циклы ГТД

Согласно второму закону термодинамики [1], невозможно построить такой двигатель, который полностью превращал бы тепловую энергию в механическую работу. Для того чтобы можно было осуществить сам процесс преобразования энергии, необходимо часть выделяемого тепла отводить в окружающую среду (отдавать холодному источнику). Количество тепла, подлежащее неизбежному отводу, определяется термодинамической схемой работы двигателя или идеальным циклом, по которому он работает.

Сущность второго закона термодинамики изложил в 1824 году Сади Карно, французский инженер и ученый. В своих рассуждениях о движущейся силе (под ней он понимал работу) С. Карно писал: «Повсюду, где имеется разность температур, может происходить возникновение движущей силы. Движущая сила тепла не зависит от агентов, взятых для ее развития: ее количество исключительно определяется температурой тел, между которыми, в конечном счете, производится перенос теплорода. Температура газа должна быть первоначально как можно выше, чтобы получить значительное развитие движущей силы. По той же причине охлаждение должно быть как можно больше. Нельзя надеяться, хотя бы когда-либо, практически использовать всю движущую силу топлива».

В 50-х годах XIX века Клаузиусом была дана наиболее общая и современная формулировка второго закона термодинамики в виде следующего постулата: «Теплота не может переходить от холодного тела к более нагретому сама собой даровым процессом (без компенсации)». Постулат Клаузиуса должен рассматриваться как закон экспериментальный, полученный из наблюдений над окружающей природой. Заключение Клаузиуса, как и все другие формулировки второго закона термодинамики, выражает собой один из основных, но не абсолютных законов природы, так как он был сформулирован применительно к объектам, имеющим конечные размеры в окружающих нас земных условиях.

Одновременно с Клаузиусом в 1851 году Р. Томсоном была высказана другая формулировка второго закона термодинамики, из которого следует, что не вся теплота, полученная от теплоотдатчика, может перейти в работу, а только некоторая ее часть. Часть теплоты должна перейти в теплообменник.

Следовательно, для получения работы необходимо иметь источник теплоты с высокой температурой, или теплоотдатчик, и источник теплоты с низкой температурой, или теплоприемник. Кроме того, постулат Томсона показывает, что построить вечный двигатель, который бы создавал работу за счет использования только одной внутренней энергии морей, океанов, воздуха, не представляется возможным. Это положение можно сформулировать как второй закон термодинамики: *«Осуществление вечного двигателя второго рода невозможно»* Оствальд. Под вечным двигателем второго рода подразумевается такой двигатель, который способен целиком превращать в работу всю теплоту, полученную только от одного источника.

Таким образом, согласно второму закону термодинамики, невозможно построить такой двигатель, который полностью превращал бы тепловую энергию, полученную от сгорания топлива, в механическую работу. Для того чтобы можно было осуществить сам процесс преобразования энергии, необходимо часть выделяемого тепла отводить в окружающую среду (отдавать холодному источнику).

Под идеальным (термодинамическим) циклом понимается упрощенная термодинамическая схема рабочего цикла двигателя, не имеющая каких-либо потерь энергии, кроме неизбежной отдачи тепла холодному источнику.

Термин *«идеальный цикл»* введен в термодинамике для упрощения анализа основных термодинамических характеристик и процессов, происходящих с газами в различных условиях. Изучение идеальных циклов дает возможность установить предел использования тепла в том или другом двигателе, сравнить между собой экономичность различных циклов и выявить пути дальнейшего совершенствования тепловых двигателей.

В газотурбинном двигателе так же, как и в любом другом тепловом двигателе, полезная работа вырабатывается в результате расширения предварительно нагретого рабочего тела. Рассмотрим возможности реализации в схеме простейшего ГТД идеальных термодинамических циклов.

Конкретно анализ идеального цикла ГТД заключается в рассмотрении изменения свойств рабочего тела по мере его движения в двигателе и определении на каждой стадии показателей произведенной работы и теплообмена. Газ (воздух) после ряда процессов в двигателе возвращается в первоначальное состояние; суммирование работ и теплоты дает возможность получить отношение теплоты, превращенной в полезную работу, ко всей теплоте, выделенной при сгорании топлива, т.е. коэффициент полезного действия.

Для идеальных циклов характерен ряд допущений, указанных в п. 1.1. Как следует из технической термодинамики, ни одно допущение для идеального термодинамического цикла не выполнимо. В то же время эти циклы, как наиболее экономичные (отсутствуют потери), обладающие наибольшим термическим

КПД, являются как бы эталонами при сравнении рабочих циклов ГТД и с этой точки зрения представляют несомненный интерес.

В качестве эталона термодинамического совершенства цикла любого двигателя принимается термодинамический *цикл Карно*.

1.3.1. Цикл Карно

Самым совершенным идеальным циклом теплового двигателя с точки зрения термодинамики является *цикл Карно* (рис.1.3). Это обратимый термодинамический цикл с одним источником тепла и одним охладителем с постоянной температурой, состоящий из двух адиабат - (2-3) и (4-1) и двух изотерм - (3-4) и (1-2).

Сжатие рабочего тела осуществляется в два этапа: по изотерме (1-2) ($T = T_1 = T_2 = const$) и по адиабате (2-3) ($S = S_2 = const$). В результате адиабатного сжатия температура рабочего тела возрастает с $T = T_1$ до $T = T_3$.

Расширение рабочего тела также осуществляется в два этапа: по изотерме (3-4) ($T = T_3 = T_4 = const$) и по адиабате (2-3) ($S = S_4 = const$).

В результате адиабатного расширения температура рабочего тела понижается с $T = T_3$ до $T = T_1$.

Подвод тепла в цикл извне q_1 осуществляется в ходе изотермического расширения (3-4), отвод тепла из цикла (q_2) в ходе изотермического сжатия (1-2). Площадь 1-2-3-4 на диаграмме $T-S$ ($p-V$) определяет величину *полезной работы*

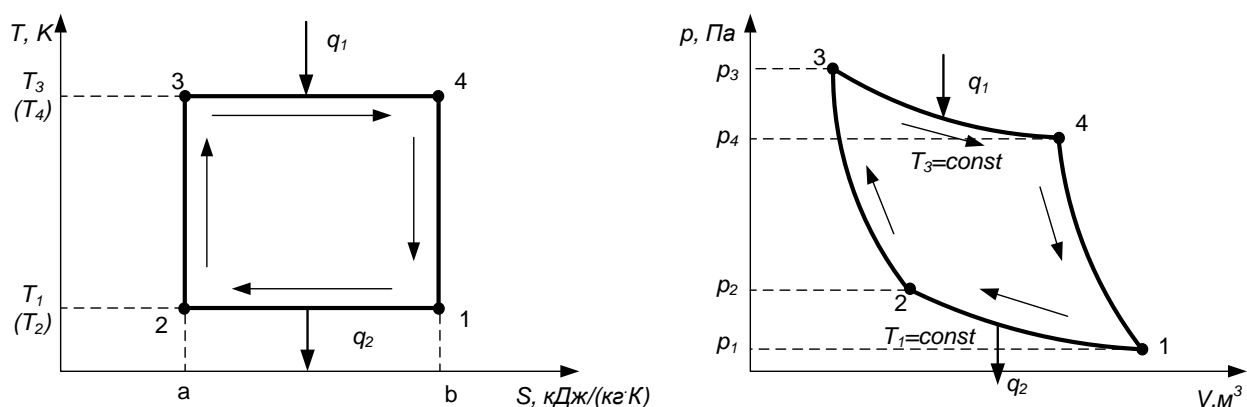


Рис. 1.3. Термодинамический цикл Карно

цикла (L , Дж). Соответственно, площади 1-2-a-b и 3-4-b-a на диаграмме $T-S$ определяют количество отведенного и подведенного тепла. На диаграмме $p - V$ площади (1- p_1 - p_2 -2) и (2- p_2 - p_3 -3) определяют работу сжатия в ходе осуществления изотермического (1-2) и адиабатного (2-3) процессов, а (3-4- p_4 - p_3) и (1- p_1 - p_4 -4) - работу расширения при осуществлении изотермического (3-4) и адиабатного (4-1) процессов.

В последующем при рассмотрении циклов и выводе термодинамических зависимостей широко используется метод преобразования тепла в работу, и наоборот.

Т.е. определенное количество тепла (q) может быть заменено эквивалентной работой (L), или для совершения заданной работы (L) необходимо затратить определенное количество тепла (q):

$$L = A \cdot q, \quad (1.1)$$

где A — переводной коэффициент количества подведенного тепла в работу цикла. Для перевода тепла в работу используется соотношение: 1 кал=4,186 Дж или 1 Дж = 0,233 кал.

Для осуществления изотермического сжатия (1-2) при $T = T_1$ от давления $p = p_1$ до давления $p = p_2$ необходимо отводить тепло q_2 . Для осуществления изотермического расширения при $T = T_3$ от давления $p = p_3$ до давления $p = p_4$ необходимо подводить тепло q_1 .

Используя известные уравнения термодинамики для вычисления работы при осуществлении изотермических процессов подвода и отвода тепла, формула для определения величины удельной полезной работы цикла l , кДж/кг, имеет вид:

$$l = q_1 - q_2 = R \cdot T_3 \cdot \ln\left(\frac{p_3}{p_4}\right) - R \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right), \quad (1.2)$$

где p_1, p_2, p_3, p_4 - давление в соответствующих точках цикла (1, 2, 3, 4), Па (1 Па = 1 Н/м², 1 бар = 10⁵ Н/м²); T_1, T_2, T_3, T_4 - температуры изотермических процессов, К; R - удельная газовая постоянная для газа, участвующего в рабочем процессе, Дж/(кг·К), для воздуха $R = 287,3$ Дж/(кг·К):

$$R = c_p - c_v,$$

где c_p - изобарная теплоёмкость рабочего тела, кДж/(кг·К);

c_v - изохорная теплоёмкость рабочего тела, кДж/(кг·К).

Удельная полезная работа цикла любого теплового двигателя является важнейшей характеристикой его термодинамического совершенства. В конечном итоге она определяет мощность и массогабаритные показатели двигателя.

Действительно, зная удельную полезную работу l , Дж/кг и расход рабочего тела в цикле G , кг/с, мощность двигателя, Вт, определится как:

$$N_e = G \cdot l. \quad (1.3)$$

Единица измерений мощности двигателя - [(кг/с)·(Дж/кг)] = Дж/с = Вт].

По (1.3) видно, что чем больше при заданном расходе рабочего тела удельная полезная работа цикла, тем больше мощность двигателя. И, наоборот, при заданной мощности двигателя, чем больше полезная работа цикла, тем меньше требуется расход рабочего тела (меньше массогабаритные показатели).

Второй важнейшей термодинамической характеристикой цикла является коэффициент полезного действия (КПД) цикла. КПД определяется отношением величины совершенной полезной работы к величине затраченной в ходе цикла работе (величине подведенного тепла):

$$\eta = \frac{L}{q}. \quad (1.4)$$

КПД цикла в конечном итоге определяет экономичность двигателя.

Т.е. для одной и той же величины удельной полезной работы с увеличением КПД необходимо затрачивать меньшее количество тепла (расходовать топлива).

Для цикла Карно:

$$\eta = \frac{R \cdot T_3 \cdot \ln\left(\frac{p_3}{p_4}\right) - R \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{R \cdot T_3 \cdot \ln\left(\frac{p_3}{p_4}\right)}. \quad (1.5)$$

С помощью уравнений термодинамики несложно доказать, что $\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \ln\left(\frac{p_3}{p_4}\right)$. В таком случае формула (1.5) приобретает известный вид:

$$\eta = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_1}{T_3}. \quad (1.6)$$

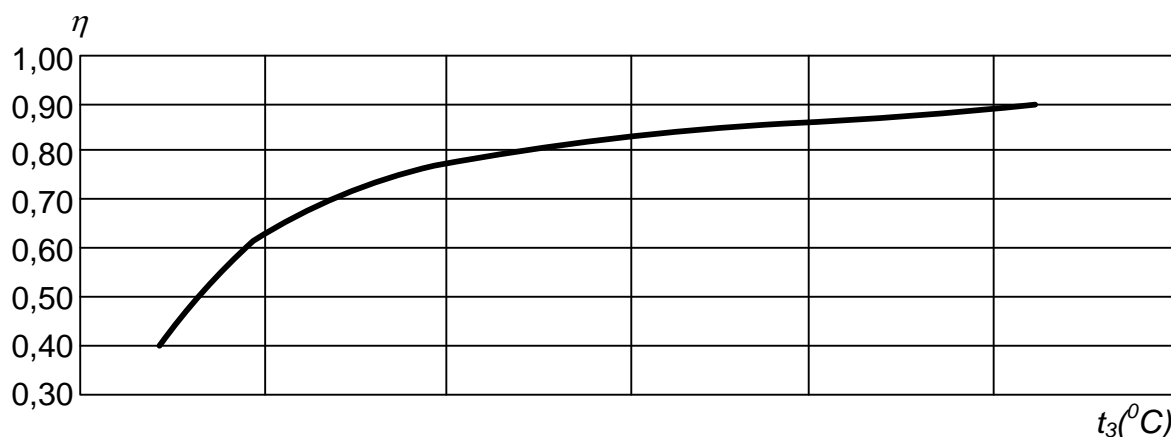


Рис. 1.4. Зависимость КПД цикла Карно от температуры

Т.е. величина КПД цикла Карно определяется только начальным и конечным значениями температур и не зависит от промежуточных состояний термодинамической системы. Например, для начальных условий $T_1 = 288$ К зависимость КПД цикла Карно от температуры T_3 имеет вид, представленный на рис. 1.4.

В курсе термодинамики доказывается, что КПД цикла Карно является максимально возможным для тепловых двигателей.

На графике видно, что достаточно высокие значения КПД цикла, свойственные современным тепловым двигателям ($\eta > 0,75$), могут быть получены только при условии $t_3 > 1000$ °С.

1.3.2. Идеальные циклы газотурбинного двигателя

Газотурбинный двигатель (ГТД) - это тепловой двигатель, в котором рабочее тело (воздух или газ) сжимается, нагревается, и энергия сжатого и нагретого газа превращается в механическую работу на валу газовой турбины.

Процесс преобразования энергии в ГТД происходит в несколько этапов:

○ сначала в компрессоре (K) происходит сжатие атмосферного воздуха;

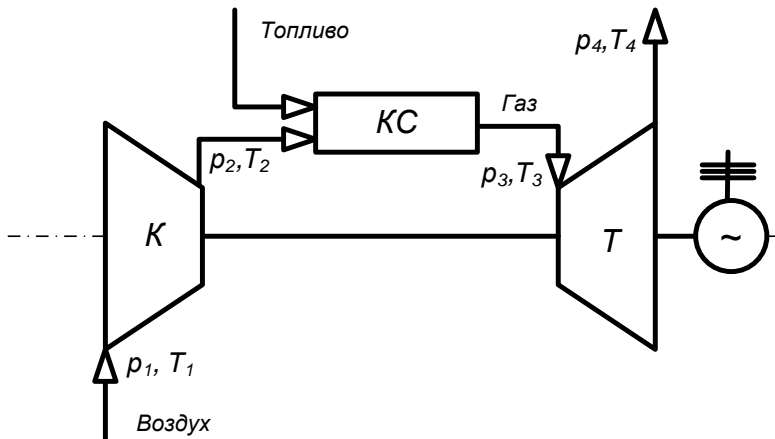


Рис. 1.5. Принципиальная схема простого ГТД:
 K — компрессор; $КС$ — камера сгорания; T — турбина

○ затем в камере сгорания ($КС$) химическая энергия топлива передаётся сжатому воздуху, в результате чего формируется газовый поток с заданными параметрами;
 ○ на последнем этапе энергия газа превращается в механическую работу на валу газовой турбины (T).

В теории тепловых двигателей такой периодически повторяемый или непрерывный процесс называется циклом.

Рабочее тело газотурбинного двигателя – вещество в газообразном состоянии, представляющее термодинамическую систему с параметрами: температура – T , К; объём – V , м³; абсолютное давление – p , Па.

На рис. 1.5 показана схема простого ГТД.

В соответствии с принципом действия газотурбинного двигателя рабочее тело (воздух, газ) с параметрами ($p = p_1$ и $T = T_1$) поступает в компрессор (K), где должны быть осуществлены процессы сжатия в два этапа: изотермически ($1-2$) до давления $p = p_2$ и адиабатно ($2-3$) до давления $p = p_3$, подогрев рабочего тела в камере горения ($КС$) или теплообменном аппарате, расширение рабочего тела в турбине (T).

Таблица 1.3. Характер протекания процессов в ГТД

Сжатие	Подвод тепла	Расширение	Отвод тепла
Изотермическое $T = const$ (рис. 1.6)	Изобарный $p = const$ (рис. 1.7)	Изотермическое $T = const$ (рис. 1.6)	Изобарный $p = const$
Адиабатное $S = const$ (рис. 1.7)	Изохорный $V = const$ (рис. 1.8)	Адиабатное $S = const$	

Сжатие, расширение, подвод и отвод тепла в газотурбинном двигателе в идеальных случаях могут осуществляться в различных сочетаниях в соответствии с характером протекающего процесса (табл. 1.3). Эти процессы могут быть изображены в координатах $p - V$ и $T - s$. Графическое представление помогает наглядно показать основные закономерности цикла и связь между его отдельными этапами.

1.3.3. Модифицированный цикл Карно

Рассмотрим цикл, состоящий из двух изотерм (1-2) и (3-4) и двух изобар (2-3) и (4-1), изображенный на рис. 1.6. Цикл состоит:

1-2 - изотермическое сжатие ($T = const$);

2-3 — изобарный подогрев ($p = const$);

3-4 — изотермическое расширение ($T = const$);

4-1 - изобарный отвод тепла ($p = const$).

Изобарный подогрев (2-3) осуществляется за счет изобарного отвода тепла (4-1).

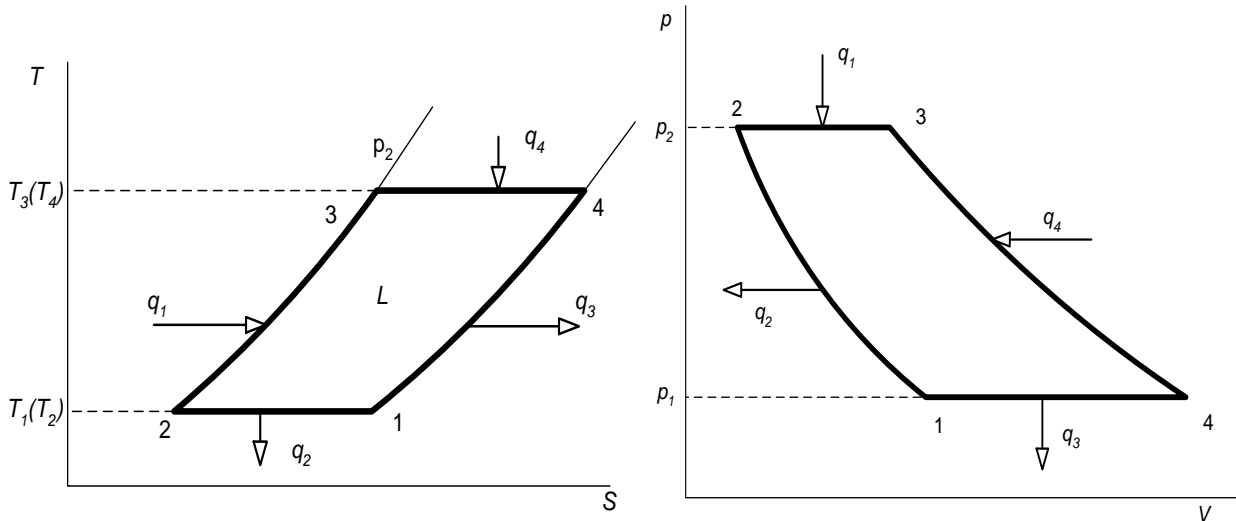


Рис. 1.6. Модифицированный цикл Карно для газотурбинного двигателя

Данный цикл называется модифицированным циклом Карно для газотурбинного двигателя.

В ходе изотермического сжатия (1-2) и изобарного охлаждения (4-1) из цикла отводится тепло (соответственно, q_2 и q_3), а в ходе изобарного подогрева (2-3) и изотермического расширения (3-4) подводится тепло (соответственно, q_1 и q_4).

Полезная работа цикла (L , Дж) (площадь 1-2-3-4) определится по разности между подводимой извне (q_1 и q_4) и отводимой из цикла энергией (q_2 и q_3):

$$L = (q_1 + q_4) - (q_2 + q_3). \quad (1.7)$$

КПД цикла определится как отношение:

$$\eta = \frac{L}{q_1 + q_4} = \frac{(q_1 + q_4) - (q_2 + q_3)}{q_1 + q_4} = 1 - \frac{q_2 + q_3}{q_1 + q_4}. \quad (1.8)$$

В связи с тем, что вся энергия, отводимая из цикла (q_3) в ходе изобарного охлаждения (4-1), полностью идет на подогрев газа в ходе изобарного нагрева (2-3) ($q_1 = q_3$), выражение для определения полезной работы примет вид:

$$L = q_4 - q_2, \quad (1.9)$$

а для определения КПД

$$\eta = 1 - \frac{q_2}{q_4}. \quad (1.10)$$

Подставив в уравнение (1.9) выражения для определения энергии, необходимой для осуществления изотермических процессов (1-2) и (3-4), получим окончательные зависимости:

$$L = q_4 - q_2 = R \cdot T_3 \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) - R \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right); \quad (1.11)$$

$$\eta = 1 - \frac{q_2}{q_4} = 1 - \frac{R \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{R \cdot T_3 \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)} = 1 - \frac{T_1}{T_3}. \quad (1.12)$$

В формулах (1.11) и (1.12) p_1 и p_2 — начальное и конечное давление в цикле. Полученная формула (1.12) для определения КПД цикла аналогична формуле (1.6) для определения КПД цикла Карно, поэтому рассмотренный цикл и называется модифицированным циклом Карно.

По сравнению с классическим циклом Карно, модифицированный цикл проще, так как и сжатие, и расширение рабочего тела осуществляются в результате одного изотермического этапа.

В реальных условиях в газотурбинном двигателе реализовать модифицированный цикл Карно невозможно. Это связано с техническими сложностями реализации изотермических процессов сжатия и расширения.

Для осуществления изотермического сжатия необходимо непрерывно отводить тепло, а для изотермического сжатия, наоборот, непрерывно подводить тепло. Кроме того, повысить температуру рабочего тела (идеального газа) от T_2 до T_3 только за счет охлаждения газа от T_4 до T_1 без внешнего подвода тепла невозможно.

1.3.4. Простой цикл газотурбинного двигателя (цикл Брайтона)

Термодинамический цикл, по которому работают все газотурбинные двигатели, называется циклом Брайтона. Из определения газотурбинного двигателя, при его работе происходят последовательно следующие процессы: сжатие воздуха в компрессоре (K); нагрев в камере сгорания ($KС$); расширение газа в турбине (T). Для газотурбинного двигателя, показанного на рис.1.5, идеальный цикл изображен на рис. 1.7 и 1.8. В идеальном цикле на рис.1.7 и 1.8 сжатие воздуха происходит при постоянной энтропии, что графически представляется линией 1-2. Подвод тепла может осуществляться по изобаре 2-3 (см.рис.1.7), в этом случае цикл называется циклом ГТД с подводом тепла при постоянном давлении или по изохоре 2-3 (см.рис.1.8), во втором случае - циклом ГТД с подводом тепла при постоянном объёме.

Различие в процессах подвода тепла к рабочему телу требует различной конструкции камеры сгорания. Для двигателя с подводом тепла при $p_2 = const$ камера сгорания представляет собой полузамкнутую цилиндрическую конструкцию, открытую со стороны выхода газа, а при сгорании с $V_2 = const$ камера сгорания выполняется в виде замкнутого объёма с системой впускных и выпускных клапанов (см.рис.1.8).

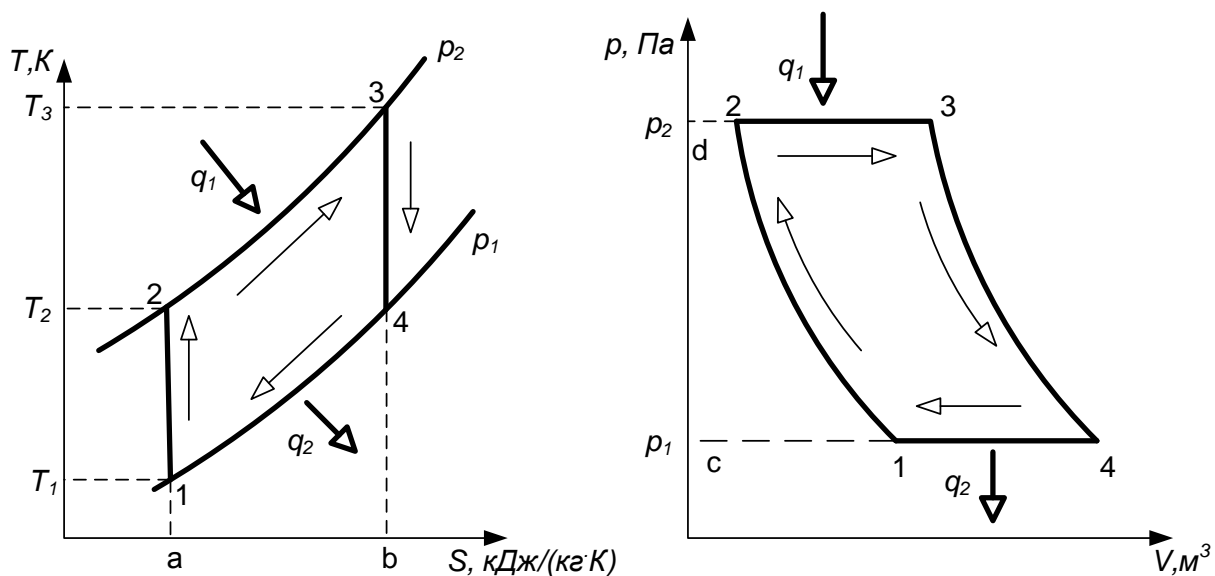


Рис.1.7. Цикл ГТД с подводом тепла при постоянном давлении в координатах $T-S$ и $p-V$

Расширение рабочего тела в турбине происходит по изоэнтропе 3-4 и заканчивается выхлопом газа в атмосферу в точке 4. Линия 4-1 показывает условное завершение цикла в атмосфере по изобаре p_1 . Поэтому такие циклы называют открытыми. В ГТД принципиально могут быть использованы оба цикла, показанные на рис.1.7 и 1.8, но, как установлено исследованиями, прежде всего российских учёных (профессор Зотиков Г.И., Маковский В.М. в 1925 г. и др.) двигатели с процессом подвода тепла при $V_2 = const$ будут при прочих равных условиях менее экономичны, чем при $p_2 = const$. Это вызвано тем, что в таком двигателе при открытии выпускного клапана из камеры сгорания газ поступает на лопатки турбины с переменной скоростью (так как $V_2 = const$). Как следует из теории турбинных решёток, течение газа с переменной скоростью вызывает значительное падение КПД турбины и в конечном итоге снижение общего КПД двигателя.

Кроме того, камеры сгорания и система управления ими для таких газотурбинных двигателей будут значительно сложнее по конструкции. Поэтому все современные ГТД работают по циклу только со сгоранием топлива при $p_2 = const$.

Графики на рис.1.7. позволяют наглядно показать затраченную работу на сжатие воздуха (площадь 1-c-d-2), подведённое тепло от сжигания топлива (площадь a-2-3-b), полученную в турбине энергию (площадь 4-c-d-3), а также полезную работу цикла (площадь 1-2-3-4) и, сравнивая площади, установить связь между основными параметрами рабочего процесса и показателями эффективности цикла.

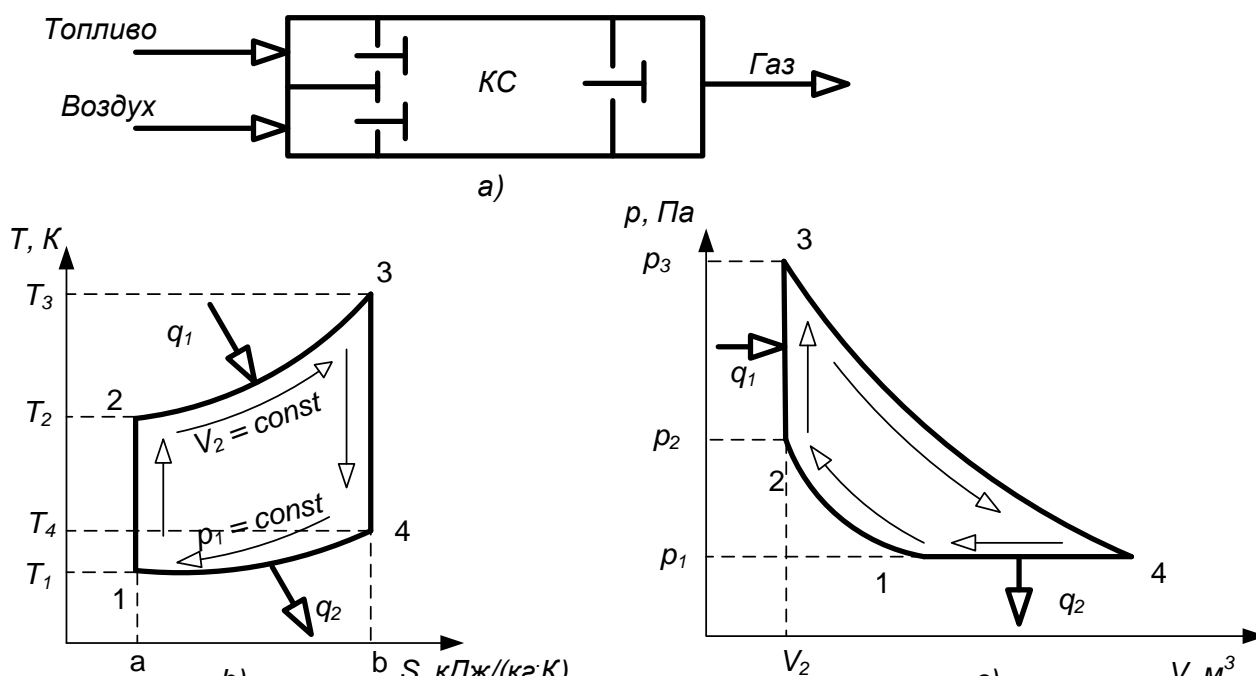


Рис.1.8. Принципиальная схема камеры сгорания (а) и цикл ГТД (b, c) в координатах T - S и p - V при сгорании топлива при постоянном объеме $V_2 = const$

При анализе параметров цикла можно видеть, что при сжатии воздуха температура его повышается от величины T_1 на всасывании компрессора до T_2 на входе в камеру сгорания, а после сгорания топлива становится равной T_3 . Соответственно, давление воздуха в компрессоре повышается от p_1 до p_2 . Наглядность и простота представления идеальных циклов ГТД позволили создать несложные методы графического расчёта основных характеристик цикла: l_{i0} - удельной полезной работы, кДж/кг, и η_{i0} - коэффициента полезного действия (в обозначении параметров цикла приняты: нижний индекс i (идеальный цикл), нижний индекс 0 - (простой цикл Брайтона). Такие же расчеты можно выполнить также с использованием только аналитических выражений для соответствующих процессов в двигателе.

1.3.5. Вывод основных закономерностей цикла газотурбинного двигателя Брайтона

Для цикла на рис.1.7 количество теплоты, подведённой в камере сгорания к одному килограмму рабочего тела, равно:

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2), \quad (1.13,a)$$

где c_p - изобарная теплоёмкость рабочего тела, кДж/(кг·К);

T_3 - температура газа на выходе из камеры сгорания (максимальная температура рабочего тела), К;

T_2 - температура воздуха после компрессора, К.

Количество отведённой теплоты равно:

$$q_2 = c_p (T_4 - T_1), \quad (1.13,b)$$

где T_4 - температура газа на выходе из турбины, К; T_1 - температура воздуха на

всасывании компрессора, К.

Удельная полезная работа цикла - это разность между количеством подведённой теплоты и отведённой из цикла в атмосферу $l_{i0} = q_1 - q_2$ или разность работ расширения ($l_{\tau} = c_p \cdot (T_3 - T_4) = h_3 - h_4$) и сжатия

($l_{\kappa} = c_p \cdot (T_2 - T_1) = h_2 - h_1$) рабочего тела:

$$l_{i0} = l_{\tau} - l_{\kappa} = c_p \cdot (T_3 - T_4) - c_p \cdot (T_2 - T_1) = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1). \quad (1.14)$$

При определённом (оптимальном) значении $\pi_{\text{оптим}} = p_2/p_1$ - степени повышения давления в цикле полезная работа становится максимальной. Используя уравнения состояния и адиабаты, выразим с помощью принятых степеней все входящие в уравнение (1.14) температуры через T_1 :

$$l_{i0} = l_{\tau} - l_{\kappa} = c_p T_3 (1 - \pi^{-m}) - c_p T_1 (\pi^m - 1) = c_p T_1 [\lambda (1 - \pi^{-m}) - (\pi^m - 1)], \quad (1.15)$$

где $\lambda = T_3/T_1$ - степень повышения температуры в цикле;

$$m = \frac{k-1}{k} = \frac{c_p - c_v}{c_p} = 0,280 \quad \text{- выражение степени;}$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad \text{- показатель адиабаты;}$$

c_p - изобарная теплоёмкость рабочего тела, кДж/(кг·К);

c_v - изохорная теплоёмкость рабочего тела, кДж/(м³·К);

$\pi = p_2/p_1$ - степень повышения давления в цикле.

Дифференцируем выражение (1.15) по π .

$$\frac{\partial l_{i0}}{\partial \pi} = c_p T_1 (\lambda \cdot m \cdot \pi^{-(m+1)} - m \cdot \pi^{m-1})$$

и приравниваем к нулю $\lambda \cdot m \cdot \pi^{-(m+1)} - m \cdot \pi^{m-1} = 0$, откуда получаем

$$\pi_{\text{оптим}}(l) = \sqrt[2m]{\lambda}. \quad (1.16)$$

С ростом λ оптимальное значение степени повышения давления в цикле увеличивается (рис. 1.9).

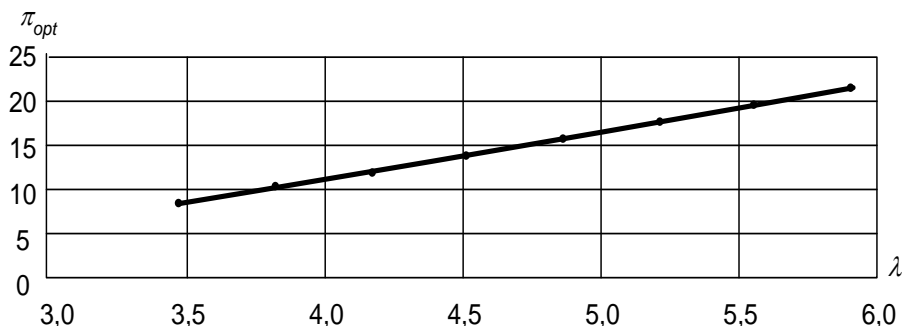


Рис. 1.9. Зависимость оптимального значения степени повышения давления (для $l_{i0} = l_{i0\text{max}}$) от степени повышения температуры в цикле Брайтона

Удельная полезная работа цикла является важнейшей характеристикой его термодинамического совершенства и в конечном итоге определяет мощность и массогабаритные показатели двигателя:

$$N_e = G \cdot l_{i0}, \quad (1.17)$$

где G – расход рабочего тела в цикле, кг/с.

Величина удельной полезной работы цикла в отличие от КПД определяется целым комплексом параметров: температурой начала сжатия T_1 , степенью сжатия π , степенью повышения температуры λ . Эта зависимость представлена на рис. 1.10.

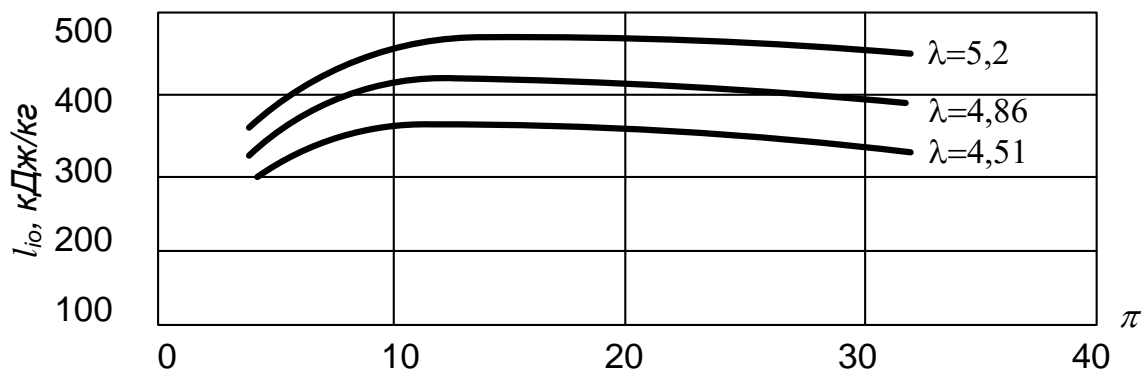


Рис. 1.10. Зависимость удельной полезной работы цикла Брайтона от π и λ ($T_1 = 288$ К)

При исследовании термодинамических процессов сжатия, расширения, процессов передачи тепла широко применяются энтальпии рабочего тела в крайних точках. Энтальпия, как мера энергии рабочего тела, представляет собой выражение, кДж/кг:

$$h = c_p \cdot T. \quad (1.18)$$

Коэффициентом полезного действия (КПД) цикла называют отношение удельной полезной работы цикла к величине подведённого тепла на один килограмм рабочего тела:

$$\eta_{i0} = \frac{l_{i0}}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \quad (1.19)$$

где l_{i0} – удельная полезная работа идеального простого цикла Брайтона, кДж/кг.

Используя уравнения (1.13) и (1.14), можно найти выражение для КПД идеального цикла.

Так как процессы сжатия и расширения рабочего тела в рассматриваемом идеальном цикле являются адиабатическими, то по уравнению адиабаты связь между давлением и температурой имеет вид:

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}.$$

Откуда следует очевидное равенство

$$\frac{T_2}{T_3} = \frac{T_1}{T_4}, \quad (1.20)$$

которое используется для сокращения выражения (1.21)

$$\eta_{i0} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 \left(1 - \frac{T_1}{T_4}\right)}{T_3 \left(1 - \frac{T_2}{T_3}\right)}. \quad (1.21)$$

После сокращения с учётом (1.20) получим

$$\eta_{i0} = 1 - \frac{T_4}{T_3} = 1 - \pi^{-m}. \quad (1.22)$$

Из уравнения (1.22) следует, что КПД идеального цикла не зависит от начальной температуры T_1 и максимальной температуры цикла T_3 , а только от степени повышения давления π (рис. 1.11).

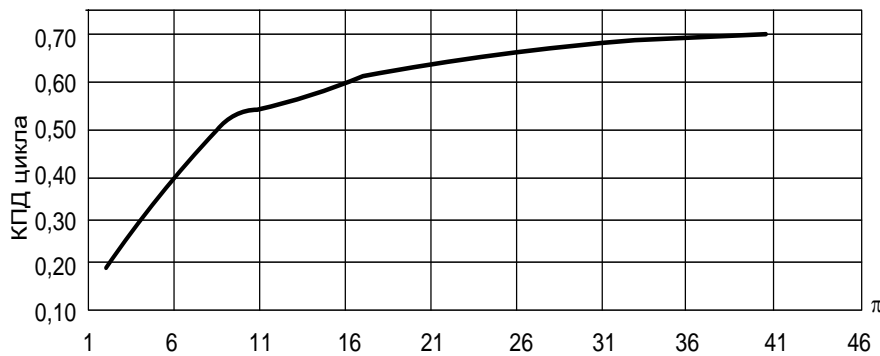


Рис. 1.11. Зависимость КПД цикла Брайтона от степени повышения давления в цикле

С увеличением степени повышения давления в цикле π КПД повышается и стремится к пределу, который при $\pi \rightarrow \infty$ равен единице. Но при возрастании π растёт температура воздуха за компрессором (так как $T_2 = T_1 \cdot \pi^{\frac{k-1}{k}}$), которая может достичь величины T_3 , что сделает невозможным подвод тепла к рабочему телу. Следовательно, предельной степенью повышения давления в идеальном цикле будет величина π_{max} ($\pi_{пред}$), при которой $T_2 = T_3 = T_1 \cdot \pi_{max}^m$, откуда:

$$\pi_{max} = \sqrt[m]{\frac{T_3}{T_1}} = \sqrt[m]{\lambda}. \quad (1.23)$$

Поэтому предельным КПД идеального цикла будет величина:

$$\eta_{i0} = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \lambda^{-1}. \quad (1.24)$$

Выражение для предельного КПД совпадает со значением КПД цикла Карно. Однако достичь такого коэффициента полезного действия даже в идеальном цикле рассматриваемого вида, т.е. состоящем из двух изоэнтроп и двух изобар, невозможно.

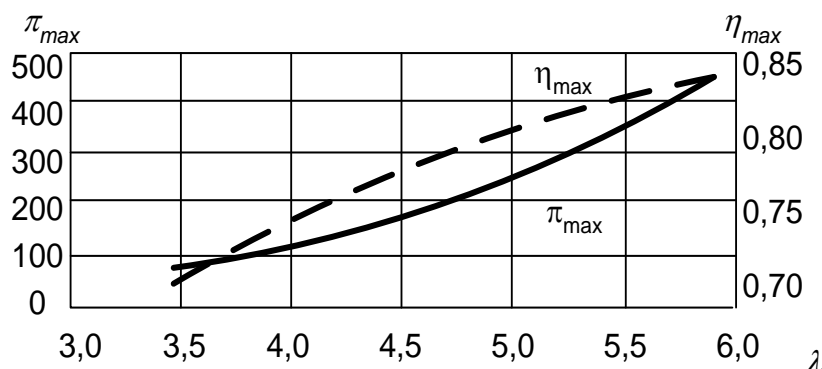


Рис. 1.12. Зависимость максимального КПД и степени повышения давления от степени повышения температуры в цикле Брайтона

Для оценки путей достижения величиной η_{i0} значения, соответствующего показателям цикла Карно, следует использовать другие идеальные циклы, например, с изотермическими процессами сжатия и расширения и регенерацией тепла. Некоторые из них будут рассмотрены дальше.

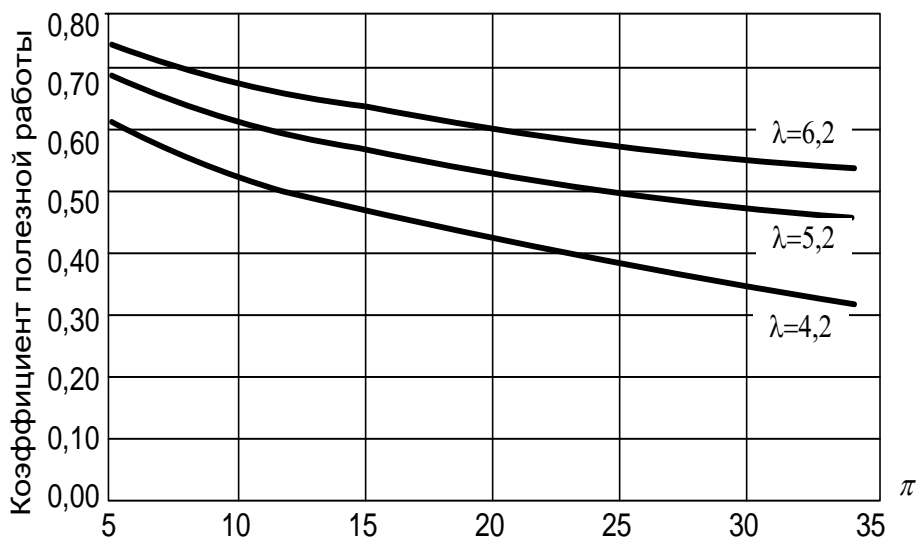


Рис.1.13. Зависимость коэффициента полезной работы цикла Брайтона от степени повышения давления и температуры T_3 (К) при $T_1 = 288$ К

КПД цикла в конечном итоге определяет экономичность двигателя. Так, для одной и той же величины удельной полезной работы для увеличения КПД необходимо затрачивать меньшее количество тепла, т.е. меньше расходовать топлива.

Важной термодинамической характеристикой цикла Брайтона является коэффициент полезной работы - отношение величины полезной работы L_{i0} к полной работе расширения газа L_{iT} :

$$a = \frac{L_{i0}}{L_{it}} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_4)} = 1 - \frac{\pi^m}{\lambda}. \quad (1.25)$$

Коэффициент полезной работы характеризует эффективность цикла. Чем выше коэффициент полезной работы, тем эффективнее цикл с точки зрения своего основного функционального предназначения (рис. 1.13).

В соответствии с формулами (1.22), (1.24) и (1.25) при заданном значении степени повышения давления π в цикле с ростом λ коэффициент полезного действия увеличивается, что представлено на рис. 1.12. По сравнению с модифицированным циклом Карно, в цикле Брайтона и сжатие, и расширение рабочего тела также осуществляются в один этап, однако реализация адиабатного (без теплообмена с внешней средой) сжатия в идеальном виде значительно проще, чем изотермического. В цикле Брайтона необходимо подводить извне тепло для подогрева рабочего тела до температуры $T = T_3$.

На основе простого идеального цикла Брайтона работают большинство существующих газотурбинных двигателей. Для его реализации в двигателе необходимо (см. рис.1.5):

1. С помощью компрессора (K) рабочее тело с параметрами $p=p_1$ адиабатно сжать до давления $p=p_2$.
2. В нагревателе (камере сгорания - $KС$) при постоянном давлении $p=p_2$ подогреть рабочее тело до температуры $T=T_3$.
3. В турбине (T) обеспечить адиабатное расширение рабочего тела от давления $p=p_2$ до давления $p=p_1$.

В простейшем газотурбинном двигателе рабочее тело (воздух, газ) засасывается компрессором (K) и сжимается. После компрессора температура рабочего тела увеличивается в нагревателе (камере сгорания - $KС$). После нагревателя сжатое и подогретое рабочее тело поступает в турбину (T) и расширяется, совершая работу на лопатках турбины. После турбины газ уходит из двигателя, и в двигатель поступает новый воздух. Такой цикл называется открытым. Если после охлаждения рабочее тело возвращается в двигатель, то такой цикл называется закрытым. Для возвращения рабочего тела обратно в двигатель его необходимо охладить до начальной температуры $T=T_1$. Основные зависимости, выведенные для открытого цикла Брайтона, справедливы и для замкнутого цикла.

Таким образом, идеальный цикл простейшего ГТД является удобной математической моделью рабочего процесса двигателя. С помощью этой модели устанавливаются основные зависимости между параметрами и, в частности, определяются оптимальная степень повышения давления, при которой полезная работа цикла становится максимальной, и предельное значение КПД, которое является верхней граничной оценкой для КПД любого идеального цикла газотурбинного двигателя. Очевидно, что эта оценка является предельной и для всех действительных циклов ГТД.

1. Кому принадлежат первые патенты, относящиеся по принципу действия к газотурбинному двигателю?
2. Когда и кем был построен первый газотурбинный двигатель в России?
3. Какие разные принципы горения топлива были применены в газотурбинном двигателе?
4. Какие характерные качества привели к широкому применению газотурбинного двигателя в различных отраслях промышленности в последние годы?
5. Каковы современные тенденции в развитии газотурбинных двигателей?
6. В чем состоит принцип действия газотурбинной установки?
7. Что называется газотурбинной энергетической установкой и газотурбинным двигателем?
8. При каких допущениях происходит идеальный цикл ГТД?
9. Приведите классификацию термодинамических циклов ГТД.
10. Как классифицируются ГТД по конструктивным схемам?
11. Что понимается под идеальным (термодинамическим) циклом?
12. Приведите описание процессов, происходящих в идеальном цикле Карно.
13. Какие величины являются важнейшими характеристиками цикла Карно?
14. Какие этапы проходит процесс преобразования энергии в ГТД?
15. Приведите описание процессов, происходящих в модифицированном цикле ГТД.
16. Приведите описание процессов, происходящих в простом цикле газотурбинного двигателя – цикле Брайтона.
17. Чему равна удельная полезная работа цикла Брайтона, когда достигает максимума и от чего зависит?
18. Чему равен коэффициент полезного действия цикла Брайтона?
19. Чему равен предельный коэффициент полезного действия цикла Брайтона?
20. Что такое коэффициент полезной работы цикла Брайтона, что он характеризует?
21. Что необходимо для реализации простого идеального цикла Брайтона в тепловом двигателе?
22. Что такое открытый и закрытый цикл ГТД?

Пример 1.1:

Найти показатель адиабаты для воздуха, если $c_p = 1005$ Дж/(кг·К), $R = 287,3$ Дж/(кг·К).

Решение: $c_v = c_p - R = 712,7$ Дж/(кг·К); $k = c_p/c_v = 1005/712,7 = 1,41$.

Пример 1.2:

Определить максимально возможный КПД для различных типов двигателей, если максимальная температура рабочего тела T_3 составляет:

- для паротурбинной установки – 500 °С (773 К);
- для двигателя внутреннего сгорания – 2000 °С (2273 К);
- для газотурбинного двигателя – 1600 °С (1873 К).

Минимальная температура T_1 в двигателях – 15 °С (288 К).

Решение:

$$\eta_{ПТУ} = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{288}{773} = 0,627;$$

$$\eta_{ДВС} = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{288}{2273} = 0,87;$$

$$\eta_{ГТД} = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{288}{1873} = 0,84.$$

Пример 1.3:

Определить максимальные параметры простого цикла Брайтона для освоенного уровня температур 1500 ÷ 1600 °С (1773 ÷ 1873 К). Принять $k = 1,41$.

Решение:

1. Степень повышения давления в цикле:

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{1773}{288} \right)^{\frac{1,41}{1,41-1}} = 518,18.$$

2. КПД цикла

$$\eta = 1 - \pi^{-m} = 1 - 518,18^{-\frac{1,41-1}{1,41}} = 0,838.$$

Пример 1.4:

Определить условия достижения КПД $\eta = 0,9$ в простом цикле Брайтона. Принять $k = 1,41$.

Решение:

1. Степень повышения давления в цикле

$$\pi = (1 - \eta)^{-\frac{1}{m}} = (1 - 0,9)^{-\frac{1,41}{1,41-1}} = 2748.$$

2. Температура газа после компрессора ($T_1 = 288$ К)

$$T_2 = T_1 \cdot \pi^m = 288 \cdot 2748^{\frac{1,41-1}{1,41}} = 2880 \text{ К}.$$

Пример 1.5:

Определить минимально возможный расход рабочего тела в простом идеальном цикле Брайтона, если $T_3 = 1500$ К; $T_1 = 300$ К; $N_e = 3000$ кВт. Принять $k = 1,41$, $c_p = 1$ кДж/(кг·К).

Решение:

1. Оптимальное значение степени повышения давления в цикле

$$\pi_{opt} = \sqrt[2m]{\lambda} = \sqrt[2m]{\frac{T_3}{T_1}} = \sqrt[2 \cdot 0,29]{\frac{1500}{300}} = 15,9.$$

2. Полезная работа цикла

$$l_{i0} = c_p (T_3(1 - \pi^{-m}) - T_1(\pi^m - 1)) = 1 \cdot \left(\begin{array}{l} 1500 \cdot \left(1 - 15,9^{\frac{1,41-1}{1,41}} \right) - \\ - 300 \cdot \left(15,9^{\frac{14,1-1}{14,1}} - 1 \right) \end{array} \right) = 458,4.$$

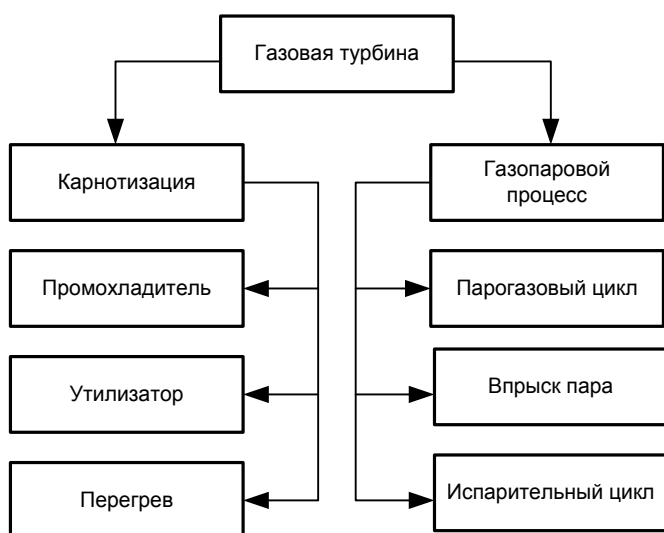
3. Расход рабочего тела в цикле

$$G = \frac{N_e}{l_{i0}} = \frac{3000}{458,4} = 6,54, \text{ кг/с.}$$

ТЕМА 2. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ИДЕАЛЬНОГО ЦИКЛА ГТД БРАЙТОНА

Для оценки путей доведения КПД η_{i0} до значения, соответствующего показателям цикла Карно, следует использовать другие идеальные циклы, например, с регенерацией тепла и изотермическими процессами сжатия и расширения.

Рис.2.1. Приближение реальных циклов газотурбинного и комбинированного газопарового процессов к циклу Карно



С момента начала работы первой в мире ГТУ не прекращались попытки оптимизировать её характеристики с целью увеличить её эффективность и экономичность.

Первые усилия были направлены на «карнотизацию» термодинамического цикла Брайтона. Специальный термин «карнотизация» цикла означает применение способов и устройств, улучшающих экономичность ГТД и, следовательно, несколько приближающих его КПД к показателям цикла Карно. С этой целью использовались внешнее охлаждение воздуха на стадии его сжатия в компрессоре, регенерация теплоты уходящих газов и подогрев сжатого в компрессоре воздуха перед камерами сгорания, промежуточный перегрев газа при расширении (рис.2.1). Все эти мероприятия необходимо комплексно проанализировать и разработать.

Вследствие того, что от 50 до 70 % мощности газовой турбины используется для привода компрессора, необходимость совершенствования технологического процесса очевидна. Например, снижение на 1 % экономичности газовой

турбины приведет к снижению полезной выходной мощности на 2-3 %. Потери давления на входе в компрессор и выходе из турбины дают похожий эффект. Это особенно важно при введении внешнего промежуточного охлаждения или утилизации теплоты выходных газов.

Максимальный КПД установки с помощью «карнотизации» цикла достигается утилизацией (регенерацией) теплоты в комбинации с использованием промежуточного охладителя воздуха в компрессоре, оптимизированного для максимальной мощности. С этой целью промежуточный охладитель должен делить компрессор на две секции, каждая из которых должна обеспечить примерно равную степень повышения давления (рис.2.2). В действительности, эффективность регенерации теплоты значительно уменьшается из-за большого объема охлаждающего воздуха, требуемого для современных ГТУ, в которых рабочее тело имеет высокую температуру. К тому же стоимость установки регенератора очень высока.

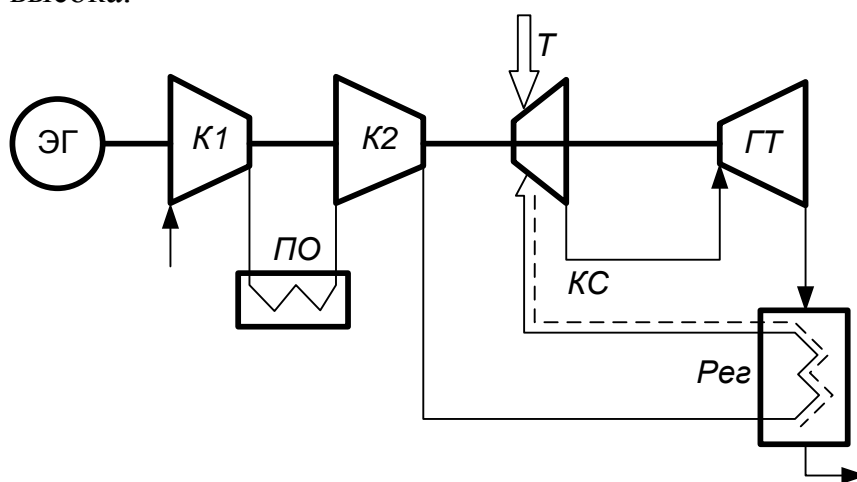


Рис.2.2. «Карнотизация» газотурбинного процесса с применением промежуточного охлаждения (ПО) и регенеративного подогрева воздуха в регенераторе (Рег): *K1, K2* – осевые компрессоры; *ЭГ* – электрогенератор; *ГТ* – газовая турбина; *КС* – камера сгорания; *T* – подвод топлива

Другой путь повышения эффективности и мощности ГТУ – перегрев газов в процессе последовательного сжигания топлива. Оптимальные условия приближения цикла к циклу Карно при этом достигаются с использованием регенерации теплоты и охлаждения в нескольких промежуточных охладителях воздуха в компрессоре (рис.2.3). Подобные сложные ГТУ были построены как по открытому, так и по закрытому циклам, часть из них находятся в работе или в рабочем состоянии уже не одно десятилетие.

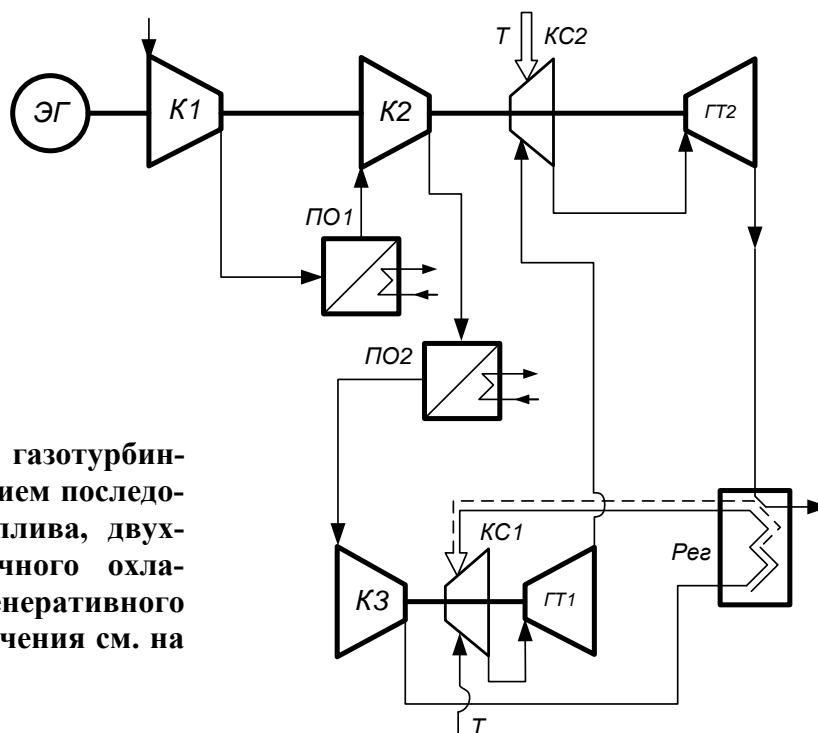


Рис.2.3. «Карнотизация» газотурбинного процесса с применением последовательного сжигания топлива, двухступенчатого промежуточного охлаждения (ПО1 и ПО2) и регенеративного подогрева воздуха (обозначения см. на рис.2.2)

В конечном счете, вместо охлаждения и подогрева воздуха в регенераторе с большим преимуществом было реализовано использование теплоты выхлопных газов ГТУ для генерации пара в котлах-утилизаторах, что позволило вырабатывать в паровой турбине установки дополнительную мощность. Таким образом, появились комбинированные ПГУ.

2.1. Цикл ГТД Брайтона с регенерацией

Как отмечено выше, одним из способов «карнотизации» цикла ГТД является увеличение удельной полезной работы цикла и уменьшение количества подведенного извне в цикл тепла, что может быть достигнуто применением регенерации теплоты. Термин регенерация происходит от латинского слова «*regenerare*» - возрождать, перерождать.

Если после расширения в цикле Брайтона рабочее тело имеет более высокую температуру, чем рабочее тело после сжатия ($T_4 > T_2$), то тепло уходящего из цикла рабочего тела может быть использовано в качестве части внешнего источника тепловой энергии с помощью теплообменного аппарата (регенератора). Двигатели с регенерацией тепла отличаются высокой экономичностью, но имеют большую массу и габариты по сравнению с двигателями простого цикла.

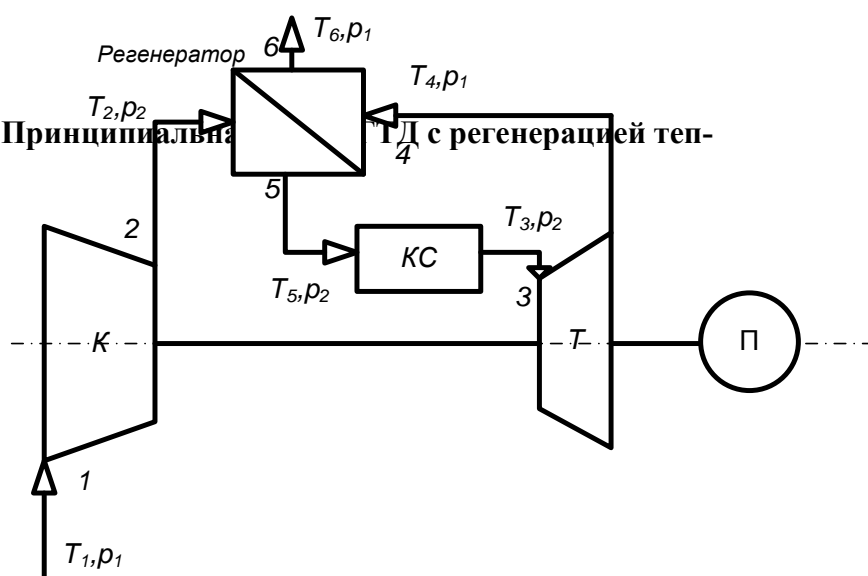
Принципиальная схема ГТД с регенерацией теплоты показана на рис.2.4. Как видно на этом рисунке рабочее тело из компрессора с температурой T_2 поступает в регенератор, где подогревается до температуры T_5 и затем идёт в камеру сгорания. За камерой сгорания перед турбиной рабочее тело имеет температуру T_3 и после расширения в турбине с температурой T_4 входит в регенератор. Регенератор чаще всего выполняется в виде трубчатого или пластинчатого теплообменника с «холодной» и «горячей» сторонами.

В координатах $T-S$ идеальный цикл с регенерацией теплоты показан на рис.2.5. Обозначения характерных точек на рис. 2.4 и рис. 2.5 согласованы между собой. Сжатие рабочего тела в идеальном цикле с регенерацией происходит по адиабате 1-2, после чего сжатое рабочее тело нагревается до температуры T_5 в регенераторе. Уходящее горячее рабочее тело после турбины отдаёт в регенераторе теплоту, в результате чего его температура снижается от T_4 до T_6 . При этом количество переданного в результате теплообмена в регенераторе тепла рабочему телу определится как

$$q_1 = c_p \cdot (T_5 - T_2) = h_5 - h_2$$

(площадь $a-2-5-b$ на диаграмме $T-S$).

Рис. 2.4. Принципиальная схема ГТД с регенерацией теплоты



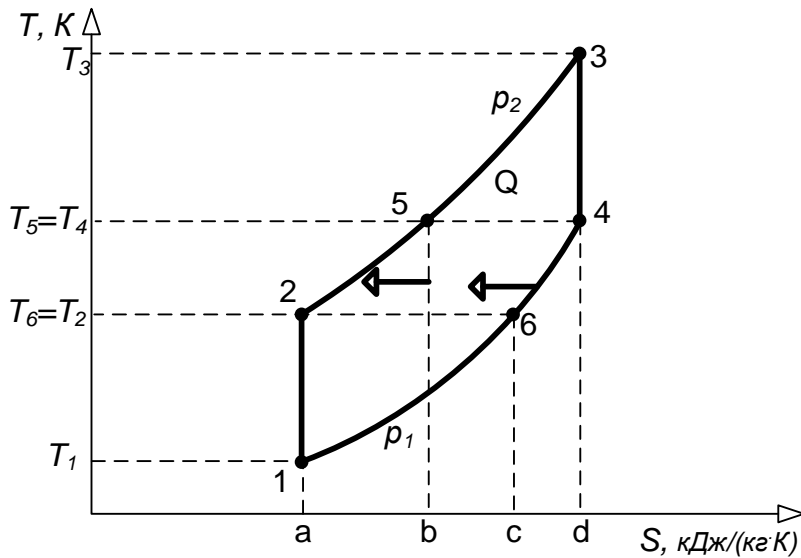


Рис. 2.5. Идеальный цикл газотурбинного двигателя с регенерацией теплоты в координатах $T-S$

В идеальном цикле при использовании совершенного регенератора при условии, что $T_5 = T_4$, количество переданного тепла в регенераторе равно количеству отданного тепла от рабочего тела (площадь $c-6-4-d$ на диаграмме $T-S$):

$$q_2 = c_p \cdot (T_4 - T_6) = h_4 - h_6.$$

Т.е. в цикл Брайтона наряду с процессами сжатия, подогрева, расширения и охлаждения включается процесс теплообмена.

При этом потребное количество тепла в цикле определится как:

$$q_0 = c_p \cdot (T_3 - T_5) = c_p \cdot (T_3 - T_4) = h_3 - h_5 = h_3 - h_4. \quad (2.1)$$

Таким образом, за счет применения регенератора подогрев рабочего тела в цикле за счет внешнего источника тепла начнется от более высокой температуры $T_5 > T_2$. Общее количество переданного тепла в цикл уменьшится.

Рассмотренный цикл называется сложным циклом Брайтона с регенератором. Полезная работа цикла с регенератором (площадь $1-2-3-4$) остается неизменной.

Действительно, работа расширения (l_{τ}) рабочего тела в турбине зависит от температур T_3 , T_1 , степени повышения давления в цикле и свойств газа. Работа сжатия (l_{κ}) в компрессоре зависит от температуры T_1 , степени повышения давления в цикле и свойств воздуха:

$$l_{\tau} = c_p \cdot (T_3 - T_4); \quad l_{\kappa} = c_p \cdot (T_2 - T_1). \quad (2.2)$$

Удельная полезная работа цикла, как разность работ расширения и сжатия рабочего тела, остается постоянной:

$$l_{io} = l_{\tau} - l_{\kappa} = c_p \cdot (T_3 - T_4) - c_p \cdot (T_2 - T_1) = const. \quad (2.3)$$

Все перечисленные параметры в цикле с регенератором не изменяются.

КПД цикла с регенерацией определим по известной зависимости

$$\eta_{io} = \frac{l_{io}}{q_0}.$$

С учетом (2.1) и (2.3) и при условии $T_5 = T_4$ имеем:

$$\eta_{io} = \frac{l_{io}}{q_0} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_4)} = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4} = 1 - \frac{\pi^m}{\lambda}. \quad (2.4)$$

По полученной формуле видно, что в отличие от КПД идеального простого цикла Брайтона (1.22), КПД сложного цикла Брайтона с регенератором аналогичен выражению для определения коэффициента полезной работы (1.25) простого цикла Брайтона. КПД цикла Брайтона с регенератором больше КПД простого цикла Брайтона.

Чем больше степень увеличения температуры цикла ($\lambda = T_3/T_1$) и меньше степень повышения давления ($\pi = p_2/p_1$), тем больше КПД цикла.

В идеальном случае при ($\pi = 1$) КПД цикла максимален и равен КПД цикла Карно (см. формулу (1.6)):

$$\eta = 1 - \frac{\pi^m}{\lambda} = 1 - \frac{1}{\frac{T_3}{T_1}} = 1 - \frac{T_1}{T_3}.$$

Однако при $\pi = 1$ величина полезной работы цикла $l_{io} = 0$, что неприемлемо для тепловых двигателей. Кроме того, для достижения условия $T_5 = T_4$ площадь теплообменного аппарата должна быть бесконечно большой, и в регенераторе должны полностью отсутствовать потери. Сложный цикл Брайтона с регенератором может быть реализован в сложной схеме ГТД. После выхода из компрессора (т.2) воздух в регенераторе за счет тепла уходящих газов подогревается до температуры $T_5 = T_4$ (т.5). За счет горения топлива в камере сгорания температура газа поднимается до температуры T_3 (т.3). Газ на выходе из турбины после расширения имеет температуру T_4 (т.4). В регенераторе температура газа снижается до T_6 (т.6) и после регенератора газ уходит из цикла.

2.2. Цикл ГТД Брайтона с промежуточным охлаждением

Одним из способов повышения удельной полезной работы цикла Брайтона является использование промежуточного охлаждения рабочего тела при сжатии.

В курсе термодинамики доказывается, что минимальная работа при сжатии газа (воздуха) от давления p_1 до p_2 затрачивается в ходе изотермического процесса ($T = const$).

В реальных условиях осуществить процесс изотермического сжатия невозможно. Это связано со сложностями обеспечения постоянного отвода тепла из цикла в ходе сжатия газа. Приблизить рассмотренный ранее процесс адиабатного сжатия ($1-2a$) к изотермическому ($1-2u$) можно за счет применения бесконечно большого числа промежуточных охладителей.

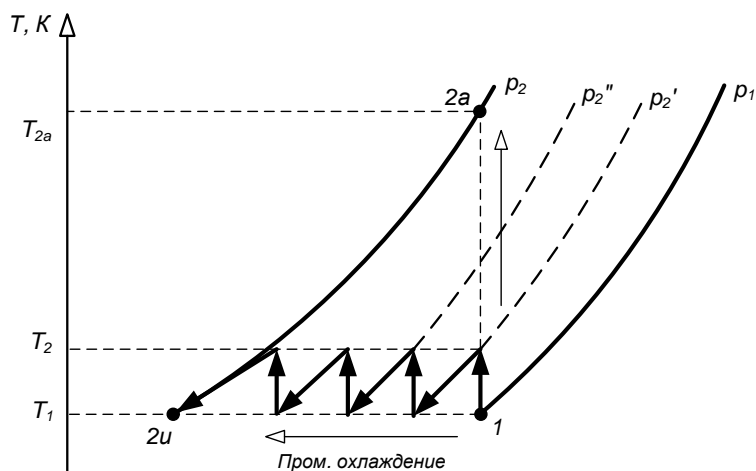


Рис. 2.6. Приближение адиабатного сжатия к изотермическому в цикле Брайтона с промежуточным охлаждением

При этом увеличение давления рабочего тела от p_1 до p_2 происходит ступенчато.

Цикл Брайтона с промежуточным охлаждением В координатах $T-S$ представлен на рис. 2.6.

При увеличении давления в ходе адиабатного сжатия до $p = p_2'$ и температуры рабочего тела до $T = T_2$ с помощью охладителя температура снижается до $T = T_1$, затем рабочее тело снова адиабатно сжимается до $p = p_2''$, охлаждается до $T = T_1$, затем следующий этап адиабатного сжатия, охлаждения и т.д., до получения требуемого давления $p = p_2$.

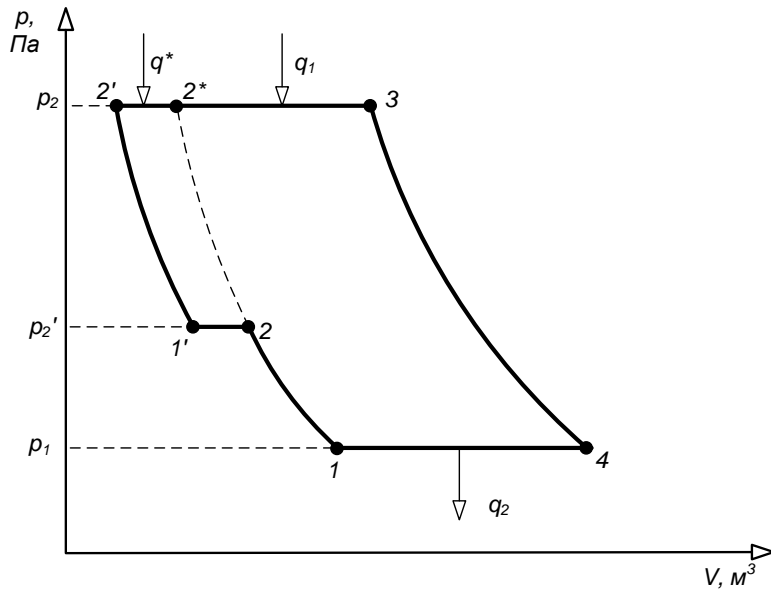
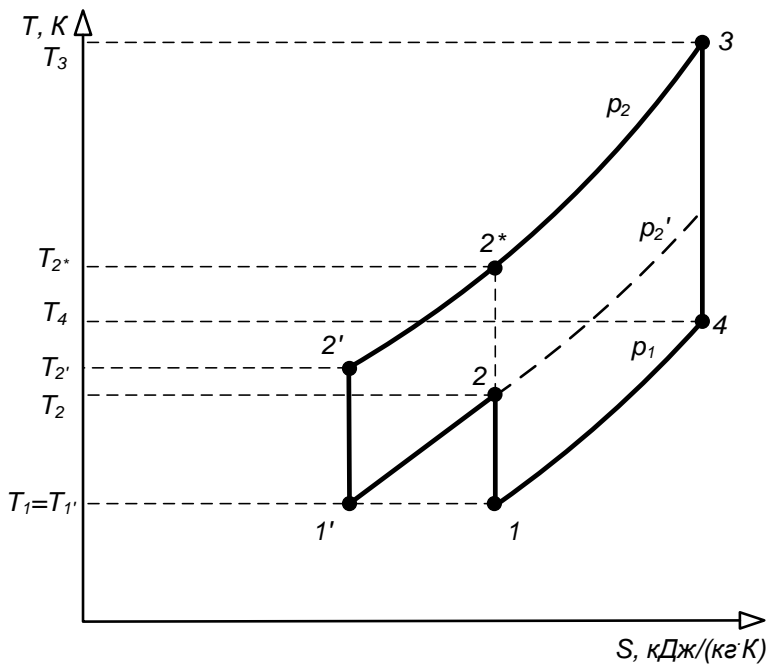


Рис. 2.7. Цикл Брайтона с одной ступенью промежуточного охлаждения рабочего тела в координатах T - S



Рассмотрим цикл Брайтона с одной ступенью промежуточного охлаждения рабочего тела (рис. 2.7 и 2.8).

После сжатия по адиабате ($1-2$) от давления p_1 до промежуточного p_2' (температура воздуха при этом увеличивается до T_2) рабочее тело поступает в промежуточный охладитель, где по изобаре ($p = p_2'$) его температура снижается до $T_1' = T_1$ ($2-1'$). После промежуточного охладителя

Рис. 2.8. Цикл Брайтона с одной ступенью промежуточного охлаждения рабочего тела в координатах p - V

рабочее тело с параметрами $p = p_2'$ снова адиабатно сжимается до $p = p_2$ ($1'-2'$). При этом его температура повышается до $T = T_2'$. После изобарного нагрева до $T = T_3$ при $p = p_2$ ($2'-3$) рабочее тело расширяется до первоначального давления $p = p_1$ ($3-4$) и с температурой $T = T_4$ уходит из цикла при работе по открытой схеме ($4-1$).

В идеальном цикле при применении совершенного охладителя $T_1 = T_1'$.

На диаграмме $p-V$ площадь ($1-p_1-p_2-2^*$) определяет работу адиабатного сжатия рабочего тела.

Площадь ($1-p_1-p_2-2'-1'-2-1$) определяет работу двухступенчатого адиабатного сжатия с промежуточным охлаждением.

За счет промежуточного охлаждения работа сжатия уменьшилась на величину, определяемую площадью ($1'-2'-2^*-2$).

Так как работа расширения рабочего тела в цикле осталась без изменения ($l_T = \text{const}$), удельная полезная работа в цикле с промежуточным охлаждением за счет уменьшения работы сжатия (l_K) увеличилась: $\uparrow l_{io} = l_T - \downarrow l_K$.

На диаграмме $T-S$ полезная работа цикла с промежуточным охладителем определяется площадью ($1-2-1'-2'-3-4$). По сравнению с простым циклом полезная работа увеличилась на величину, определяемую площадью ($2-1'-2'-2^*$).

Определим условия, при которых удельная полезная работа в цикле максимальна. Учтем, что:

1. В идеальном цикле $T_1 = T_1'$.
2. Общая степень повышения давления в цикле $\pi = p_2/p_1$.
3. Степень повышения давления до промежуточного охладителя $\pi_1 = p_2'/p_1$.
4. Степень повышения давления после промежуточного охладителя $\pi_2 = p_2/p_2' = \pi/\pi_1$.

Работа сжатия в компрессоре в цикле с промежуточным охлаждением определяется как

$$l_K = l_{K(1-2)} + l_{K(1'-2')} = c_p T_1 (\pi_1^m - 1) + c_p T_1' (\pi_2^m - 1) =$$

$$= c_p \cdot T_1 \cdot \left[\pi_1^m + \left(\frac{\pi}{\pi_1} \right)^m - 2 \right], \quad (2.5)$$

где $l_{K(1-2)}$ - работа сжатия в компрессоре по адиабате ($1-2$);

$l_{K(1'-2')}$ - работа сжатия в компрессоре по адиабате ($1'-2'$).

Минимальная работа сжатия (максимальная удельная полезная работа цикла) определится при решении уравнения:

$$\frac{dl_K}{d\pi_1} = 0.$$

Несложно вычислить, что $l_K = \min$ при

$$\pi_1 = \sqrt{\pi}. \quad (2.6)$$

По сравнению с простым циклом Брайтона применение промежуточного охлаждения приводит к увеличению полезной работы l_{io} (см. рис. 2.9).

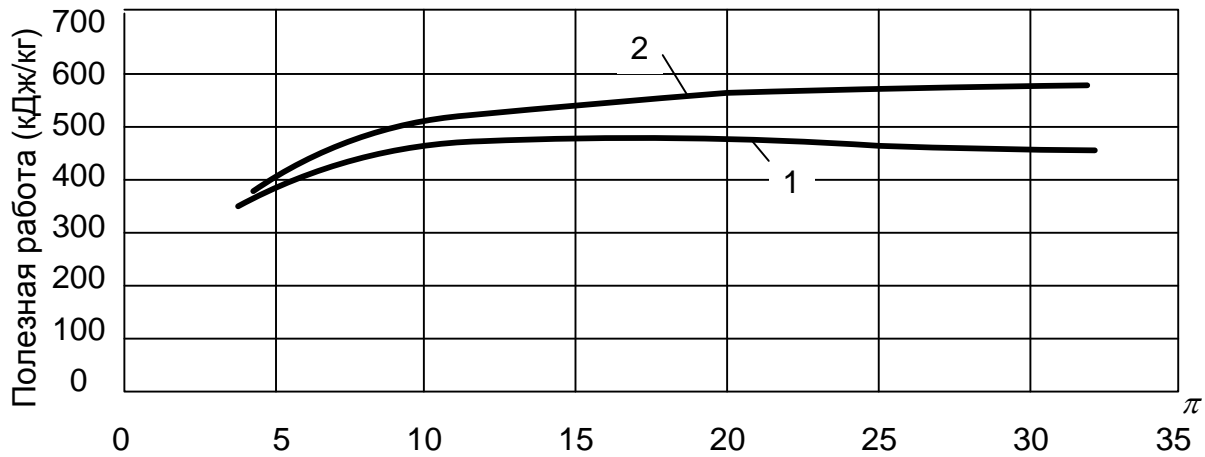


Рис. 2.9. Зависимость полезной работы простого цикла Брайтона (1) и цикла с промежуточным охлаждением (2) от степени повышения давления ($T_3=1500$ К, $T_1=288$ К)

КПД цикла остается практически неизменным (рис. 2.10) или снижается из-за того, что подогрев воздуха в камере сгорания начинается с более низкой температуры ($T_2' < T_2^*$), что приводит к дополнительному расходу топлива q^* :

$$q^* = c_p \cdot (T_2^* - T_2').$$

$$\text{В результате } q_0 = c_p \cdot (T_3 - T_2') > c_p \cdot (T_3 - T_2^*).$$

$$\text{КПД цикла при этом: } \eta = \frac{\uparrow l_{io}}{\uparrow q_0} \approx const.$$

Т.е. с точки зрения экономичности применение промежуточного охладителя в схеме газотурбинного двигателя неэффективно.

Сложный цикл Брайтона с промежуточным охлаждением может быть реализован в сложной схеме газотурбинного двигателя (рис. 2.11).

После сжатия в компрессоре до промежуточного давления $p = p_2'$ воздух охлаждается в промежуточном охладителе до температуры $T = T_1$ и снова посту-

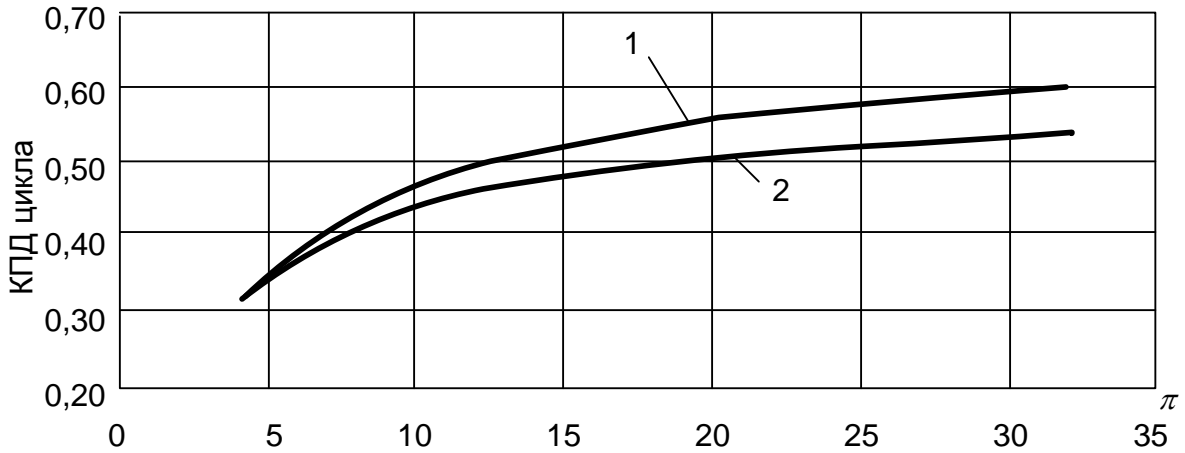


Рис. 2.10. Зависимость КПД простого цикла Брайтона (1) и цикла с промежуточным охлаждением (2) от степени повышения давления ($T_3 = 1500 \text{ К}$, $T_1 = 288 \text{ К}$)

пает в компрессор, где его давление возрастает до $p = p_2$. После компрессора воздух поступает в камеру горения, где его температура возрастает до $T = T_3$.

С параметрами $T = T_3$ и $p = p_2$ газ поступает в турбину, где расширяется, совершая работу. После турбины газ выходит из цикла.

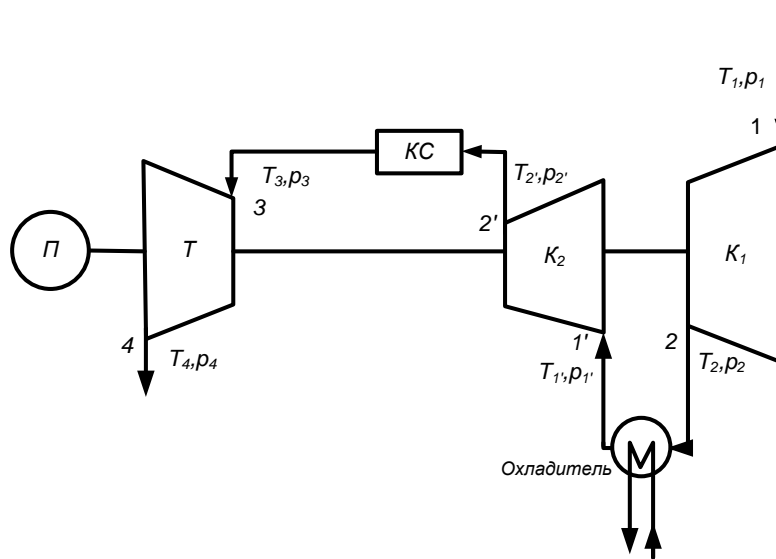


Рис. 2.11. ГТД с циклом Брайтона с промежуточным охлаждением

2.3. Цикл ГТД Брайтона с промежуточным подогревом газа

В курсе термодинамики доказывается, что максимальная работа при расширении рабочего тела от давления p_2 до p_1 получается в ходе изотермического процесса ($T = const$).

В реальных условиях осуществить процесс изотермического расширения невозможно. Это связано со сложностями обеспечения постоянного подвода тепла в цикле в ходе расширения газа.

Приблизить процесс расширения к изотермическому можно за счет применения бесконечно большого числа промежуточных подогревателей рабочего тела.

При этом расширение рабочего тела происходит ступенчато (рис. 2.12).

При уменьшении давления в ходе адиабатного расширения (3-4) до $p=p_1'$ и температуры рабочего тела до $T=T_4$ с помощью промежуточного подогрева температура рабочего тела повышается до $T=T_3$, затем рабочее тело снова адиабатно расширяется до $p=p_1'$, подогревается до $T=T_3$, адиабатно расширяется и т.д. до требуемого давления $p=p_1$ (3_i-4_i).

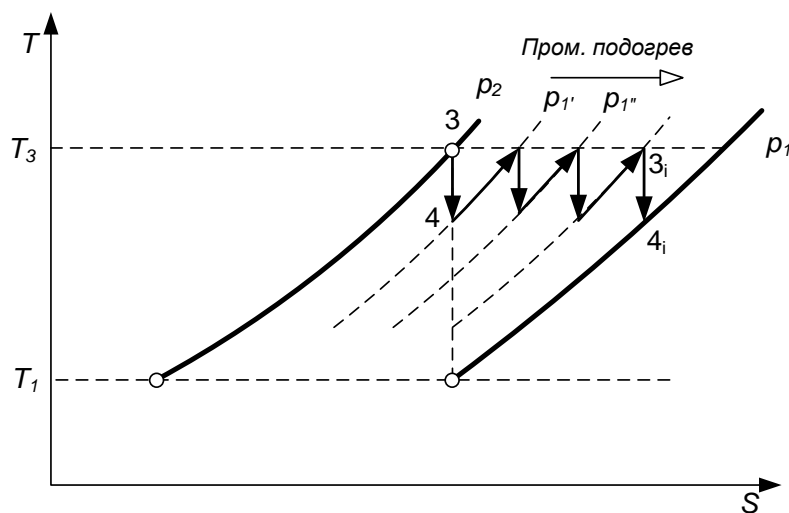


Рис. 2.12. Приближение адиабатного расширения к изотермическому в цикле Брайтона с промежуточным подогревом

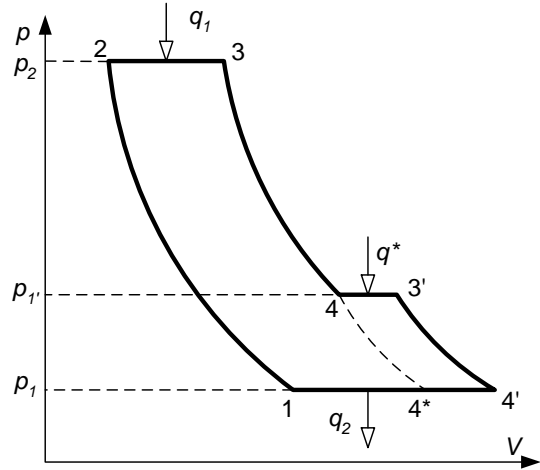
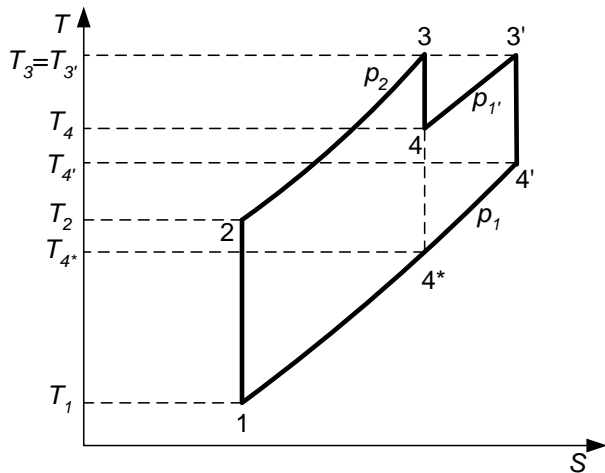
Рассмотрим цикл Брайтона с одной ступенью промежуточного подогрева рабочего тела (рис. 2.13). После адиабатного сжатия ($S=const$) (1-2) и изобарного нагрева ($p=p_2=const$) (2-3) рабочее тело с температурой T_3 и давлением p_2 расширяется до промежуточного давления p_1' и $T=T_4$ (3-4). После расширения рабочее тело изобарно нагревается ($p=p_1'=const$) до $T_3=T_3'$ (4-3'). После промежуточного нагрева рабочее тело снова

адиабатно расширяется (3'-4') и с параметрами $p=p_1$, $T=T_4'$ уходит из цикла. В идеальном цикле при использовании совершенного промежуточного нагревателя $T_3=T_3''$.

На диаграмме $p-V$ площадь (4*- p_1 - p_2 -3) определяет работу адиабатного расширения рабочего тела. Площадь (4'- p_1 - p_2 -3-4-3') - работу двухступенчатого адиабатного расширения с промежуточным подогревом. За счет промежуточного подогрева работа расширения увеличилась на величину, определяемую площадью 3'-4'-4*-4.

Так как работа сжатия в компрессоре рабочего тела в цикле осталась без изменения ($l_k=const$), удельная полезная работа в цикле с промежуточным подогревом увеличилась за счет увеличения работы расширения в турбине (l_T):

$$\uparrow l_{io} = \uparrow l_T - l_K.$$



промежуточным подогревом в координатах $T-S$ и $p-V$

На диаграмме $T-S$ полезная работа

цикла с промежуточным подогревом определяется площадью $1-2-3-4-3'-4'$. По сравнению с простым циклом, полезная работа увеличилась на величину, определяемую площадью $(3'-4'-4^*-4)$.

Определим условия, при которых работа расширения рабочего тела (удельная полезная работа цикла) максимальна. Учтем, что:

1. В идеальном цикле $T_3 = T_{3'}$.

2. Общая степень расширения газа в цикле $\varepsilon = \pi = p_2/p_1$.

3. Степень расширения газа до промежуточной камеры горения $\varepsilon_1 = p_2/p_{1'}$.

4. Степень расширения газа после промежуточной камеры горения $\varepsilon_2 = p_{1'}/p_1 = \varepsilon/\varepsilon_1 = \pi/\varepsilon_1$.

Работа расширения газа в турбине в цикле с промежуточным подогревом газа определяется как

$$\begin{aligned} l_m &= l_{m(3-4)} + l_{m(3'-4')} = c_p T_3 (1 - \varepsilon_1^{-m}) + c_p T_3' (1 - \varepsilon_2^{-m}) = \\ &= c_p T_3 \left[2 - \left(\varepsilon_1^{-m} + \left(\frac{\pi}{\varepsilon_1} \right)^{-m} \right) \right]. \end{aligned} \quad (2.7)$$

Максимальная работа расширения (максимальная удельная работа цикла) определится при решении уравнения:

$$\frac{dl_T}{d\varepsilon_1} = 0.$$

Несложно вычислить, что $l_T = \max$ при

$$\varepsilon_1 = \sqrt{\varepsilon} = \sqrt{\pi}. \quad (2.8)$$

По сравнению с простым циклом Брайтона применение промежуточного подогрева газа приводит к увеличению полезной работы ($l_{io} = l_T - l_K$).

По сравнению с промежуточным охлаждением применение промежуточного подогрева газа более эффективно с точки зрения увеличения полезной работы цикла (см.рис. 2.14).

КПД цикла остается практически неизменным или снижается из-за того,

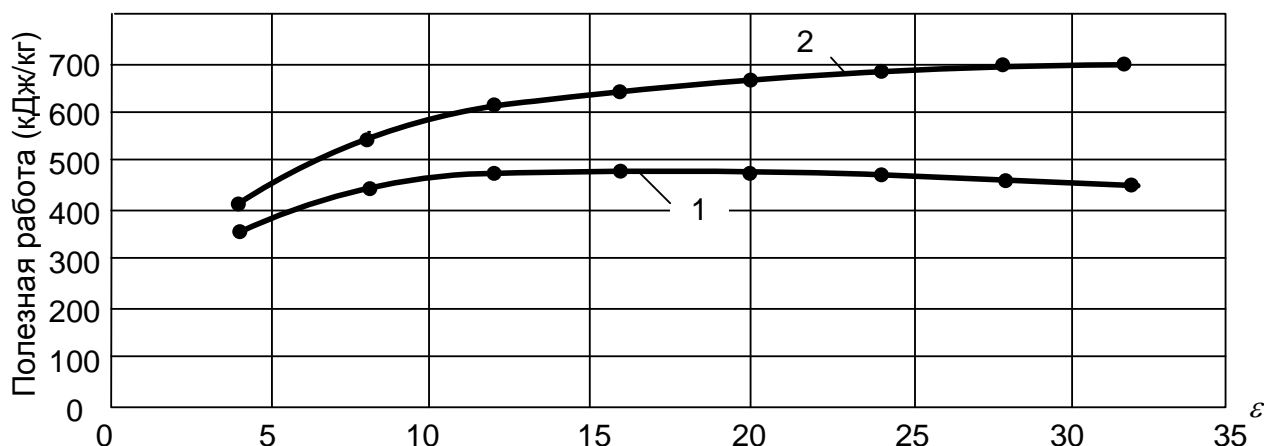


Рис.2.14. Зависимость полезной работы простого цикла Брайтона (1) и цикла с промежуточным подогревом (2) от степени расширения газа ($T_3=1500\text{ К}$, $T_1=288\text{ К}$)

что для дополнительного подогрева рабочего тела в цикле необходимо дополнительное тепло q^* : $q = q_0 + q^*$.

$$\text{Поэтому } \eta = \frac{\uparrow l_{io}}{\uparrow q} \approx const .$$

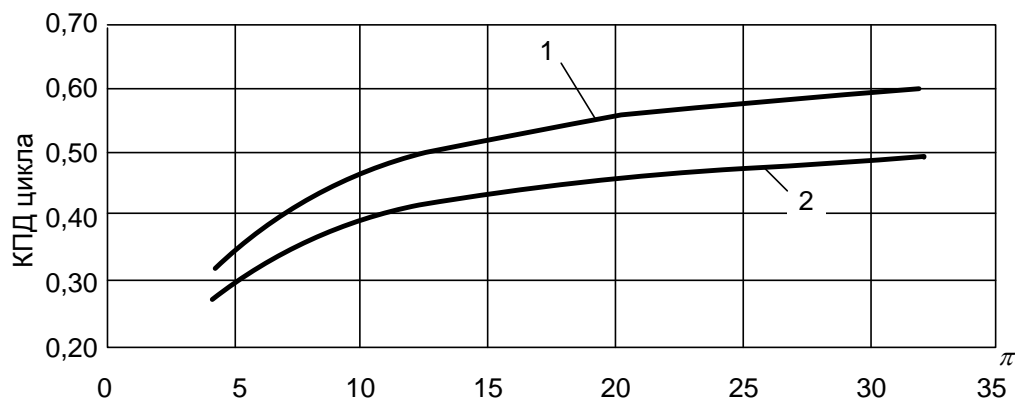


Рис. 2.15. Зависимость КПД простого цикла Брайтона (1) и цикла с промежуточным подогревом газа (2) от степени повышения давления воздуха ($T_3=1500\text{ К}$, $T_1=288\text{ К}$)

По сравнению с промежуточным охладителем снижение КПД цикла с использованием промежуточного подогревателя может быть более существенным (рис. 2.15).

Сложный цикл Брайтона с промежуточным подогревом может быть реализован в сложной схеме ГТД (см. рис. 2.16).

Воздух после адиабатного сжатия ($S = const$) в компрессоре (1-2) изобарно ($p = const$) нагревается в камере горения (2-3) до температуры $T = T_3$. После первой ступени адиабатного расширения ($S = const$) (3-4) в турбине и промежуточного

изобарного нагрева в дополнительной камере горения ($p = p_1' = const$) ($4-3'$) рабочее тело с температурой T_3 и давлением p_1' снова поступает в турбину, где происходит второй этап адиабатного расширения ($3'-4'$). С параметрами $p=p_1$, $T=T_4'$ после расширения рабочее тело уходит из цикла.

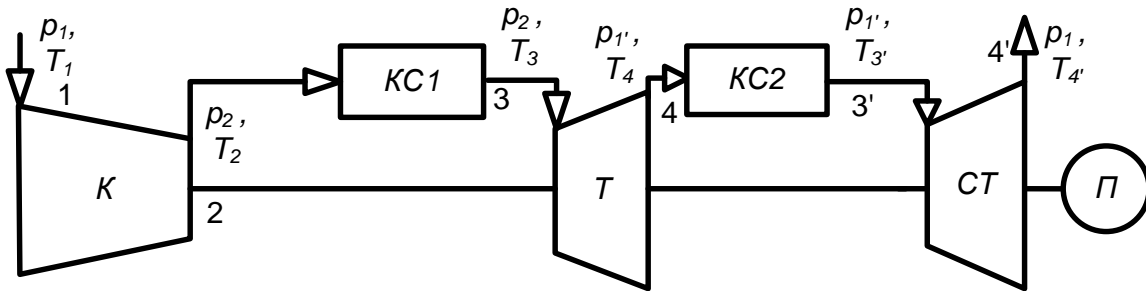


Рис. 2.16. ГТД с циклом Брайтона с промежуточным подогревом

2.4. Цикл ГТД Брайтона с промежуточным охлаждением и регенерацией

С целью улучшения характеристик термодинамического совершенства цикл Брайтона может быть еще более усложнен за счет одновременного применения промежуточного охлаждения и регенератора.

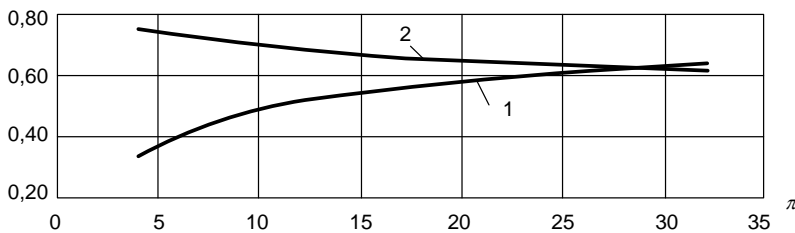


Рис. 2.17. Зависимость КПД простого цикла Брайтона (1) и цикла с промежуточным охлаждением и регенератором (2) от степени повышения давления воздуха ($T_3=1500$ К, $T_1=288$ К)

При этом удельная полезная работа цикла увеличится за счет промежуточного охлаждения рабочего тела, а количество подведенного тепла в цикле за счет применения регенератора. Применение регенератора вместе с промежуточным охлаждением позволяет наряду с удельной полезной

работой увеличить и КПД цикла.

В идеальном варианте за счет регенератора количество подведенного тепла в цикле определится как:

$$l_{io} = c_p(T_3 - T_r) = c_p(T_3 - T_4),$$

где T_r — температура рабочего тела после подогрева в регенераторе.

С учетом (2.5) в идеальном варианте (полное охлаждение $T_1 = T_1'$) КПД цикла с совершенным промежуточным охлаждением и совершенным регенератором определится как:

$$\eta = \frac{l_r - l_k}{q_0} = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p T_1 \left[\pi_1^m + \left(\frac{\pi}{\pi_1} \right)^m - 2 \right]}{c_p(T_3 - T_4)} = 1 - \frac{\left[\pi_1^m + \left(\frac{\pi}{\pi_1} \right)^m - 2 \right]}{\lambda \cdot (1 - \pi^{-m})}. \quad (2.9)$$

Одновременное использование промежуточного охлаждения и регенератора позволяет наряду с удельной полезной работой существенно повысить и

КПД цикла, особенно в зоне сравнительно небольших значений степени повышения давления рабочего тела. В зоне больших значений степени повышения давления КПД простого цикла может быть больше (рис. 2.17). Сложный цикл Брайтона с промежуточным охлаждением и регенератором может быть реализован в сложной схеме ГТД (рис. 2.18).

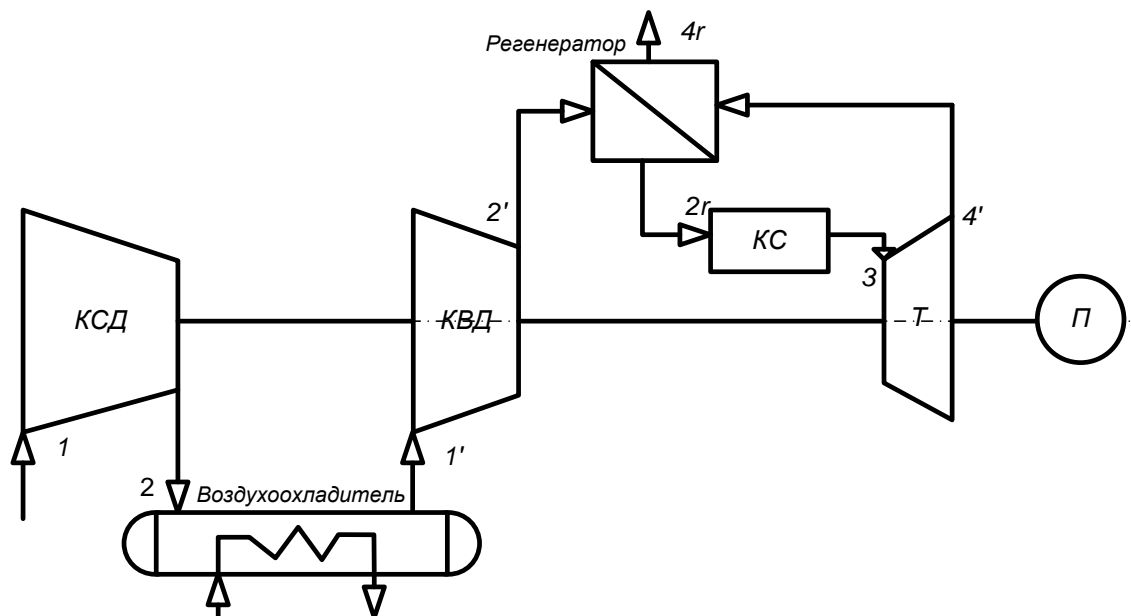


Рис. 2.18. ГТД с циклом Брайтона с промежуточным охлаждением и регенератором

После первого этапа адиабатного сжатия ($1-2$) в компрессоре воздух охлаждается в промежуточном охладителе ($2-1'$) и снова поступает в компрессор. После второго этапа адиабатного сжатия ($1'-2'$) воздух поступает в регенератор, где подогревается ($2'-2r$). В камере горения воздух еще больше подогревается ($2r-3$) и адиабатно расширяется в турбине, совершая работу ($3-4'$). После адиабатного расширения газ проходит через регенератор, где его температура снижается ($4'-4r$), после чего он уходит из цикла.

2.5. Цикл ГТД Брайтона с промежуточным подогревом и регенерацией

Улучшение характеристик термодинамического совершенства цикла Брайтона может быть достигнуто за счет одновременного применения промежуточного подогрева и регенератора. При этом удельная полезная работа цикла увеличится за счет применения промежуточного нагрева рабочего тела, а количество подведенного тепла в цикле за счет применения регенератора. Применение регенератора вместе с промежуточным нагревом позволяет наряду с удельной полезной работой увеличить и КПД цикла.

В идеальном варианте за счет регенератора количество подведенного тепла в цикле определится как:

$$q_0 = c_p (T_3 - T_r) = c_p (T_3 - T_4) + c_p (T_3' - T_4'),$$

где T_r — температура рабочего тела после подогрева в регенераторе; $T_3 = T_3'$ — температуры рабочего тела после нагревания; $T_4 = T_4'$ — температуры рабочего тела после расширения.

С учетом (2.8)

$$q_0 = 2 \cdot c_p \cdot T_3 \left(1 - \frac{1}{\sqrt{\pi^m}} \right).$$

С учетом (2.7) в идеальном варианте КПД цикла с промежуточным нагревом и регенератором определится как:

$$l_r = 2 \cdot c_p \cdot T_3 \left(1 - \frac{1}{\sqrt{\pi^m}} \right);$$

$$\eta = \frac{l_r - l_k}{q_0} = \frac{2 \cdot c_p \cdot T_3 \left(1 - \frac{1}{\sqrt{\pi^m}} \right) - c_p \cdot T_1 (\pi^m - 1)}{2 \cdot c_p \cdot T_3 \left(1 - \frac{1}{\sqrt{\pi^m}} \right)} =$$

$$= 1 - \frac{(\pi^m - 1)}{2 \cdot \lambda \cdot \left(1 - \frac{1}{\sqrt{\pi^m}} \right)}. \quad (2.10)$$

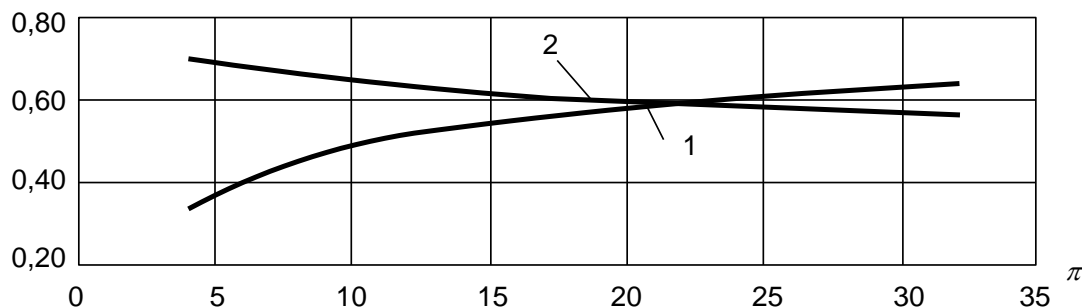


Рис. 2.19. Зависимость КПД простого цикла Брайтона (1) и цикла с промежуточным нагревом и регенератором (2) от степени повышения давления воздуха ($T_3=1500$ К, $T_1=288$ К)

Как и в случае с промежуточным охлаждением, одновременное использование промежуточного нагрева и регенератора позволяет наряду с удельной полезной работой существенно повысить и КПД цикла, особенно в зоне сравнительно небольших значений степени повышения давления рабочего тела. В зоне больших значений степени повышения давления КПД простого цикла может быть больше. При одинаковых условиях использование промежуточного охлаждения и регенератора позволяет увеличить КПД цикла немного больше, чем использование промежуточного нагрева и регенератора (рис. 2.19).

Сложный цикл Брайтона с промежуточным нагревом и регенератором может быть реализован в сложной схеме ГТД (рис. 2.20).

После первого адиабатного сжатия ($1-2$) в компрессоре воздух поступает в регенератор, где подогревается ($2-2r$). В камере горения воздух еще больше подогревается ($2r-3$) и адиабатно расширяется в турбине ($3-4$). После первого этапа адиабатного расширения газ поступает во вторую камеру горения, где подогревается ($4-3'$). После подогрева во второй камере горения газ снова поступает в турбину, где снова адиабатно расширяется ($3'-4'$).

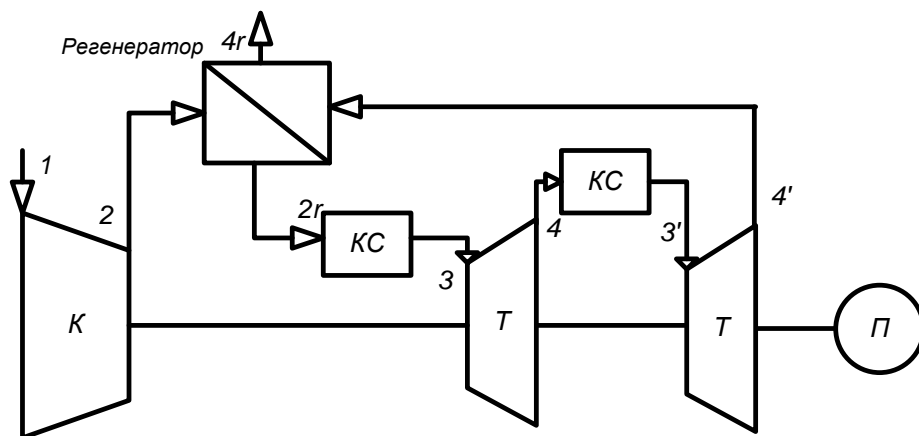


Рис. 2.20. ГТД с циклом Брайтона с промежуточным подогревом и регенератором

После адиабатного расширения газ проходит через регенератор, где его температура снижается ($4-4r$), после чего он уходит из цикла.

2.6. Цикл ГТД Брайтона с промежуточным охлаждением, промежуточным подогревом и регенерацией

При рассмотрении модифицированного цикла Карно для ГТД было отмечено, что при осуществлении изотермического сжатия и расширения можно достичь КПД равного КПД цикла Карно, при условии подвода извне тепла.

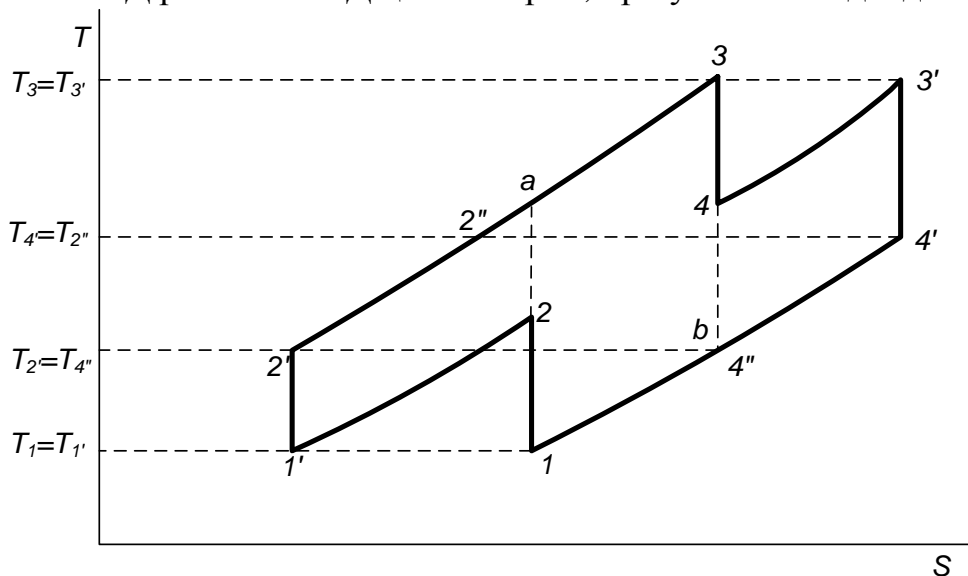


Рис. 2.21. Цикл ГТД Брайтона с промежуточным охлаждением, промежуточным подогревом и регенерацией в координатах $T-S$

Приблизить процессы сжатия и расширения к изотермическим можно за счет применения промежуточного охлаждения и подогрева. Снизить подвод тепла в цикл извне можно за счет применения регенератора.

Рабочее тело (рис. 2.21) адиабатно сжимается ($S=const$) до промежуточного давления p_1' и поступает в промежуточный охладитель. В охладителе температура рабочего тела по изобаре ($p=const$) снижается до $T_1'=T_1$. После промежуточного охладителя рабочее тело снова сжимается по адиабате до давления $p=p_2$ (при этом его температура увеличивается до $T=T_2'$).

С давлением $p=p_2$ и температурой $T=T_2'$ рабочее тело поступает в регенератор, где за счет тепла рабочего тела после расширения его температура увеличивается до $T=T_2'$. После регенератора рабочее тело подогревается при $p=const$ до $T=T_3$. После адиабатного расширения рабочее тело с параметрами $p=p_1'$ и $T=T_4'$ снова изобарно подогревается до $T=T_3'$.

С параметрами $T=T_3'$ и $p=p_1'$ рабочее тело снова адиабатно расширяется. С параметрами $T=T_4'$ и p_1 рабочее тело поступает в регенератор, где в результате теплообмена обеспечивает подогрев рабочего тела после адиабатного сжатия до температуры $T=T_2'$.

Полезная работа цикла определяется площадью ($1-2-1'-2'-3-4-3'-4'$). По сравнению с простым циклом Брайтона ($1-a-3-b-1$) полезная работа цикла увеличилась на площадь $(2-1'-2'-a)+(4-3'-4'-b)$.

Обозначим:

1. Степень сжатия в компрессоре до промежуточного охладителя и после — π_1, π_2 .
2. Степень расширения газа в турбине до промежуточной камеры сгорания и после — $\varepsilon_1, \varepsilon_2$.

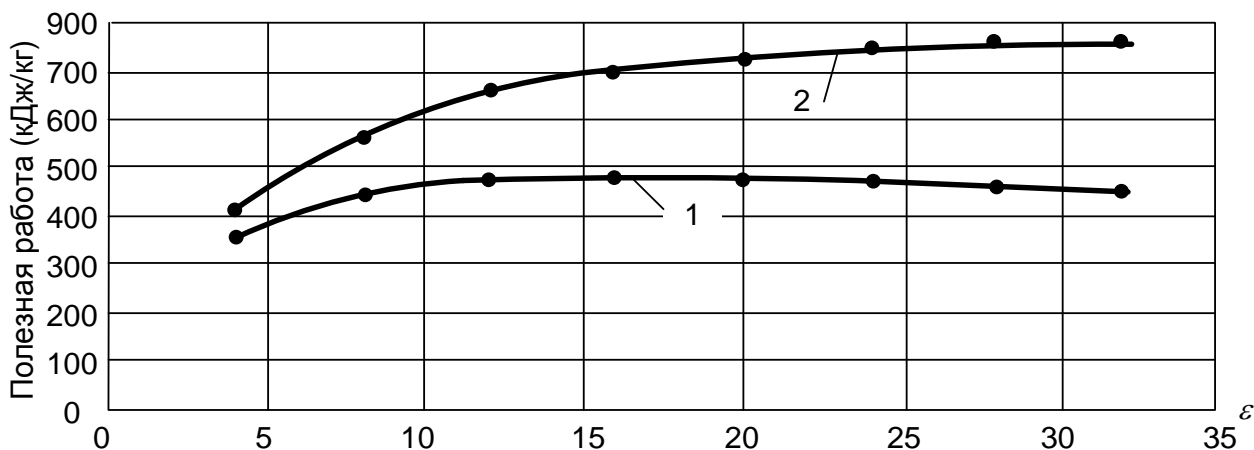


Рис. 2.22. Зависимость полезной работы простого цикла Брайтона (1) и цикла с промежуточным нагревом и промежуточным охлаждением (2) от степени повышения давления воздуха ($T_3=1500$ К, $T_1=288$ К)

В общем виде выражение для определения полезной работы идеального цикла имеет вид:

$$l_{io} = (l_{m1} + l_{m2}) - (l_{к1} - l_{к2}) = [c_p \cdot T_3(1 - \varepsilon_1^{-m}) + c_p \cdot T_3(1 - \varepsilon_2^{-m})] - [c_p \cdot T_1(\pi_1^m - 1) + c_p \cdot T_1(\pi_2^m - 1)], \quad (2.11)$$

где $l_{т1}$, $l_{т2}$ — удельная работа расширения газа в турбине до промежуточной камеры горения и после, кДж/кг; $l_{к1}$, $l_{к2}$ — работа сжатия воздуха в компрессоре до промежуточного охладителя и после, кДж/кг.

С учетом (2.6) и (2.8), а также условия $\pi = \varepsilon$ выражение (2.11) можно упростить до вида:

$$l_{io} = 2 \cdot c_p \cdot T_1 (\sqrt{\pi^m} - 1) \cdot \left(\frac{\lambda}{\sqrt{\pi^m}} - 1 \right). \quad (2.12)$$

Как видно на графике рис. 2.22, одновременное применение промежуточного охладителя, регенератора и промежуточной камеры сгорания позволяет существенно увеличить удельную полезную работу цикла.

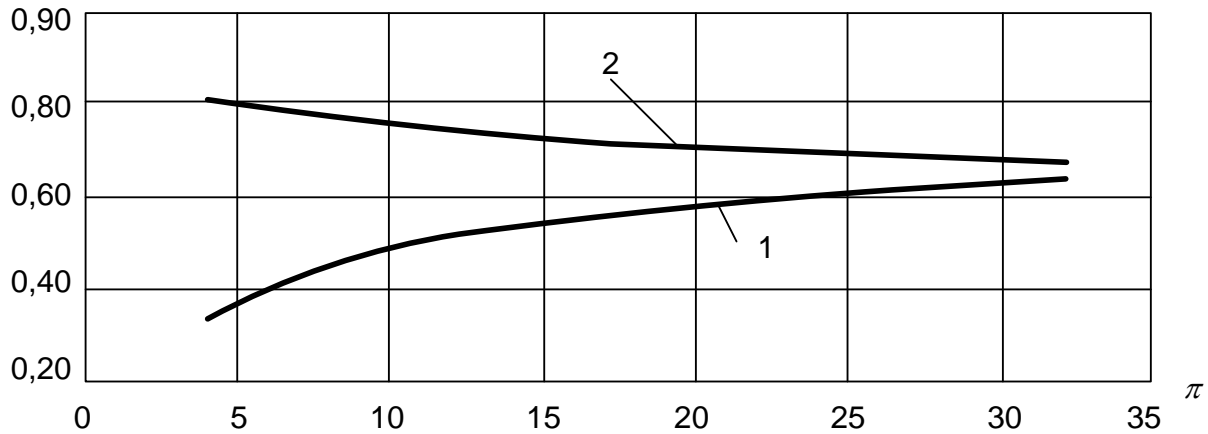


Рис. 2.23. Зависимость полезной работы простого цикла Брайтона (1) и цикла с промежуточным нагревом, промежуточным охлаждением и регенератором (2) от степени повышения давления воздуха ($T_3=1500$ К, $T_1=288$ К)

Для определения КПД цикла необходимо определить количество затрачиваемого тепла в цикле.

В идеальном цикле за счет регенератора подогрев воздуха в первой камере сгорания до $T=T_3$ начинается с температуры $T_4''=T_2'$.

Для этого необходимо затратить тепло:

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2'') = c_p (T_3 - T_4') = c_p T_3 (1 - \varepsilon_2^{-m}). \quad (2.13)$$

Для подогрева газа во второй камере горения от $T=T_4$ до $T=T_3'$ необходимо затратить тепло:

$$q_2 = c_p (T_3' - T_4) = c_p T_3' (1 - \varepsilon_1^{-m}). \quad (2.14)$$

Суммарное количество затраченного тепла в идеальном цикле

$$q_0 = q_1 + q_2 = c_p T_3 (1 - \varepsilon_2^{-m}) + c_p T_3' (1 - \varepsilon_1^{-m}) = 2 \cdot c_p \cdot T_3 \left(1 - \frac{1}{\sqrt{\pi^m}} \right). \quad (2.15)$$

С учетом (2.14) и (2.15) после преобразований и упрощений КПД цикла определится как

$$\eta = \frac{l_{io}}{q_0} = \frac{2 \cdot c_p \cdot T_3 (\sqrt{\pi^m} - 1) \cdot \left(\frac{\lambda}{\sqrt{\pi^m}} - 1 \right)}{2 \cdot c_p \cdot T_3 \left(1 - \frac{1}{\sqrt{\pi^m}} \right)} = 1 - \lambda^{-1} \cdot \sqrt{\pi^m}. \quad (2.16)$$

Одновременное использование в цикле Брайтона промежуточного охлаждения, нагрева и регенератора позволяет существенно повысить КПД цикла (рис. 2.23).

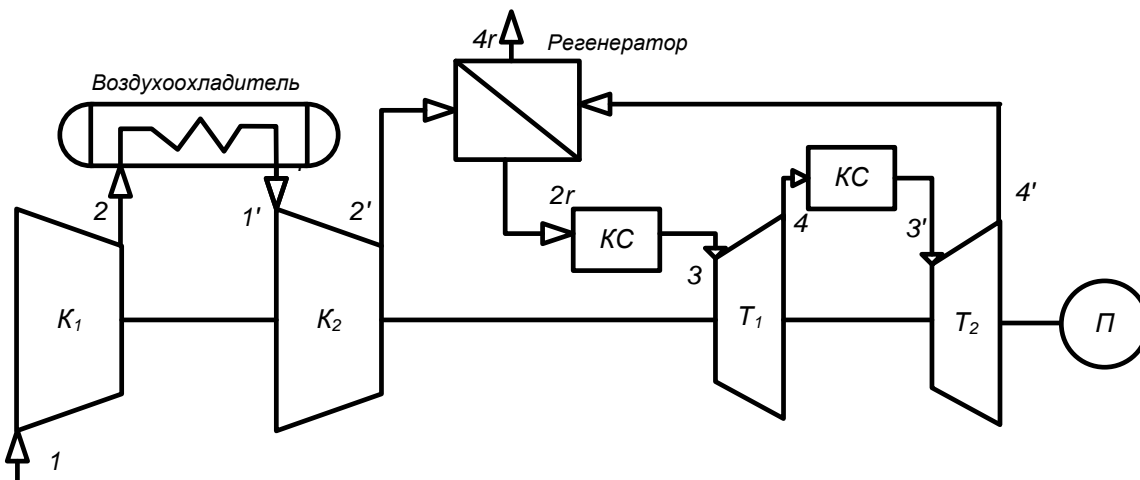


Рис. 2.24. ГТД с циклом Брайтона с промежуточным подогревом, промежуточным охлаждением и регенератором

Рассмотрим сложную схему ГТД, включающую все перечисленные выше элементы (рис.2.24).

После первого этапа адиабатного сжатия (1-2) в компрессоре воздух охлаждается в промежуточном охладителе (2-1') и снова поступает в компрессор. После второго этапа адиабатного сжатия (1'-2') воздух поступает в регенератор, где подогревается (2'-2r). В камере горения воздух еще больше подогревается (2r-3) и адиабатно расширяется в турбине (3-4). После первого этапа адиабатного расширения газ поступает во вторую камеру горения, где подогревается (4-3'). После подогрева во второй камере горения газ снова поступает в турбину, где снова адиабатно расширяется (3'-4'). После адиабатного расширения газ проходит через регенератор, где его температура снижается (4-4r), после чего он уходит из цикла.

2.7. Комбинированный цикл

Дальнейшее совершенствование цикла Брайтона связано с применением комбинированных циклов. В комбинированном цикле рабочее тело после расширения в цикле Брайтона и совершения работы обеспечивает энергией за счет

своей температуры другое рабочее тело в другом цикле. В результате расширения другое рабочее тело тоже совершает работу. Суммарная полезная работа и КПД комбинированного цикла при этом увеличиваются. Рассмотрим комбинированный цикл Брайтона и Ренкина (цикл паросиловой установки). Рабочее тело в цикле Брайтона с температурой $T=T_4$ уходит из цикла и обеспечивает подогрев, парообразование и перегрев пара при давлении $p=p_{1п}$. В идеальном случае температура пара после перегрева $T_{1п}=T_4$.

Пар, расширяясь до давления $p = p_2$, совершает работу (см.рис.2.25):

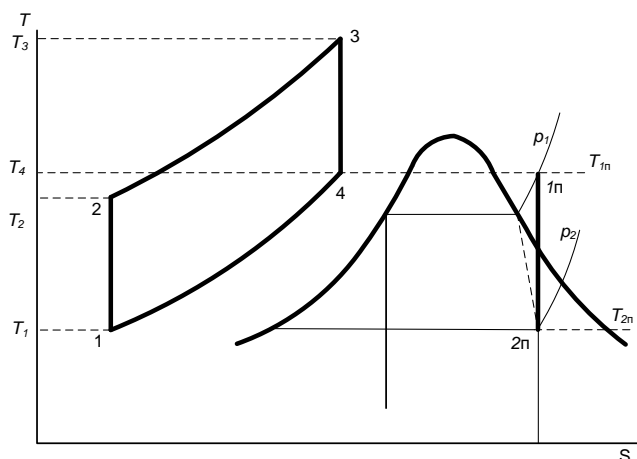
$$l_{п0} = c_{pп} (T_{1п} - T_{2п}) = h_{1п} - h_{2п}.$$

где $c_{pп}$ - удельная теплоемкость пара; $T_{1п}$, $T_{2п}$ — адиабатные температуры пара; $h_{1п}$, $h_{2п}$ — энтальпии пара.

Суммарная работа расширения в комбинированном цикле составит:

$$l_{ок} = l_{т} + l_{п0},$$

где $l_{т}$ - работа расширения в цикле Брайтона.



КПД цикла при этом увеличится и составит $\eta = \frac{l_{т} + l_{п0}}{q_0}$.

Рассмотрим схему ГТД с комбинированным циклом (рис. 2.26).

После расширения в турбине газ с параметрами $p=p_1$ и $T=T_4$ поступает в генератор пара, где обеспечивает подогрев воды, выработку пара с параметрами $p=p_{1п}$ и $T=T_{1п}$. Из генератора пар поступает в турбину, где расширяется, совершая работу.

Рис. 2.25. Комбинированный цикл ГТД в координатах $T-S$

Из турбины пар с параметрами $p=p_{2п}$ и $T=T_{2п}$ поступает в конденсатор, конденсируется и возвращается в генератор, замыкая цикл.

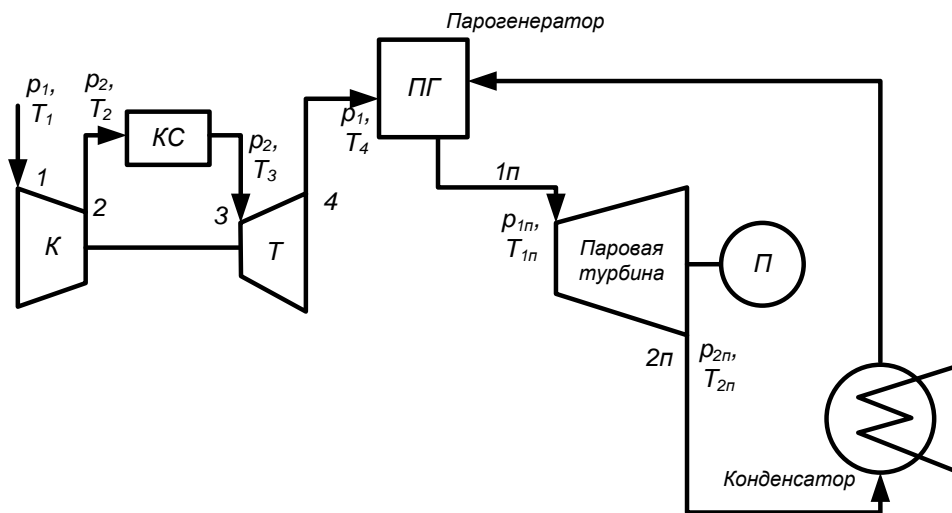


Рис. 2.26. ГТД комбинированного цикла

Контрольные вопросы и примеры к теме 2

1. Что означает термин «карнотизация» цикла?
2. Чем отличаются двигатели с регенерацией тепла от простого цикла Брайтона?
3. Чем отличается КПД сложного цикла Брайтона с регенерацией от КПД идеального цикла Брайтона?
4. Опишите работу сложного цикла Брайтона с регенерацией.
5. Как можно на практике реализовать цикл Брайтона с промежуточным охлаждением?
6. Как изменится полезная работа и КПД цикла Брайтона с промежуточным охлаждением?
7. Приведите описание сложного цикла Брайтона с промежуточным охлаждением.
8. За счет чего можно приблизить процесс расширения к изотермическому?
9. Как изменится полезная работа и КПД цикла Брайтона с промежуточным подогревом?
10. Опишите реализацию сложного цикла Брайтона с промежуточным подогревом.
11. Как изменится полезная работа и КПД цикла Брайтона с промежуточным охлаждением и регенерацией?
12. Опишите реализацию сложного цикла Брайтона с промежуточным охлаждением и регенерацией.
13. Как изменится полезная работа и КПД цикла Брайтона с промежуточным подогревом и регенерацией?
14. Опишите реализацию сложного цикла Брайтона с промежуточным подогревом и регенерацией.
15. Как изменится полезная работа и КПД цикла Брайтона с промежуточным охлаждением, промежуточным подогревом и регенерацией?

16. Опишите реализацию сложного цикла Брайтона с промежуточным охлаждением, промежуточным подогревом и регенерацией.
17. Что такое комбинированный цикл?
18. Как изменится полезная работа и КПД комбинированного цикла Брайтона и Ренкина?

Пример 2.1: Определить, насколько увеличится КПД простого идеального цикла Брайтона, если в схему включить регенератор.

Дано: Параметры простого цикла Брайтона $T_1 = 300$ К, $T_3 = 1500$ К. Степень сжатия цикла соответствует 50 % от своего предельного значения. Принято $m = 0,291$.

Решение: 1. Максимальный КПД цикла Брайтона с регенератором ($\pi = 1$):

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{300}{1500} = 0,800.$$

2. Максимальная степень повышения давления в цикле:

$$\pi_{max} = \sqrt[m]{\frac{T_3}{T_1}} = \sqrt[m]{\lambda} = 0,291 \sqrt[0,291]{\frac{1500}{288}} = 253.$$

3. Степень сжатия в цикле:

$$\pi = 0,5 \cdot \pi_{max} = 0,5 \cdot 253 = 126.$$

4. КПД простого цикла Брайтона:

$$\eta_{io} = 1 - \pi^{-m} = 1 - 126^{-0,291} = 0,755.$$

5. Увеличение КПД цикла:

$$\Delta = \frac{0,800}{0,755} = 1,06.$$

Пример 2.2: Оценить эффективность применения промежуточного охладителя в идеальном цикле Брайтона с идеальным совершенным промежуточным охлаждением. Определить оптимальные условия цикла.

Дано: В цикле планируется реализовать параметры $T_3 = 1600$ К, $T_1 = 300$ К с целью получения максимальной удельной полезной работы. Принять $m = 0,291$, $c_p = 1$ кДж/(кг·К).

Решение: 1. Степень повышения давления в цикле:

$$\pi = \sqrt[2m]{\lambda} = \sqrt[2m]{\frac{T_3}{T_1}} = 2 \cdot 0,291 \sqrt[0,291]{\frac{1600}{300}} = 17,8.$$

2. Промежуточное давление в идеальном совершенном охладителе:

$$\pi_1 = \sqrt{\pi} = \sqrt{17,8} = 4,21.$$

3. Адиабатная работа сжатия простого цикла Брайтона:

$$l_{\kappa} = c_p \cdot T_1 (\pi^m - 1) = 1 \cdot 300 (17,8^{0,291} - 1) = 392,8.$$

4. Работа сжатия с промежуточным охлаждением:

$$l_{\kappa} = c_p \cdot T_1 \left[\pi_1^m + \left(\frac{\pi}{\pi_1} \right)^m - 2 \right] = 1 \cdot 300 \left[4,21^{0,291} + \left(\frac{17,8}{4,21} \right)^{0,291} - 2 \right] = 312,194.$$

5. Уменьшение работы сжатия:

$$\Delta = \frac{392,8}{312,194} = 1,258.$$

Пример 2.3: Оценить эффективность применения промежуточного нагрева в идеальном цикле Брайтона с идеальным совершенным промежуточным подогревом. Определить оптимальные условия цикла.

Дано: В цикле планируется реализовать параметры $T_3 = 1300$ К, $T_1 = 288$ К с целью получения максимальной удельной полезной работы. Принять $m = 0,291$, $c_p = 1$ кДж/(кг·К).

Решение: 1. Степень повышения давления в цикле:

$$\pi = \sqrt[2m]{\lambda} = \sqrt[2m]{\frac{T_3}{T_1}} = \sqrt[2 \cdot 0,291]{\frac{1300}{288}} = 13,358.$$

Для идеального нагревателя $\pi = \varepsilon$.

2. Промежуточное давление в идеальном совершенном нагревателе ($T_3 = T_3'$):

$$\varepsilon_1 = \sqrt{\pi} = \sqrt{13,358} = 3,65.$$

3. Работа расширения в простом цикле Брайтона:

$$l_m = c_p \cdot T_3 (1 - \varepsilon^{-m}) = 1 \cdot 1300 \cdot (1 - 13,358^{-0,291}) = 688,12.$$

4. Работа расширения в цикле с промежуточным подогревом газа:

$$l_m = c_p \cdot T_3 \left[2 - \left(\varepsilon_1^{-m} + \left(\frac{\pi}{\varepsilon_1} \right)^{-m} \right) \right] = 1 \cdot 1300 \cdot \left[2 - \left(3,65^{-0,291} + \left(\frac{13,358}{3,65} \right)^{-0,291} \right) \right] = 816,9.$$

5. Увеличение удельной работы расширения:

$$\Delta = \frac{816,9}{688,12} = 1,187.$$

Пример 2.4: Оценить эффективность одновременного применения в цикле совершенных регенератора и промежуточного охлаждения при тех же параметрах.

Дано: КПД простого идеального цикла Брайтона при максимальном значении удельной полезной работы составляет $\eta = 0,5$. ($T_1 = 300$ К, $m = 0,291$, $c_p = 1$ кДж/(кг·К)).

Решение: 1. Степень повышения давления в простом цикле Брайтона соответствующая $\eta = 0,5$ (Из формулы $\eta = 1 - \pi^{-m}$):

$$\pi = \sqrt[m]{\frac{1}{1 - \eta}} = \sqrt[0,291]{\frac{1}{1 - 0,5}} = 10,83.$$

2. Степень повышения температуры в цикле:

Из формулы $\pi = \sqrt[2m]{\lambda}$:

$$\lambda = \pi^{2m} = 10,83^{2 \cdot 0,291} = 4.$$

3. Промежуточное давление в идеальном совершенном охладителе:

$$\pi_1 = \sqrt{\pi} = \sqrt{10,83} = 3,29.$$

4. КПД цикла с промежуточным охладителем и регенератором:

$$\eta = 1 - \frac{\left(\pi_1^m + \left(\frac{\pi}{\pi_1} \right)^m - 2 \right)}{\lambda \cdot (1 - \pi^{-m})} = 1 - \frac{\left(3,29^{0,291} + \left(\frac{10,83}{3,29} \right)^{0,291} - 2 \right)}{4 \cdot (1 - 10,83^{-0,291})} = 0,586.$$

5. Увеличение КПД цикла:

$$\Delta = \frac{0,586}{0,5} = 1,172.$$

6. Удельная полезная работа идеального простого цикла Брайтона:

$$l_{i0} = c_p \cdot T_1 [\lambda(1 - \varepsilon^{-m}) - (\pi^m - 1)] = 1 \cdot 288 \cdot \left[\frac{4 \cdot (1 - 10,83^{-0,291}) - (10,83^{0,291} - 1)}{- (10,83^{0,291} - 1)} \right] = 288.$$

7. Удельная полезная работа цикла Брайтона с регенератором и охладителем:

$$l_{i0} = c_p \cdot T_1 [\lambda(1 - \varepsilon^{-m}) - 2(\pi_1^m - 1)] = 1 \cdot 288 \left[\frac{4(1 - 10,83^{-0,291}) - 2(3,29^{0,291} - 1)}{- 2(3,29^{0,291} - 1)} \right] = 337,496.$$

8. Увеличение полезной работы на:

$$\Delta = \frac{337,496}{288} = 1,172.$$

Пример 2.5: Определить оптимальные условия цикла по максимальным параметрам удельной полезной работы в идеальном цикле Брайтона с идеальным совершенным промежуточным подогревом и регенератором. Оценить эффективность применения промежуточного нагрева и регенератора.

Дано: В цикле планируется реализовать параметры $T_3 = 1300$ К, $T_1 = 288$ К с целью получения максимальной удельной полезной работы. Принять $m = 0,291$, $c_p = 1$ кДж/(кг·К).

Решение: 1. Степень повышения давления в цикле:

$$\pi = \sqrt[2m]{\lambda} = \sqrt[2 \cdot 0,291]{\frac{T_3}{T_1}} = \sqrt[0,582]{\frac{1300}{288}} = 13,358.$$

Для идеального нагревателя $\pi = \varepsilon$.

2. Промежуточное давление в идеальном совершенном нагревателе ($T_3 = T_3'$):

$$\varepsilon_1 = \pi_1 = \sqrt{\pi} = \sqrt{13,358} = 3,65.$$

3. Работа расширения в простом цикле Брайтона:

$$l_m = c_p \cdot T_3 (1 - \varepsilon^{-m}) = 1 \cdot 1300 \cdot (1 - 13,36^{-0,291}) = 688,588$$

4. Работа расширения в цикле с промежуточным нагревом:

$$l_m = 2 \cdot c_p \cdot T_3 (1 - \varepsilon_1^{-m}) = 2 \cdot 1 \cdot 1300 \cdot (1 - 3,65^{-0,291}) = 816,2.$$

5. Увеличение удельной работы расширения:

$$\Delta = \frac{816,2}{688,588} = 1,185.$$

6. КПД простого цикла Брайтона:

$$\eta = 1 - \pi^{-m} = 1 - 13,36^{-0,291} = 0,53.$$

7. КПД цикла Брайтона с регенератором и промежуточным нагревом:

$$\eta = 1 - \frac{(\pi^m - 1)}{2 \cdot \lambda \cdot \left(1 - \frac{1}{\sqrt{\pi^m}}\right)} = 1 - \frac{(13,358^{0,291} - 1)}{2 \cdot 4,51 \cdot (1 - 3,65^{-0,291})} = 0,62.$$

8. Увеличение КПД:

$$\Delta = \frac{0,62}{0,53} = 1,136.$$

Пример 2.6: Определить степень совершенства идеального цикла Брайтона с совершенными промежуточными охладителем, нагревателем и регенератором, если при адиабатном сжатии температура возрастает на 100 °С.

Дано: Степень повышения температуры в цикле оптимальна для удельной полезной работы в простом цикле Брайтона.

$$T_1 = 300 \text{ К}, m = 0,291, c_p = 1 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Решение: 1. Температура рабочего тела в конце адиабатного сжатия:

$$T_2 = T_1 + \Delta T = 300 + 100 = 400 \text{ К}.$$

2. Из формулы $T_1 = T_2 \cdot \pi^{-m}$. Степень сжатия на первом этапе адиабатного сжатия:

$$\pi_1 = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{m}} = \left(\frac{400}{300}\right)^{\frac{1}{0,291}} = 2,687.$$

3. Суммарная степень адиабатного сжатия с учетом промежуточного охладителя: $\pi = \pi_1^2 = 2,687^2 = 7,22$.

4. Степень повышения температуры для простого цикла Брайтона (по условиям максимальной удельной работы):

$$\lambda = \pi^{2m} = 7,22^{2 \cdot 0,291} = 3,16.$$

5. Температура T_3 :

$$T_3 = \lambda \cdot T_1 = 3,16 \cdot 300 = 948.$$

6. КПД цикла Карно (максимально возможное значение для цикла):

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{300}{948} = 0,684.$$

7. КПД сложного цикла:

$$\eta = 1 - \lambda^{-1} \cdot \sqrt{\pi^m} = 1 - \frac{2,687^{0,291}}{3,16} = 0,578.$$

8. Степень совершенства цикла:

$$\Delta = \frac{0,578}{0,684} \cdot 100\% = 84,5\%.$$

ТЕМА 3. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

3.1. Действительный цикл ГТД простой схемы. Изображение в координатах $T-S$

Действительным циклом газотурбинных двигателей называют цикл рабочего процесса, в котором учтены:

- 1) потери энергии при сжатии, нагреве и расширении рабочего тела;
- 2) гидравлические сопротивления в газоздушных трактах проточной части, а также на всасывании и выпуске двигателя;
- 3) увеличение массы рабочего тела за счёт подачи в камеру сгорания топлива;
- 4) изменение теплофизических свойств рабочего тела (теплоёмкости, показателя адиабаты) при сжатии, нагреве и расширении.

Простой цикл ГТД - цикл рабочего процесса двигателя, в котором нет регенератора, промежуточного охладителя воздуха, вторичного подогревателя газа, однако может быть несколько компрессоров и турбин.

Для газотурбинного двигателя простой схемы (см.рис.1.5.) действительный цикл в координатах $T-S$ показан на рис. 3.1.

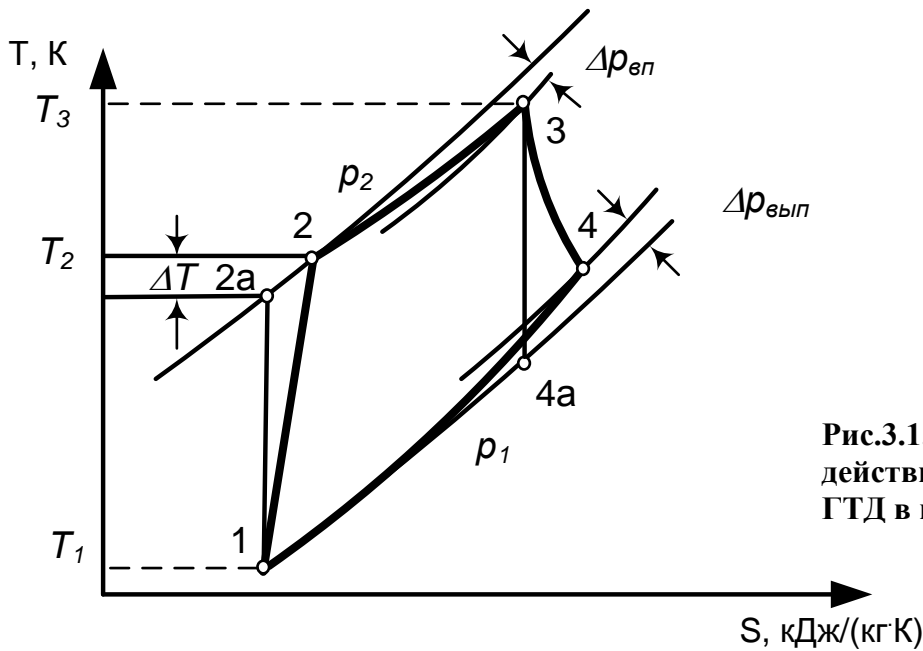


Рис.3.1. Изображение действительного цикла ГТД в координатах T-S

Как видно на рис.3.1, для действительного цикла характерны нелинейные политропические процессы сжатия 1-2 и расширения 3-4 между изобарами p_1 и p_2 и понижение давления в проточной части ГТД на величины $\Delta p_{вп}$ и $\Delta p_{вып}$. Это вызвано необратимостью реальных процессов преобразования энергии в турбомашинах из-за наличия потерь на трение, вихреобразование и теплообмена с окружающей средой. В результате основные показатели действительного (реального) цикла газотурбинного двигателя: КПД и полезная работа существенно меньше, чем в идеальном цикле.

3.2. Основные показатели действительного цикла. Вывод и анализ уравнений связи между параметрами

В действительном цикле процесс сжатия в компрессоре осуществляется по политропе 1-2 (см.рис.2.1). Важной характеристикой этого процесса является внутренний КПД компрессора, который определяется:

$$\eta_{ик} = \frac{T_{2a} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{\frac{k_K}{k_K - 1} RT_1 \left(\pi_K^{\frac{k_K - 1}{k_K}} - 1 \right)}{\frac{k_K}{k_K - 1} RT_1 \left(\pi_K^{\frac{n_K - 1}{n_K}} - 1 \right)}, \quad (3.1)$$

где T_{2a} - температура воздуха в конце процесса адиабатического сжатия, К; $k_K = c_{pK} / c_{vK}$ - показатель степени при адиабатическом сжатии воздуха; n_K - показатель политропы в реальном процессе сжатия.

Температура воздуха за компрессором равна

$$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{\pi_K^{\frac{k_K - 1}{k_K}} - 1}{\eta_{ик}} \right). \quad (3.2)$$

Удобно использовать условное обозначение $\Delta \tau_k = \pi_k^{\frac{k_k-1}{k_k}} - 1$. Тогда выражение (3.2) запишется так:

$$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{\Delta \tau_k}{\eta_{ik}} \right).$$

Для приближённых вычислений (при $\eta_{ik} = 1$) удобна формула $T_2 \cong T_1 \sqrt[3]{\pi_k}$.
Потребная работа сжатия компрессора определяется уравнением:

$$l_{ik} = c_{pk} T_1 \frac{1}{\eta_{ik}} \left(\pi_k^{\frac{k_k-1}{k_k}} - 1 \right). \quad (3.3)$$

Воздух после компрессора поступает в камеру сгорания (КС), где смешивается с продуктами сгорания топлива. В результате увеличивается масса рабочего тела, что учитывается коэффициентом:

$$\beta^* = 1 + \beta = 1 + \frac{1}{\alpha \cdot L_0},$$

где α - общий коэффициент избытка воздуха в камере сгорания; $L_0 = G_B / G_T \approx 14,3$ - стехиометрическое число, которое равно количеству воздуха, теоретически необходимого для полного сгорания одного килограмма топлива среднего состава; G_B - расход воздуха через камеру сгорания, кг/ч; G_T - расход топлива, кг/ч.

Процесс сжигания топлива в камере сгорания сопровождается потерями энергии на химический и физический недожоги топлива, а также тепловыми потерями через стенки корпуса и элементы конструкции. Эти потери оцениваются коэффициентом полезного действия камеры сгорания η_{kc} , который для ГТД находится в пределах $\eta_{kc} = 0,97 \div 0,99$.

С учётом этого КПД количество энергии, подведённой к рабочему телу в камере сгорания, определяется выражением:

$$q_1 = \frac{1}{\eta_{kc}} [(1 + \beta) c_{pT} T_3 - c_{pK} T_2], \quad (3.4)$$

где c_{pT} - средняя теплоёмкость газа при расширении в турбине; c_{pK} - средняя теплоёмкость воздуха при сжатии в компрессоре.

Расширение газа в турбине происходит в действительном цикле по политропе 3-4 (см.рис.3.1) с коэффициентом полезного действия η_{iT} , который определяется выражением:

$$\eta_{iT} = \frac{T_3 - T_{4a}}{T_3 - T_4}, \quad (3.5)$$

где T_3, T_4, T_{4a} - температуры рабочего тела при расширении в турбине.

Работа расширения в турбине определяется уравнением:

$$l_{iT} = c_{pT} T_3 \eta_{iT} (1 + \beta) \left(1 - \pi_T^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right), \quad (3.6)$$

где k_T - показатель адиабаты при расширении газа.

Внутренней работой действительного цикла ГТД называют разность работ расширения турбины и сжатия компрессора $l_i = l_{it} - l_{ик}$. С использованием выражений (3.2) и (3.5) можно получить:

$$l_i = c_{pT} \cdot T_3 \cdot \eta_{it} (1 + \beta) \left(1 - \pi_T^{-\frac{k_T-1}{k_T}} \right) - c_{pK} \cdot T_1 \cdot \frac{1}{\eta_{ик}} \left(\pi_K^{\frac{k_K-1}{k_K}} - 1 \right). \quad (3.7)$$

Из уравнения (3.7) следует, что полезная работа цикла зависит от параметров рабочего процесса и от коэффициентов полезного действия турбомашин. При фиксированных значениях этих величин полезная работа является нелинейной функцией степени повышения давления в цикле. Для выявления вида этой зависимости можно принять (при невысокой величине погрешности), что

$$\pi_K \cong \pi_T; c_{pK} \cong c_{pT}; k_K \cong k_T; \beta \approx 0.$$

Тогда, дифференцируя (3.7) по величине π^m , где $m = \frac{k-1}{k}$, получим:

$$\frac{\partial l_i}{\partial \pi^m} = c_p \left(\eta_{it} T_3 \pi^{-2m} - \frac{T_1}{\eta_{ик}} \right),$$

откуда, после приравнивания производной к нулю, следует:

$$\pi_{\text{оптим}}^l = \sqrt[2m]{\eta_{ик} \eta_{it} \lambda}, \quad (3.8)$$

где $\lambda = T_3/T_1$ - отношение температур в цикле.

Зависимость внутренней полезной работы ГТД (в относительных единицах) от степени повышения давления показана на рис.3.2.

Внутренний коэффициент полезного действия ГТД в действительном цикле определяется отношением внутренней полезной работы и подведённой к рабочему телу в камере сгорания теплоты:

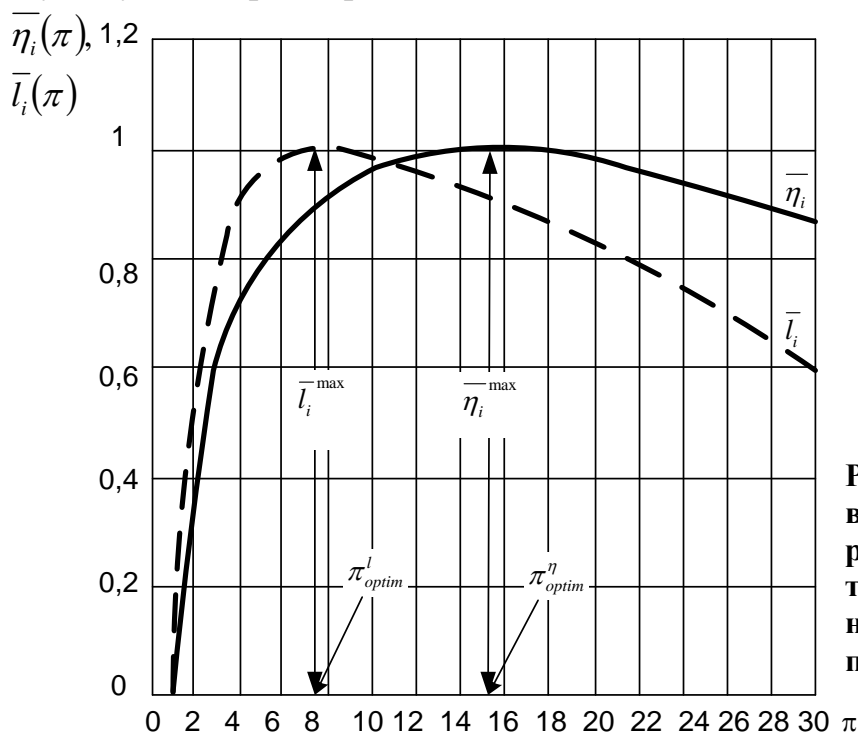


Рис. 3.2. Зависимость внутренней полезной работы и КПД двигателя в действительном цикле от степени повышения давления

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_1} = \frac{c_{pt} \cdot \eta_{it} \cdot T_3 (1 + \beta) \left(1 - \pi_t^{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right) - c_{pk} \cdot T_1 \cdot \frac{1}{\eta_{ik}} \left(\pi_k^{\frac{k_k - 1}{k_k}} - 1 \right)}{\frac{1}{\eta_{kc}} \left[(1 + \beta) \cdot c_{pt} T_3 - c_{pk} T_2 \right]}. \quad (3.9)$$

Анализ уравнения (3.9) показывает, что при фиксированных температурах цикла и постоянных коэффициентах полезного действия турбомашин внутренней КПД двигателя является нелинейной функцией степени повышения давления, как это показано на рис.3.2.

Максимальное значение КПД двигателя данной схемы в действительном цикле находится дифференцированием уравнения (3.9) и приравниванием производной к нулю, что даёт следующее выражение:

$$\pi_{\text{оптим}}^n = \left[\frac{2 \cdot a + \sqrt{4a^2 - 4ab(a - b + 1)}}{2ab} \right]^{\left(\frac{1}{m} \right)}, \quad (3.10)$$

где $m = (k-1)/k$, $a = \lambda \eta_{ik} \eta_{it}$; $b = \eta_{ik} (\lambda - 1) + 1$.

На рис.3.2 видно, что максимальные значения полезной работы и КПД достигаются при различных степенях повышения давления. Это объясняется влиянием на величину подведённого тепла q_1 и, следовательно, на КПД, температуры воздуха за компрессором T_2 . С ростом π повышается T_2 и уменьшается q_1 (при фиксированной температуре газа T_3), что повышает КПД цикла. Но одновременно с увеличением π растёт работа сжатия компрессора $l_{ик}$ (формула (3.3)), что снижает полезную работу и КПД цикла. В результате указанных процессов при увеличении π полезная работа начинает уменьшаться раньше, чем величина КПД. Это хорошо заметно на рис.3.2, где в относительных единицах показаны зависимости $\eta_i(\pi)$ и $l_i(\pi)$.

При проектировании ГТД вычисляют оптимальные значения степени повышения давления и принимают одно из них в качестве основного расчётного параметра. Для получения максимальной экономичности выбирают $\pi = \pi_{\text{оптим}}^n$, а для достижения минимальных массогабаритных показателей принимают $\pi = \pi_{\text{оптим}}^l$. Как видно на рис.3.2, в области оптимальных значений π кривые КПД изменяются плавно, что позволяет конструктору более свободно выбирать расчётную величину степени повышения давления. В табл. 3.1 и 3.2 приведены значения степеней повышения давления и параметры на входе в турбину некоторых газотурбинных двигателей для транспортной и стационарной энергетики.

Затраты энергии на обслуживание внутренних потребностей ГТД, главным образом на работу компрессоров, характеризует коэффициент полезной работы φ , который определяется отношением внутренней полезной работы цикла и внутренней работы турбины:

$$\varphi = \frac{l_i}{l_{it}} = 1 - \frac{c_{pk}}{c_{pt}} \cdot \frac{I}{\lambda \cdot \eta_{it} \cdot \eta_{ik}} \cdot \pi^m. \quad (3.11)$$

Для стационарных ГТД этот коэффициент находится в пределах $\varphi = 0,3 \div 0,4$, в то время как, например, для паросиловых установок $\varphi \approx 1$. Малая величина коэффициента φ означает, что 60 ÷ 70 % энергии, которую вырабатывает турбина, расходуется газотурбинным двигателем на внутренние нужды (на привод компрессора) и лишь 30 ÷ 40 % отдаётся внешнему потребителю.

Удельный расход топлива в ГТД g_i , кг/(кВт·ч), определяется отношением массового расхода топлива к мощности за один час работы двигателя или из следующего выражения:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}, \quad (3.12)$$

где H_u – теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Современные дистиллятные топлива для ГТД имеют $H_u = 41000 \div 42000$ кДж/кг.

Удельный расход воздуха в ГТД d_i , кг/кДж, связан с величиной внутренней полезной работы отношением:

$$d_i = \frac{1}{l_i} = \frac{G_b}{N_i}, \quad (3.13)$$

где G_b – расход воздуха в ГТД, кг/с; N_i – мощность ГТД, кВт.

Как следует из (3.13), чем больше величина полезной работы, тем меньше удельный расход воздуха и, следовательно, при заданной мощности двигателя будет меньше массовый расход воздуха через ГТД.

Это означает, что увеличение внутренней полезной работы вызывает уменьшение площади проточной части ГТД, т.е. снижение массогабаритных показателей двигателя. Зависимости удельных расходов воздуха и топлива от степени повышения давления в цикле показаны на рис.3.3.

Таблица 3.1. Параметры транспортных газотурбинных двигателей

Тип ГТД	T_3 , К	$\pi_{расчет}$	$\pi_{оптим}^l$	$\pi_{оптим}^n$
М62	1128	11,36	7,01	13,27
М8Е	1113	12,5	6,84	12,81
М8ЕФ	1145	12,85	7,53	15,12
М10	1093	11,6	6,90	13,33
ДИ59	1148	13,6	7,56	15,23
ДТ59	1223	13,8	8,50	18,09
ДТ4Б	1173	12,8	7,87	16,15
МТ70	1315	17,2	9,72	22,03
М80	1573	26,2	13,55	35,87
М75	1281	17,27	9,06	19,76
М70Ф	1523	18,0	12,76	32,85
ДМ77	1436	16,8	11,44	27,99

Таблица 3.2. Основные характеристики отечественных газотурбинных установок для стационарной энергетики

Наименование	Фирма, год	Начало эксплуатации, год	Основные параметры			
			КПД, %	N_e , МВт	t_3 , °С	P_3 , МПа
ГТ-25-700-2	ЛМЗ	1970	25,0	25	700	1,00
ГТ-100	ЛМЗ	1970	28,0	100	750	2,50
ГТЭ-150	ЛМЗ	1990-1998	30,5	122,15	950	1,21
ГТ-35	ХТЗ	1971	25,0	35	770	0,67
ГТ-45	ХТЗ	1985	28,0	54,3	900	0,78
ГТГ-110	РМ-Машпроект	1999	36,0	114,5	1240	1,47
НК-37	Самара	1997	36,4	25	1147	2,30
НК-39	Самара	1998	38,0	16	1203	2,59
ГТЭР-12,5	НЗЛ	1992	32,0	12,5	850	0,48
ГТЭ-30	НЗЛ	1992	27,0	31	922	1,30
ГТЭ-60	ЛМЗ	1998	36,5	64	1250	1,56
ГТЭ-350	ЛМЗ	1999	38,5	345	1500	2,00
ГТЭ-220	ЛМЗ	2000	34,5	204	1250	1,50
ГТЭ-170	ПМ-ЛМЗ	1997	37,0	181	1345	1,50
ГТЭ-60	ПМ-ЛМЗ	1997	37,4	68,6	-	1,65
ГТЭ-25	УТМЗ	-	32,5	32,5	1060	-
ГТЭ-45	УТМЗ	-	35,0	42,5	1230	1,35
ГТЭ-115	ХТЗ	-	34,2	119	1170	1,23
ГТЭ-45	НЗЛ	1985	30,3	43	950	1,38

Примечание: ЛМЗ – Ленинградский металлический завод; ХТЗ – Харьковский турбинный завод; РМ - Объединение «Сатурн»; НЗЛ – Невский завод им. В.И.Ленина; ПМ – Объединение «Пермские моторы»; УТМЗ – Уральский турбомоторный завод.

Вычислить полезную работу цикла с учётом потерь можно в виде:

$$l = c_{pT} T_3 \eta_T (1 + \beta) \left(1 - \pi_T^{\frac{k_T - 1}{k_T}} \right) - c_{pK} T_1 \frac{1}{\eta_K} \left(\pi_K^{\frac{k_K - 1}{k_K}} - 1 \right), \quad (3.14)$$

где $\eta_T = \eta_{it} \cdot \eta_{мг} \cdot \eta_{утеч.т}$ - КПД турбины с учётом потерь энергии в подшипниках опор и потерь, вызванных утечками рабочего тела; $\eta_K = \eta_{ик} \cdot \eta_{мк} \cdot \eta_{утеч.к}$ - КПД компрессора с учётом потерь энергии в подшипниках опор и потерь, вызванных утечками рабочего тела.

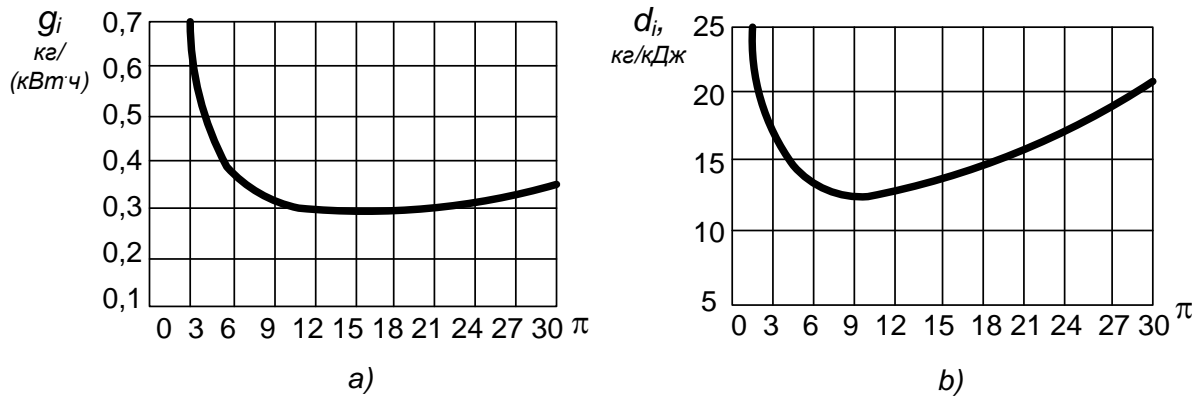


Рис. 3.3. Зависимости удельных расходов от степени повышения давления воздуха в ГТД действительного цикла при $T_1 = 288 \text{ К}$; $T_3 = 1273 \text{ К}$; $\eta_{ик} = 0,87$; $\eta_{иг} = 0,89$; *a* – топлива *g_i*; *b* – воздуха $d_i \cdot 10^3$

Эффективной полезной работой действительного цикла ГТД называют величину:

$$l_e = (l - \sum q_r) \cdot \eta_v \cdot \eta_{рев} \cdot \eta_{п}, \quad (3.15)$$

где $\sum q_r$ - тепловой эквивалент гидравлических сопротивлений в газо-воздушном тракте ГТД, кДж/кг; η_v - КПД валопровода; $\eta_{рев}$ - КПД реверсивного устройства; $\eta_{п}$ - КПД передачи. Числовые значения коэффициентов в уравнениях (3.14) и (3.15) приведены в табл.3.3.

Эффективный КПД газотурбинного двигателя находится из отношения эффективной работы и подведённого тепла в камере сгорания:

$$\eta_e = \frac{l_e}{q_1}, \quad (3.16)$$

где l_e и q_1 вычисляется по уравнениям (3.15) и (3.7), соответственно.

Таблица 3.3. Коэффициенты, учитывающие потери энергии в действительном цикле ГТД

$\sum q_r / l_e, \%$	$\eta_{мт}$	$\eta_{утеч.г}$	$\eta_{мк}$	$\eta_{утеч.к}$	η_v	$\eta_{рев}$	$\eta_{п}$
0,01÷0,2	0,98 ÷ 0,99	0,98 ÷ 1,0	0,98 ÷ 0,99	0,99 ÷ 1,0	0,98 ÷ 0,99	0,96 ÷ 0,98	0,97 ÷ 0,985

Эффективный удельный расход топлива определяется по формуле:

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e}. \quad (3.17)$$

Эффективный удельный расход воздуха равен:

$$d_e = \frac{1}{l_e}. \quad (3.18)$$

Современные газотурбинные двигатели имеют:

$$\eta_e = 25 \div 40 \%; g_e = 0,20 \div 0,30 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}); d_e = (5 \div 8) \cdot 10^{-3} \text{ кг}/\text{кДж}.$$

Уравнения действительного цикла ГТД позволяют оценить параметры двигателя, в наибольшей степени соответствующие тем показателям, которые он

будет развиваться в составе ТЭС. Уравнения (3.1) ÷ (3.18) представляют собой математическую модель рабочего процесса ГТД на режиме номинальной нагрузки, с помощью которой можно решать следующие задачи:

- выбирать параметры двигателя для обеспечения требований технического задания на проектирование;
- выполнять предэскизное проектирование ГТД;
- производить проверочные расчеты при контроле за качеством проектирования газотурбинных энергетических установок;
- выполнять расчётное обоснование при экспертных оценках выполненных проектов ГТД.

Эта модель может быть положена в основу алгоритма автоматизированного проектирования ГТЭУ.

Контрольные вопросы и примеры к теме 3

1. Что называют действительным циклом газотурбинных двигателей?
2. Какие процессы характерны для действительного цикла газотурбинных двигателей?
3. Какие потери учитывает коэффициент полезного действия камеры сгорания ГТД?
4. От каких параметров зависит внутренняя полезная работа действительного цикла ГТД?
5. Какими параметрами определяется внутренний коэффициент полезного действия ГТД?
6. Для получения каких эффектов при проектировании вычисляют оптимальные значения степени повышения давления?
7. Что характеризует коэффициент полезной работы и чем он определяется?
8. Какими показателями определяется удельный расход топлива в ГТД?
9. Какими показателями определяется удельный расход воздуха в ГТД?
10. Что называют эффективной полезной работой действительного цикла ГТД?
11. Как рассчитывают эффективный удельный расход топлива и эффективный удельный расход воздуха в ГТД? Достигнутые показатели КПД и расходов современных ГТД.
12. Что позволяют оценить уравнения действительного цикла ГТД и какие задачи можно решать с их помощью?

Пример 3.1: Определить, насколько изменится температура воздуха за компрессором при изменении степени повышения давления в компрессоре с $\pi_k'' = 12$ до $\pi_k' = 18$.

Дано: Первоначальная температура воздуха за компрессором $T_2'' = 450$ К. Принять значение внутреннего КПД компрессора $\eta_{ик} \approx 1$.

Решение:

$$\frac{T_2'}{T_2''} = \frac{\sqrt[3]{\pi_k'}}{\sqrt[3]{\pi_k''}} = \frac{\sqrt[3]{18}}{\sqrt[3]{12}} = \frac{2,621}{2,289} = 1,145; T_2' = 450 \cdot 1,145 = 515,25.$$

Пример 3.2: Определить оптимальное по массогабаритным показателям значение степени повышения давления.

Дано: Принять $k = 1,41$; $\eta_{ик} \approx 0,97$; $\eta_{ит} \approx 0,98$; $T_3 = 1223$ К; $T_1 = 303$ К.

Решение: Для достижения минимальных массогабаритных показателей принимают $\pi = \pi_{оптим}^l$:

$$\pi_{оптим}^l = \sqrt[2m]{\eta_{ик} \eta_{ит} \lambda} = \sqrt[2 \frac{k-1}{k}]{\eta_{ик} \eta_{ит} \frac{T_3}{T_1}} = \sqrt[2 \frac{1,41-1}{1,41}]{0,97 \cdot 0,98 \cdot \frac{1223}{303}} = 10,079.$$

Пример 3.3: Оценить изменение экономичности газотурбинного двигателя при изменении его эффективного КПД с $\eta_e' = 0,30$ до $\eta_e'' = 0,40$.

Дано: Принять $H_u = 41000$ кДж/кг.

Решение: Эффективный удельный расход топлива, кг/(кВт·ч), определяется по формуле: $g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}$, кг/(кВт·ч). Отсюда

$$g_e' = \frac{3600}{41000 \cdot 0,30} = 0,293; \quad g_e'' = \frac{3600}{41000 \cdot 0,40} = 0,220.$$

Следовательно, экономичность ГТД возрастет на $(1 - \frac{0,220}{0,293}) \cdot 100 \% = 25 \%$.

УЧЕБНЫЙ МОДУЛЬ 2. ГАЗОТУРБИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ СЛОЖНОГО И КОМБИНИРОВАННОГО ЦИКЛОВ

ТЕМА 4. ГАЗОТУРБИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ СЛОЖНОГО ЦИКЛА

4.1. Двигатели с регенерацией теплоты уходящих газов

Как отмечено в п. 2.1, одним из способов «карнотизации» цикла ГТД является применение регенерации теплоты. Известно, что температура выходящих из ГТД газов может достигать 40 % от максимальной температуры цикла или 500

÷600 К. Для возвращения теплоты уходящих газов в цикл применяют теплообменник, в котором этими газами подогревается воздух, поступающий в камеру сгорания.

Принципиальная схема ГТД с регенерацией теплоты показана на рис.2.1. Процессы, происходящие в идеальном цикле Брайтона с регенерацией, представлены в п. 2.1.

4.1.1. Действительный цикл ГТД с регенерацией теплоты

В координатах $T-S$ действительный цикл ГТД с регенерацией теплоты показан на рис.4.1. Отметим, что в действительном цикле регенератор создаёт для потоков воздуха и газа определённое сопротивление, которое обозначают $\Delta p_{хол}$ и $\Delta p_{гор}$. Обозначения характерных точек на рис.2.1 и 4.1 согласованы между собой. Сжатие воздуха в цикле с регенерацией происходит по политропе 1-2, после чего сжатый воздух нагревается до температуры T_5 в регенераторе. На отрезке цикла 2-3 из-за гидравлических сопротивлений на холодной стороне регенератора $\Delta p_{хол}$ происходит понижение давления перед камерой сгорания. Горячий газ после турбины отдаёт в регенераторе теплоту воздуху, в результате чего его температура снижается от T_4 до T_6 . Гидравлические сопротивления на горячей стороне регенератора увеличивают давление газа за турбиной выше атмосферного на величину $\Delta p_{гор}$.

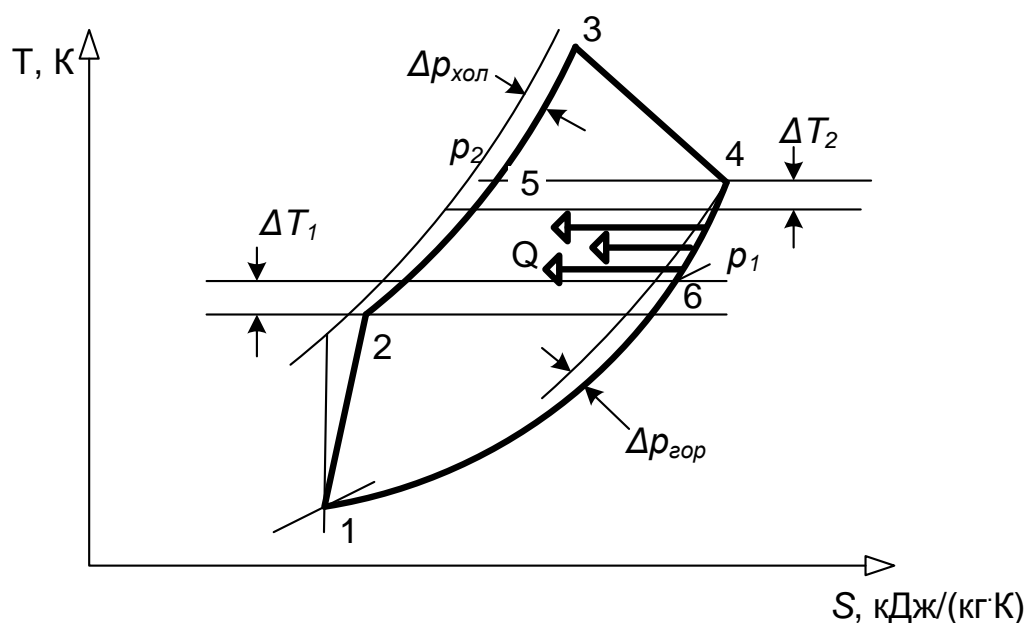


Рис. 4.1. Цикл газотурбинного двигателя с регенерацией теплоты в координатах $T-S$

4.1.2. Влияние регенерации на КПД и полезную работу ГТД

Энергия (теплота), подведённая к воздуху в регенераторе, определяется разностью температур T_5 и T_2 :

$$q_b = c_p^b (T_5 - T_2), \quad (4.1)$$

а максимальное количество теплоты, которое может быть передано воздуху, характеризуется разностью температур T_4 и T_2 :

$$q_r = c_p^r (T_4 - T_2), \quad (4.2)$$

где c_p^B, c_p^r - средние теплоёмкости воздуха и газа.

Эффективность регенерации оценивают отношением:

$$r = \frac{q_B}{q_r} = \frac{c_p^B(T_5 - T_2)}{c_p^r(T_4 - T_2)}, \quad (4.3)$$

которое называют *степенью (или коэффициентом) регенерации*.

Если известна степень регенерации, то температура воздуха перед камерой сгорания при условии, что различием теплоёмкостей можно пренебречь, равна:

$$T_5 = r \cdot (T_4 - T_2) + T_2. \quad (4.4)$$

Тогда коэффициент полезного действия ГТД в регенеративном цикле определяется следующим выражением:

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_1} = \frac{c_{pT} \eta_{iT} T_3 (1 + \beta) \left(1 - \pi_T^{\frac{k_T - 1}{k_T}} \right) - c_{pK} T_1 \frac{1}{\eta_{iK}} \left(\pi_K^{\frac{k_K - 1}{k_K}} - 1 \right) - \sum q_{per}}{\frac{1}{\eta_{KC}} [(1 + \beta) c_{pT} T_3 - c_p^B T_5]}, \quad (4.5)$$

где $\sum q_{per}$ - тепловой эквивалент дополнительных гидравлических сопротивлений при движении воздуха и газа в регенераторе.

Из (4.5) следует, что регенерация оказывает влияние на числитель этого

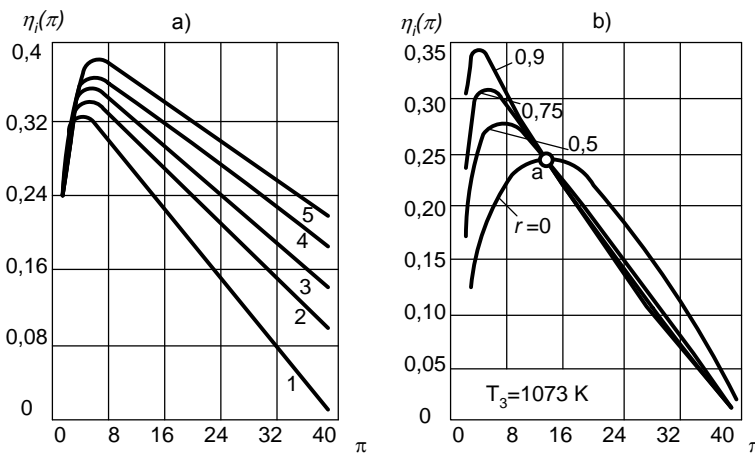


Рис. 4.2. Зависимость КПД газотурбинного двигателя с регенератором от степени повышения давления: *a* – при различных температурах газа: 1 – $T_3=1073$ К; 2 – 1173 К; 3 – 1223 К; 4 – 1273 К; 5 – 1373 К; *b* – при различных степенях регенерации

выражения, то есть на величину полезной работы цикла только за счёт появления дополнительных гидравлических сопротивлений. Видно, что полезная работа l_i в цикле с регенерацией несколько снижается. Одновременно будет меняться КПД цикла, как за счёт этого уменьшения полезной работы, так и за счёт уменьшения знаменателя, т.е. подведённой в цикл теплоты. В результате большего снижения знаменателя

КПД цикла может заметно возрасти. Насколько увеличится КПД регенеративного цикла по сравнению с циклом без регенерации, можно видеть на рис. 4.2. При увеличении степени регенерации не только увеличивается КПД, но при этом оптимальная степень повышения давления цикла сдвигается влево, в сторону меньших значений π .

Чем больше степень регенерации, тем меньше $\pi_{опт}$. Это объясняется влиянием температуры воздуха за компрессором, так как при уменьшении π снижается температура T_2 и при $r = const$ больше тепла передаётся в регенераторе от

газа к воздуху. Следовательно, при прочих равных условиях ГТД с регенератором будет иметь компрессор с меньшим количеством ступеней. Зависимость оптимальной степени повышения давления от степени регенерации показана на рис.4.3.

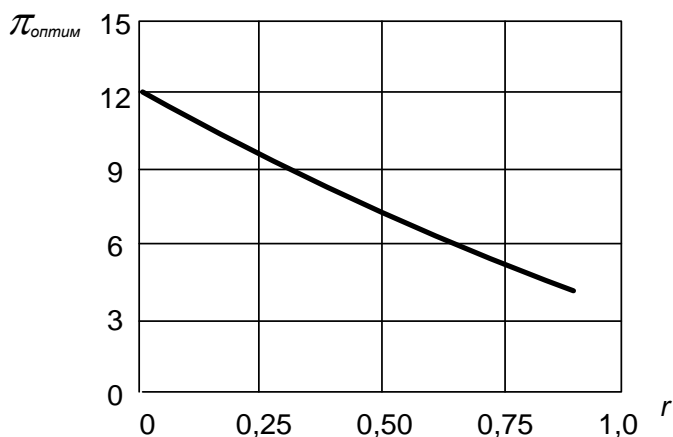


Рис. 4.3. Зависимость оптимальной степени повышения давления цикла ГТД с генератором от степени регенерации при $T_3 = 1073$ К

С повышением температуры газа перед турбиной T_3 КПД цикла растёт (см.рис.4.2), но приращение КПД тем меньше, чем выше температура газа. Это объясняется тем, что при увеличении T_3 оптимальная степень повышения давления

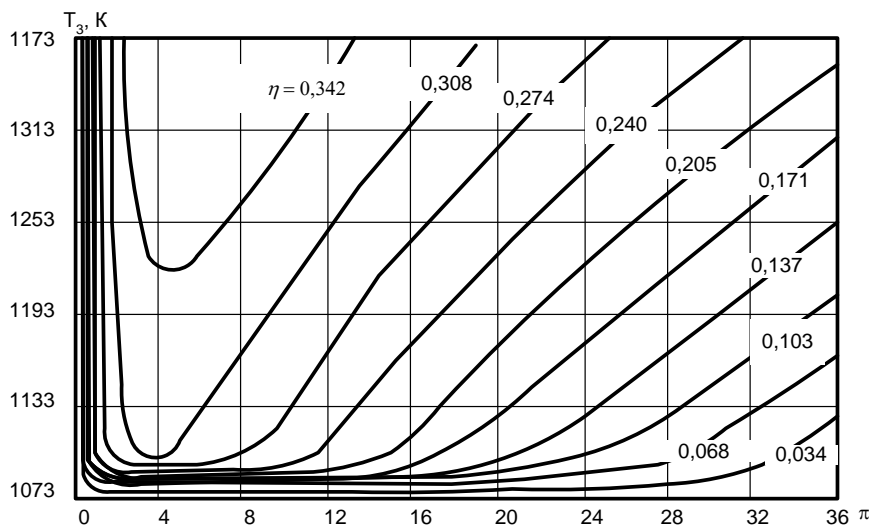


Рис. 4.4. Линии постоянных КПД газотурбинного двигателя с регенерацией $r = 0,75$ при различных степенях повышения давления и температурах газа

сдвигается вправо, в сторону больших значений π . В результате повышения температуры воздуха за компрессором количество теплоты, которое передается воздуху в регенераторе, будет снижаться, и, следовательно, будет снижаться эффективность регенерации. Из сравнения графиков на рис.4.2 видно, что при некоторой степени повы-

шения давления КПД регенеративного цикла и простого цикла становятся равными (точка a). Это также вызвано ростом температуры T_2 с повышением π .

В точке a температура воздуха за компрессором становится равной температуре газа T_4 , и при дальнейшем увеличении π газ в регенераторе может только охлаждать воздух. Поэтому вправо от точки a КПД регенеративного цикла становится меньше, чем у простого цикла и применение регенерации теряет смысл.

Линии постоянных КПД для цикла с регенератором при $r = 0,75$ показаны на рис. 4.4, где видна область параметров π и T_3 , соответствующих максимальным КПД регенеративного цикла.

Как отмечалось выше, применение регенерации несколько снижает величину полезной работы за счёт появления дополнительных гидравлических сопротивлений. Поэтому рост КПД в регенеративном цикле будет меньше, чем это показано на рис. 4.2, где потери энергии от наличия $\Delta p_{гор}$ и $\Delta p_{хол}$ не учтены.

Для оценки влияния этих потерь существует выражение, которое получено с использованием метода малых отклонений:

$$\overline{\Delta\eta} \approx -\frac{1-r \cdot \eta_e}{1-r \cdot \eta_e \cdot \delta} \cdot \delta, \quad (4.6)$$

где $\delta = \frac{m \cdot \xi}{[(\pi^m - 1) \cdot \varphi_0]}$; $\overline{\Delta\eta} = \eta / \eta_0$ - относительное изменение КПД цикла; η_0 -

КПД регенеративного цикла при отсутствии гидравлических сопротивлений; φ_0 - коэффициент полезной работы при отсутствии гидравлических сопротивлений;

$\xi = \sum \left(\frac{\Delta p}{p} \right)$ - сумма относительных потерь давления в регенераторе; $m = (k-1)/k$ - коэффициент.

Расчёты при $T_1 = 288$ К; $T_3 = 1073$ К; $\eta_{ик} = 0,84$; $\eta_{ит} = 0,87$; $m = 0,275$; $r = 0,75$ показали, что без учёта гидравлических сопротивлений ($\xi \approx 0,04$) КПД регенеративного цикла равен 36,1 %, а при наличии сопротивлений $\xi = 0,1$ он снижается до 32,6 %. При эксплуатации ГТД с регенератором потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений будут возрастать вследствие загрязнения поверхностей теплообмена продуктами сгорания топлива и наличия в цикловом воздухе примесей, образующих налёт.

Увеличение степени регенерации сопровождается ростом поверхности теплообмена и соответственно массы регенератора. Количество тепла, передаваемое в регенераторе от газа к воздуху равно:

$$q = K \cdot F \cdot \Delta T, \quad (4.7)$$

где K - коэффициент теплопередачи, кДж/(м²·ч·К); F - поверхность теплообмена, м²; ΔT - средняя разность температур между теплопередающей и теплопринимающей средами, °С.

Количество теплоты, воспринимаемое воздухом, определяется зависимостью $G_b \cdot c_p^b \cdot (T_5 - T_2)$. Приравнявая эту величину к (4.7) при условии, что $\Delta t \approx T_4 - T_5 \approx T_6 - T_2$, получим:

$$\frac{F}{G_b} = \frac{r(T_4 - T_2)c_p^r}{K \cdot \Delta t} = \frac{r \cdot c_p^r}{K \cdot (1-r)} = \frac{r}{1-r} \cdot \frac{c_p^r}{K}, \quad (4.8)$$

так как при $c_{p2} \approx c_{p6}$ из (4.3) следует, что $T_5 = T_2 + r \cdot (T_4 - T_2)$ и тогда

$$T_4 - T_5 = (1-r) \cdot (T_4 - T_2).$$

Так как мощность ГТД определяется произведением полезной работы и расхода газа, то из (4.8) можно получить выражение:

$$f = \frac{F}{N_e} = \frac{r}{1-r} \cdot \frac{c_p^r}{K \cdot l_e} \quad (4.9)$$

Из (4.9) следует, что при заданной мощности ГТД с увеличением степени регенерации теплопередающая поверхность регенератора растёт. Это также можно видеть в табл.4.1, где приведены результаты расчётов цикла при $T_1=288$ К; $T_3=1073$ К.

Одновременно с увеличением поверхности регенератора растёт его масса, которую для пластинчатого регенератора можно оценить по формуле:

$$g_r \approx 2 \cdot \rho \frac{F}{N_e} \cdot \delta_r \quad (4.10)$$

где g_r - удельная масса регенератора, кг/кВт; ρ - плотность материала, из которого изготовлен регенератор, кг/м³; δ_r - толщина стенки, м.

Таблица 4.1. Параметры регенеративного цикла ГТД

Показатель	$r = 0$	$r = 0,5$	$r = 0,75$	$r = 0,90$
$\pi_{\text{оптим}}$	10	6	3	2,6
η_i	0,251	0,278	0,330	0,380
G_B , кг/ч	29,2	32,0	38,1	42,8
f , м ² /кВт	-	0,133	0,476	1,784

При выборе степени регенерации в ГТД следует рассчитывать не только увеличение массы энергетической установки, но и массу топлива, которую можно сэкономить, применяя регенеративный цикл.

Для примера можно указать, что российская ГТУ-20 при мощности $N_e = 8700$ кВт и $T_3 = 1023$ К имела пластинчатый регенератор перекрестного тока, трёхходовой по воздуху и одноходовой по газу, выполненный из стали X18H9T, с поверхностью нагрева $F = 1370$ м². Достигнутая степень регенерации $r = 0,78$. Коэффициенты гидравлических сопротивлений в регенераторе равны: $\xi_{хол} = 2$ % ; $\xi_{гор} = 3$ % . На полной мощности температура газа перед регенератором равна $T_4 = 648$ К, а за ним $T_6 = 520$ К. В эксплуатации получен эффективный удельный расход топлива $g_e = 0,306$ кг/(кВт·ч). Удельная масса ГТУ-20 составляла 24 кг/кВт.

Регенеративные циклы ГТД дают значительный выигрыш в расходе топлива и тем самым могут обеспечить более длительную эксплуатацию тепловой станции. Опыт создания газотурбинных установок с регенераторами показал, что их удельная масса может достигать 12 ÷ 13 кг/кВт (ГТУ серии MS фирмы «General Elektrik», США).

4.2. Газотурбинные двигатели с утилизацией теплоты уходящих газов

Утилизация («utilis» -[лат.] - полезный) в цикле ГТД означает использование тепла уходящих газов для получения дополнительной энергии. Эта энергия может быть использована в тепловой форме, например, в виде насыщенного пара для бытовых нужд ТЭС или преобразована в другой вид - механический в паровой турбине или электрический в генераторе электрического тока.

В паровом теплоутилизационном контуре (ТУК) пар вырабатывается в утилизационном котле (УК), куда поступают уходящие газы из ГТД. Пар из котла идёт на паровую турбину, которая через свой редуктор соединена с электрогенератором.

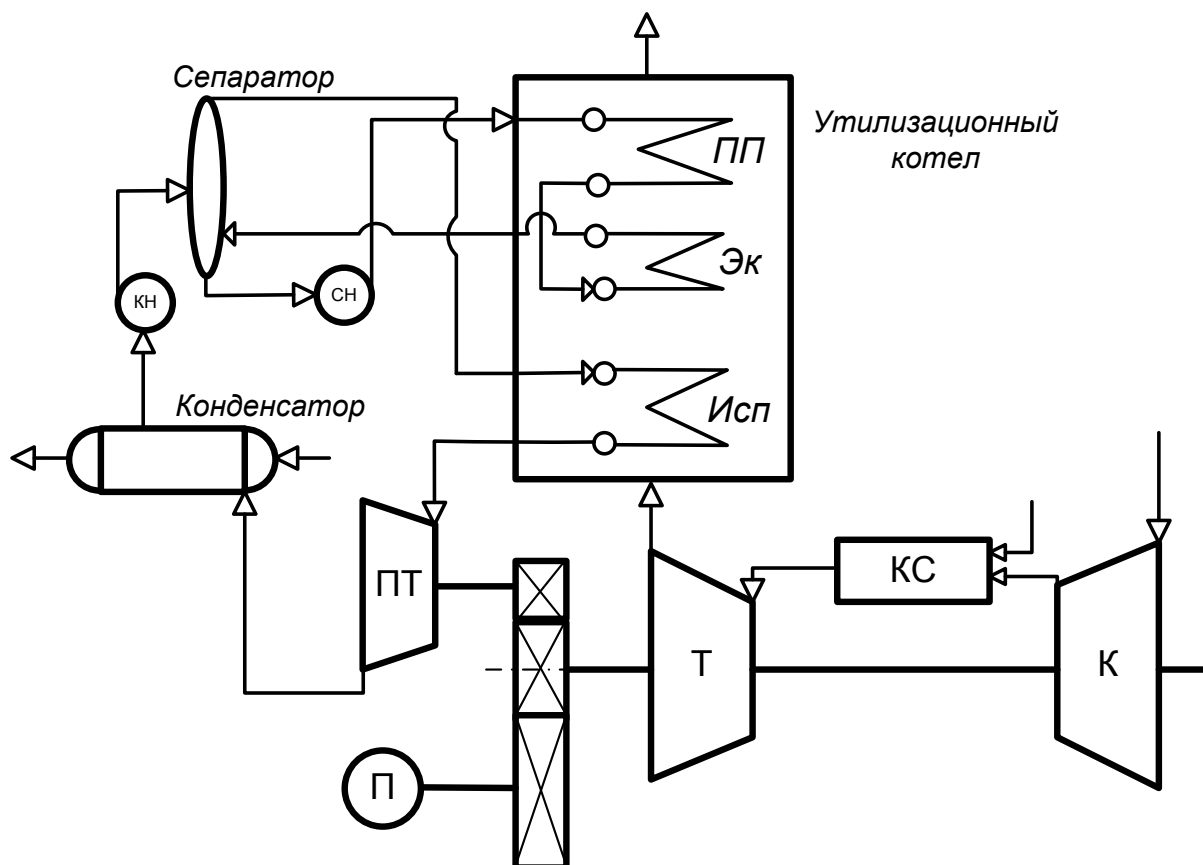


Рис. 4.5. Принципиальная схема ГТД с утилизацией теплоты уходящих газов

Выигрыш от использования утилизации тепла можно получить лишь при правильном и согласованном выборе параметров ГТД и ТУК. Поэтому важно установить зависимости между показателями эффективности и основными параметрами цикла ГТД.

4.2.1. Изображение цикла ГТД с утилизацией теплоты в координатах $T-S$

Принципиальная схема ГТД с утилизацией тепла показана на рис.4.5. Пар из утилизационного котла идёт на паровую турбину, которая через специальную муфту и передачу соединена с электрогенератором. Отработавший пар поступает в конденсатор, откуда конденсатным насосом вода забирается и подаётся в сепаратор. После сепаратора вода питательным насосом подаётся в экономайзер и

затем в испарительный трубопровод котла. После испарительного участка насыщенный пар поступает в сепаратор и оттуда в пароперегреватель УК.

Схемы пароводяного контура могут отличаться от показанного на рис.4.5 местом подачи питательной воды в сепаратор или непосредственно в экономайзер, наличием тёплого ящика, местом расположения экономайзера и т.п.

Утилизационный котёл, как правило, применяется с принудительной циркуляцией. Паровая турбина обычно однокорпусная, неревверсивная, двухопорная. Она оборудована быстрозапорным клапаном (БЗК) для прекращения подачи пара в проточную часть и редуционно-охлаждающим устройством (РОУ) для сброса пара в конденсатор при запуске, аварийных ситуациях или внезапных остановках ГТД. Мощность паровой турбины составляет примерно 30 % номинальной мощности ГТД.

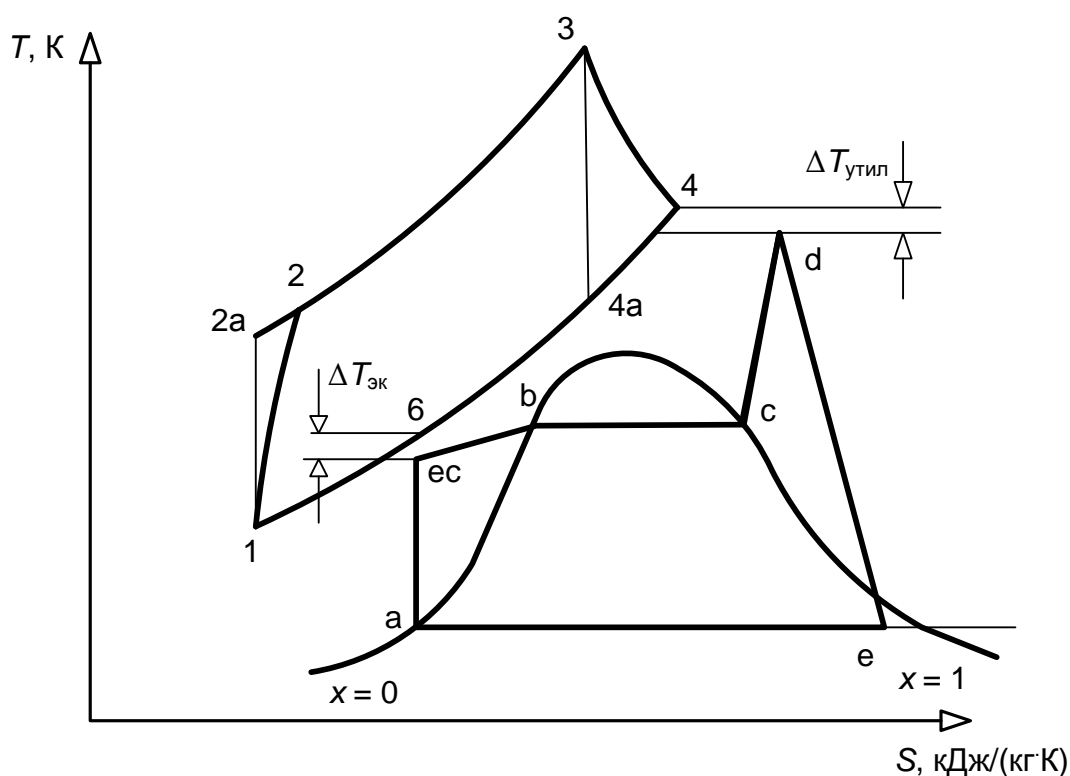


Рис. 4.6. Цикл газотурбинного двигателя с ТУК в координатах $T-S$

Действительный цикл газотурбинного двигателя с ТУК показан на рис.4.6, где линия 4-6 соответствует охлаждению газа в утилизационном котле. Паровая часть цикла имеет следующие характерные участки: $d-e$ расширение пара в турбине; $e-a$ конденсация пара; $a-ec$ повышение давления в конденсатном и питательном насосах, подогрев воды в сепараторе и подача в экономайзер; $ec-b$ подогрев воды в экономайзере; $b-c$ испарение; $c-d$ перегрев пара в пароперегревателе.

Разница температур газа за турбиной T_4 и перегретого пара T_d обычно равна $\Delta T_{утил} = 50 \div 85^\circ$, а температура газа на выходе из УК T_6 отличается от температуры воды на входе в экономайзер $T_{эк}$ на $\Delta T_{эк} = 30 \div 35^\circ$. Температура

перегретого пара T_d в современных ГТД с ТУК достигает $573 \div 623$ К при давлении $0,8 \div 1,6$ МПа.

4.2.2. Вывод основных зависимостей для полезной работы и КПД цикла с утилизацией теплоты

Коэффициент полезного действия парового цикла равен отношению энтальпий пара и воды в характерных точках:

$$\eta_{\text{ПСУ}} = \frac{h_d - h_e}{h_d - h_a}. \quad (4.11)$$

При указанных выше параметрах пара КПД парового цикла обычно не превышает 20 %.

Если взять максимальные разности энергий пара и воды с одной стороны ($q_{\text{утил}} = h_d - h_a$, кДж/кг) и газа, поступающего в УК из двигателя с другой ($q_{\text{Г}} = c_p^{\text{Г}}(T_4 - T_6)$, кДж/кг), то их отношение можно назвать коэффициентом полезного действия утилизации:

$$\eta_{\text{утил}} = \frac{q_{\text{утил}}}{q_{\text{Г}}}. \quad (4.12)$$

С учётом (4.11) и (4.12) добавочная полезная работа цикла ГТД с утилизацией тепла равна:

$$l_{\text{утил}} = c_p(T_4 - T_6) \cdot \eta_{\text{утил}} \cdot \eta_{\text{ПСУ}}. \quad (4.13)$$

Коэффициент полезного действия ГТД в цикле с утилизацией рассчитывается по формуле:

$$\eta_i^{\text{ТУК}} = \frac{l_i + l_{\text{утил}}}{q_1} = \frac{c_{\text{пр}} T_3 \eta_{\text{ит}} (1 + \beta) \left(1 - \pi_{\text{т}}^{-\frac{k_{\text{Г}} - 1}{k_{\text{Г}}}} \right) - c_{\text{рк}} T_1 \frac{1}{\eta_{\text{ик}}} \left(\pi_{\text{к}}^{\frac{k_{\text{К}} - 1}{k_{\text{К}}}} - 1 \right)}{\frac{1}{\eta_{\text{к}}} [(1 + \beta) c_{\text{пр}} T_3 - c_{\text{рк}} T_2]} + \frac{c_{\text{пр}} (T_4 - T_6) \eta_{\text{утил}} \cdot \eta_{\text{ПСУ}} - \Sigma q_{\text{ТУК}}}{\frac{1}{\eta_{\text{к}}} [(1 + \beta) c_{\text{пр}} T_3 - c_{\text{рк}} T_2]}, \quad (4.14)$$

где $\Sigma q_{\text{ТУК}}$ - тепловой эквивалент дополнительных гидравлических сопротивлений в газоздушном тракте ГТД при наличии УК.

Газотурбинные двигатели с ТУК имеют КПД на 20 ÷ 25 % выше, чем у двигателей простого цикла с одинаковыми параметрами, и на 4 ÷ 5 % выше, чем у ГТД с регенерацией при $r = 0,5$. Однако этот повышенный КПД достигается за счёт усложнения конструкции установки, что увеличивает затраты на её создание и эксплуатацию и даже может привести к снижению безотказности.

Кроме того, применение утилизации теплоты создаёт определённые сложности при эксплуатации, о которых надо иметь представление при создании ГТД с ТУК и при выборе параметров.

4.3. Газотурбинные двигатели с промежуточным охлаждением воздуха при сжатии и вторичным подогревом при расширении

Одним из направлений «карнотизации» цикла ГТД является приближение процессов сжатия и расширения к изотермическому. Получить полностью изотермические процессы невозможно, так как для этого требуется при сжатии непрерывно отводить тепло от воздуха или соответственно подогревать газ при расширении. Но при сжатии воздуха последовательно в двух компрессорах между ними можно размещать промежуточный охладитель и тем самым уменьшать работу сжатия во втором компрессоре и, следовательно, повышать полезную работу ГТД. Также можно увеличивать полезную работу за счёт повышения работы турбин, установив после первой турбины ещё одну камеру сгорания для подогрева газа. Таких ступеней подогрева газа может быть несколько, так как газ после первой камеры сгорания имеет достаточное количество кислорода для горения топлива.

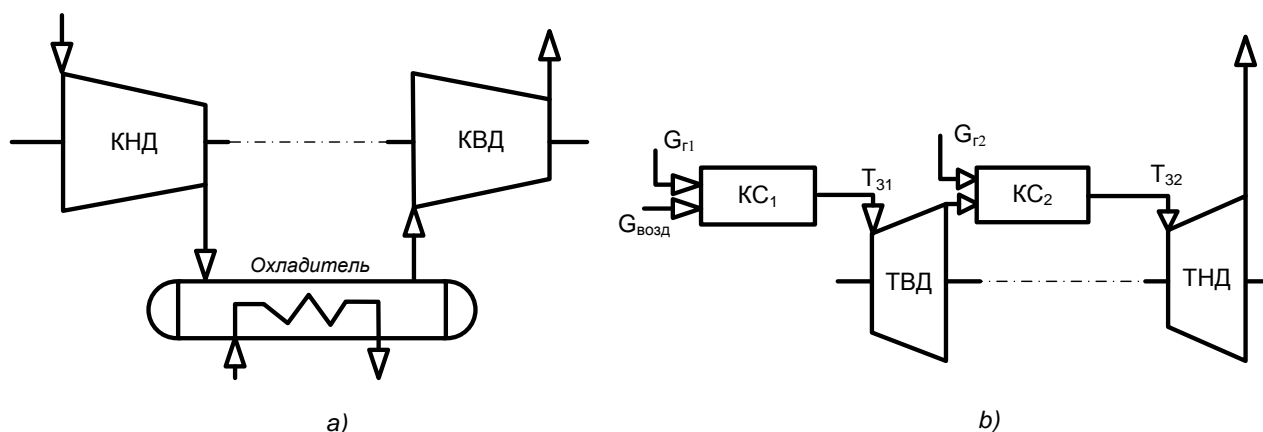


Рис. 4.7. Принципиальная схема промежуточного охлаждения воздуха (а) и вторичного подогрева (б)

Применение дополнительных устройств меняет основные показатели эффективности цикла. Поэтому необходимо получить уравнения связи между параметрами в сложном цикле и исследовать их для нахождения оптимальных значений КПД и полезной работы.

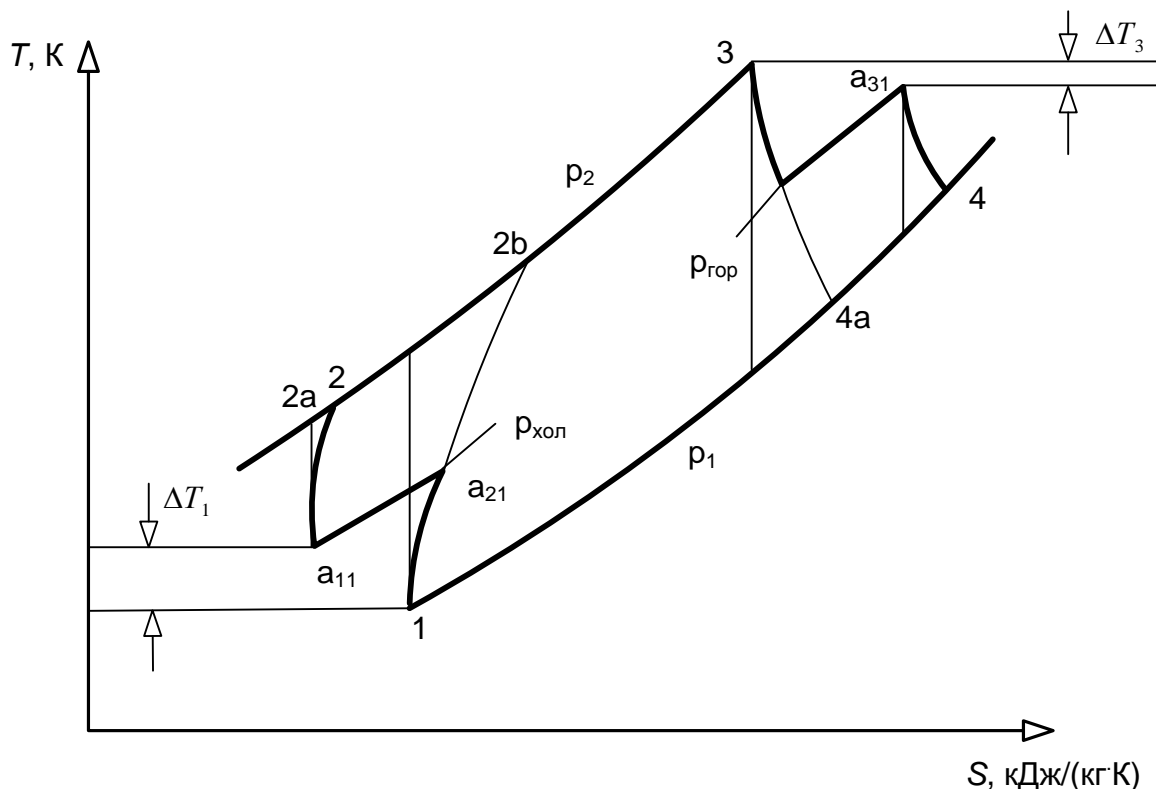
4.3.1. Изображение действительного цикла с промежуточным охлаждением воздуха при сжатии и вторичным подогревом газа при расширении в координатах $T-S$

Принципиальная схема промежуточного охлаждения воздуха и вторичного подогрева газа показана на рис.4.7. Графическое представление цикла с одной ступенью промежуточного охлаждения воздуха при сжатии и одной ступенью вторичного подогрева газа в координатах $T-S$ показано на рис.4.8.

На рис.4.8 процессу сжатия в первом компрессоре соответствует политропа $1-a_{21}$, после чего при давлении воздуха $p_{охл}$ происходит охлаждение сжатого

Рис. 4.8. Цикл ГТД с промежуточным охлаждением воздуха при сжатии и вторичным подогревом газа при расширении

воздуха до точки a_{11} . Температура воздуха в точке a_{11} может отличаться от температуры начала сжатия T_1 на величину ΔT_1 , которую называют недоохлаждением воздуха.



При $\Delta T_1 = 0$ происходит совершенное (полное) охлаждение воздуха. С температурой T_{11} воздух поступает на всасывание компрессора высокого давления, где при сжатии по политропе $a_{11}-2$ он нагревается до температуры T_2 .

За счёт уменьшения работы сжатия в компрессоре высокого давления полезная работа цикла ГТД возрастает. Это происходит всегда при величине недоохлаждения $0 < \Delta T_1 < (T_{21} - T_1)$. В то же время, в результате охлаждения понижается температура воздуха T_2 перед камерой сгорания на величину $T_{2b} - T_2$, что вызывает увеличение подведённого в цикл тепла q_1 . Поэтому коэффициент полезного действия ГТД при промежуточном охлаждении воздуха повышается не всегда, а только при определённом соотношении степени повышения давления в цикле π , температуры газа T_3 и величины недоохлаждения ΔT_1 .

После КВД воздух с температурой T_2 поступает в камеру сгорания, где нагревается при сжигании топлива до температуры T_3 и затем расширяется по политропе в первой турбине до давления $p_{гор}$. При этом давлении газ идёт во вторую камеру сгорания, куда подводится топливо и где его температура повышается до T_{31} . Разница $\Delta T_3 = T_3 - T_{31}$ называется величиной недогрева газа. Затем газ расширяется по политропе $a_{31}-4$ и уходит в атмосферу. За счёт повышения температуры газа на участке расширения $a_{31}-4$ увеличивается полезная работа цикла, но при этом из-за подачи дополнительного топлива во вторую камеру сгорания растёт и количество подведённого в цикл тепла. Поэтому повышение КПД цикла при вторичном подогреве газа происходит не всегда, а только при оптимальном

выборе параметров и главным образом давления во второй камере сгорания $p_{гор}$ и величины недогрева газа ΔT_3 .

4.3.2. Вывод основных зависимостей для полезной работы и КПД цикла

В ГТД с промежуточным охлаждением воздуха при сжатии работа, затраченная на сжатие во втором компрессоре с учётом охлаждения воздуха на всасывании до температуры T_{11} , определяется по формуле:

$$l_{ик2} = c_{pk} \cdot T_{11} \cdot \frac{1}{\eta_{ик2}} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_k-1}{k_k}} - 1 \right), \quad (4.15)$$

где $\pi_{к2} = p_2/p_{охл}$ - степень повышения давления во втором компрессоре; $\eta_{ик2}$ - изоэнтروпийный КПД второго компрессора.

Полезная работа цикла:

$$l_{юхл} = l_{ит} - l_{ик1} - l_{ик2} - \Sigma q_{охл}, \quad (4.16)$$

где $\Sigma q_{охл}$ - тепловой эквивалент дополнительных гидравлических сопротивлений движению воздуха в охладителе.

Коэффициент полезного действия ГТД равен отношению полезной работы цикла и затраченной энергии на нагрев рабочего тела в камере сгорания:

$$\eta_i = \frac{c_{pT} \eta_{iT} \eta_{mT} T_3 (1 + \beta) \left(1 - \pi_T^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right) - c_{pk} T_1 \frac{1}{\eta_{ик1} \eta_{мк1}} \left(\pi_{к1}^{\frac{k_k-1}{k_k}} - 1 \right)}{\frac{1}{\eta_{кк}} [(1 + \beta) c_{pT} T_3 - c_p^B \cdot T_2]} - \frac{c_{pk} T_1 \frac{1}{\eta_{ик2} \eta_{мк2}} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_k-1}{k_k}} - 1 \right) + \Sigma q_{охл}}{\frac{1}{\eta_{кк}} [(1 + \beta) c_{pT} T_3 - c_p^B \cdot T_2]}. \quad (4.17)$$

Продифференцировав числитель выражения (4.17) по параметру $p_{охл} = p_1 \cdot \pi_{к1}$ (давлению в промежуточном охладителе) и приравняв производную к нулю, находят оптимальную величина $(p_{охл}^l)_{оптим}$, которая соответствует максимальной полезной работе. При допущении равенства теплоёмкостей воздуха и газа, а также при $\pi_{к1} \cdot \pi_{к2} \approx \pi_T$ оптимальное давление в промежуточном охладителе определяется по формуле:

$$p_{охл}^l = \left(\frac{T_{11}}{T_1} \cdot \frac{\eta_{ик1}}{\eta_{ик2}} \right)^{\frac{1}{2m}} \cdot \sqrt{p_1 \cdot p_2}. \quad (4.18)$$

При совершенном охлаждении (т.е. $T_{11} = T_1$) из (4.18) следует $p_{охл}^l = \sqrt{p_1 \cdot p_2}$.

Зависимость полезной работы от степени повышения давления для ГТД с промежуточным охладителем воздуха показана на рис.4.9б. Как видно на этом

рисунке, практически во всём диапазоне изменения π полезная работа цикла с промохлаждением (пунктирная кривая) больше, чем в простом цикле.

Уменьшение величины недоохлаждения ($\Delta T_1 \rightarrow 0$) вызывает рост полезной

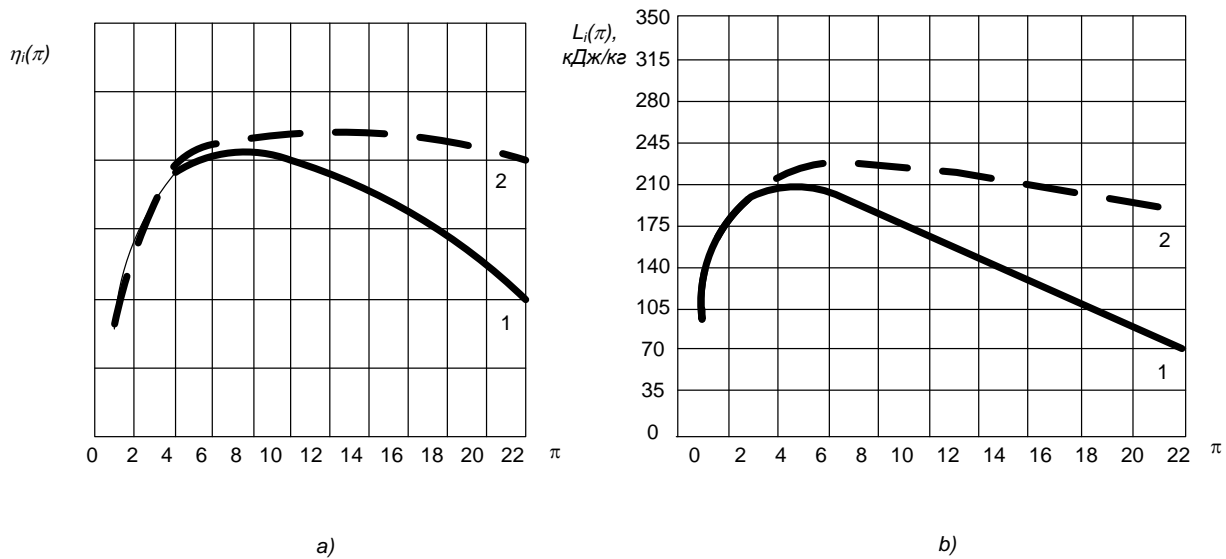


Рис. 4.9. Зависимость КПД (а) и полезной работы (б) ГТД простого цикла и цикла с промохлаждением воздуха от степени повышения давления:

1 – простой цикл; 2 – цикл с промохлаждением $T_3 = 1173$ К; $\Delta T_1 = 15$ К

работы при незначительном смещении оптимального значения π . Уменьшение давления в промохладителе при $\Delta T_1 = const$ приводит к незначительному снижению полезной работы и практически не вызывает смещения оптимального π . Это связано с пологостью кривой на рис.4.9б.

Если разделить потребную работу сжатия $l_{ик1}$ первого компрессора на суммарную работу двух компрессоров ($l_{ик1} + l_{ик2}$), то полученное отношение (обозначим его $\overline{l_{ик1}}$) можно использовать для оценки влияния давления в промохладителе на показатель эффективности цикла ГТД. Если $\overline{l_{ик1}} \rightarrow 0$, то это означает, что давление в промохладителе снижается или, что то же самое $\pi_{к1} \rightarrow 1$ и $p_{охл} \rightarrow p_1$. При $\overline{l_{ик1}} \rightarrow 1$ давление в промохладителе увеличивается и $\pi_{к2} \rightarrow 1$ и $p_{охл} \rightarrow p_2$. Оба крайних случая соответствуют превращению двухкомпрессорной схемы ГТД в однокомпрессорную. При $\overline{l_{ик1}} \approx 0,5$ давление в промежуточном охладителе будет оптимальным для получения максимальной работы (см. формулу (4.17)).

Как следует из (4.18), КПД цикла для наглядности можно представить в виде следующего отношения

$$\eta_i = \frac{l_i + \Delta l_{охл}}{q_1 + \Delta q_{охл}}, \quad (4.19)$$

где $\Delta l_{охл}$ - приращение полезной работы цикла; $\Delta q_{охл}$ - приращение подведённой (затраченной) теплоты в цикле.

Величины $\Delta l_{охл}$ и $\Delta q_{охл}$ зависят от давления в промежуточном охладителе воздуха, и поэтому КПД цикла также зависит от этого давления. При $\overline{l_{ик1}} < 0,1$

приращение работы меньше, чем приращение затраченной теплоты, так как на входе в охладитель температура воздуха сравнительно невелика из-за малой величины $\pi_{к1}$. С увеличением $\overline{l_{ик1}}$ повышается температура воздуха за первым компрессором, и эффект охлаждения сказывается сильнее на понижении работы сжатия второго компрессора. В результате полезная работа цикла растёт быстрее, чем увеличивается подведённая теплота, и, КПД цикла возрастает. При $\overline{l_{ик1}} > 0,3$ уменьшается $\pi_{к2}$ и, тем самым, уменьшается температура воздуха за вторым компрессором, что приводит к увеличению подведённой в цикле теплоты. Это вызывает снижение КПД газотурбинного двигателя.

Установлено, что при $\overline{l_{ик1}} = 0,1 \div 0,3$ можно достичь повышения КПД цикла с промозаждением по сравнению с КПД простого цикла в широком диапазоне изменения $\pi \approx \pi_{к1} \cdot \pi_{к2}$ и ΔT_I , как это видно на рис.4.10.

Для нахождения оптимального давления воздуха в промежуточном охладителе, обеспечивающего максимальный КПД, уравнение (4.18) следует продифференцировать и приравнять производную к нулю. В результате решения полученного алгебраического уравнения будет найдено значение $(p_{охл}^n)_{опт}$, соответствующее максимальному КПД.

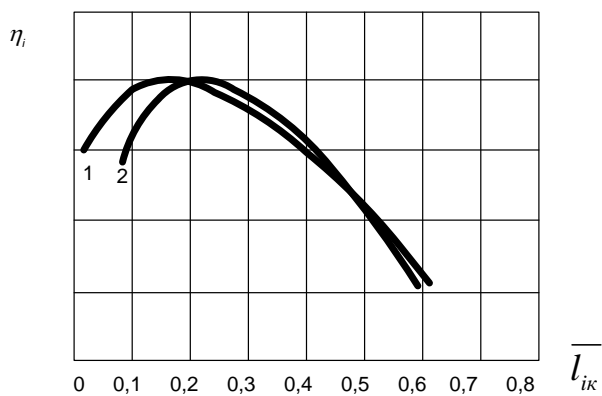


Рис. 4.10. Зависимость КПД цикла с промозаждением от относительной работы сжатия в КНД при:

$1 - \pi = 14$; $2 - \pi = 28$; $\Delta T_I = 15^\circ$; $T_3 = 1173$ К

Расчёты показывают, что $p_{охл}^n < p_{охл}^l$. Зависимость КПД цикла с промозаждением от степени повышения давления при $p_{охл} = p_{охл}^n$; $T_3 = 1173$ К; $\pi = 14$; $\pi_{к1} = 1,7$; $\Delta T_I = 15^\circ$ показана на рис.4.9а.

Сравнивая показатели цикла с промежуточным охлаждением воздуха и простого цикла, можно сделать следующие выводы:

1) применение промежуточного охлаждения воздуха приводит к увеличению полезной работы цикла и, следовательно, к уменьшению размеров проточной части ГТД (при фиксированной мощности двигателя). Для обеспечения максимальной полезной работы цикла необходимо принимать давление воздуха в промозадителе $p_{охл} = p_{охл}^l$;

2) для получения максимального КПД следует выбирать $p_{охл} = p_{охл}^n$, причём при любом недоохлаждении воздуха $p_{охл}^n < p_{охл}^l$;

3) оптимальные значения степени повышения давления в цикле с промозаждением больше, чем в простом цикле;

4) кривые зависимости КПД и полезной работы цикла с промозаждением более пологие, чем в простом цикле, что облегчает выбор параметров при проектировании;

5) в связи с тем, что температура воздуха перед КС в цикле с промощаждением значительно зависит от параметров $p_{охл}$, ΔT_1 применение промощаждителя наиболее целесообразно вместе с регенератором.

4.3.3. ГТД с промежуточным охлаждением воздуха при сжатии и регенерацией

Применение регенератора в ГТД с промежуточным охлаждением воздуха даёт значительный выигрыш в КПД цикла. Это связано с тем, что температура воздуха за регенератором в таком цикле мало меняется при изменении величины недоохлаждения и давления воздуха в промежуточном охладителе. В результате подведённая в цикле теплота снижается из-за влияния регенератора и к тому же изменяется мало в широких пределах изменения параметров, а полезная работа цикла увеличивается за счёт промощаждения. Увеличение КПД в сложном цикле с промощаждителем и регенератором видно на рис.4.14. Как следует из этого рисунка, $\eta_{(охл+рег)} = 0,344$, $\eta_{охл} = 0,292$, а максимальный КПД простого цикла равен 0,275, то есть приращение КПД составляет $\approx 7\%$, и при этом величина $\pi_{оптим}$ смещается влево в область меньших значений, что также упрощает выбор параметров и проектирование установки.

Коэффициент полезного действия рассматриваемого цикла рассчитывается по уравнению:

$$\eta_{i(охл+рег)} = \frac{c_{pt} T_3 \eta_{it} \eta_{mt} (1 + \beta) \left(1 - \pi_{\tau}^{\frac{k_{\tau}-1}{k_{\tau}}} \right)}{\eta_{кк} \left[(1 + \beta) c_{pt} \cdot T_3 - c_p^r \cdot T_5 \right]} - \frac{c_{рк} \cdot T_1 \frac{1}{\eta_{ик1} \eta_{мк}} \left(\pi_{к1}^{\frac{k_{к}-1}{k_{к}}} - 1 \right) + c_{рк} \cdot T_{11} \frac{1}{\eta_{ик2} \eta_{мк}} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{к}-1}{k_{к}}} - 1 \right) + \sum_{i=1}^n q_{ri}}{\eta_{кк} \left[(1 + \beta) c_{pt} \cdot T_3 - c_p^r \cdot T_5 \right]}, \quad (4.20)$$

где $\sum_{i=1}^n q_{ri}$ - тепловой эквивалент гидравлических сопротивлений с учётом n - участков газоздушного тракта ГТД, включающих промощаждитель и регенератор; $T_{11} = T_1 + \Delta T_1$ - температура воздуха после воздухоохладителя; ΔT_1 - величина недоохлаждения воздуха; r - степень регенерации; $T_5 = T_{22} + r(T_4 - T_{22})$ - температура воздуха за регенератором на входе в камеру сгорания; $\pi_{к1}$, $\pi_{к2}$ - степени повышения давления в первом и втором компрессоре, соответственно.

Схема ГТД сложного цикла, включающего регенератор и промощаждитель, показана на рис.4.11. Этот двигатель создан фирмами «Westinghouse» и «Rolls-Royce». Двигатель мощностью $N_e \approx 21$ МВт имеет массу 49 826 кг. Компрессор низкого давления - 7-ступенчатый, высокого давления - 6-ступенчатый, кольцевая камера сгорания имеет 18 форсунок. Турбина высокого давления выполнена 2-ступенчатой, среднего давления имеет 3 ступени, а силовая турбина низкого

давления - 2 ступени. Этот двигатель имеет расход топлива на 30 % меньше, чем у газотурбинного двигателя LM2500.

Опыт проектирования и создания отечественных и зарубежных стационарных и транспортных ГТД сложного цикла показал, что основные трудности возникают при создании теплообменных аппаратов с минимальными гидравлическими сопротивлениями.

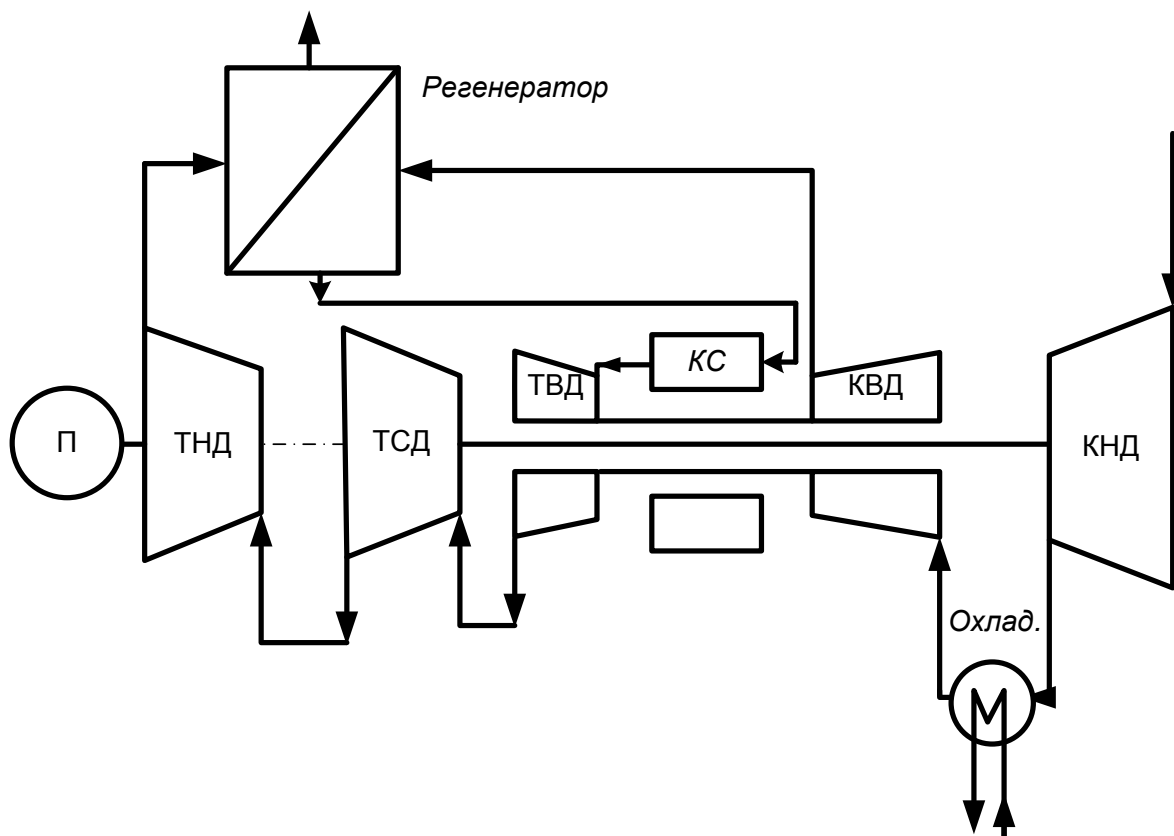


Рис. 4.11. Схема газотурбинного двигателя сложного цикла с промежуточным охлаждением и регенерацией

Часто высокие значения гидравлических сопротивлений в ГТД заметно снижают положительный эффект от применения сложного цикла. Для примера можно упомянуть двигатель RM-60 (Великобритания), в котором, несмотря на три ступени сжатия и два промежуточных охладителя воздуха, а также регенератор, из-за большого количества трубопроводов с многочисленными поворотами, не удалось получить высокий КПД. Этот же недостаток присущ российской стационарной установке ГТ 750.

4.3.4. ГТД с вторичным подогревом газа

Подвод тепла во второй камере сгорания (рис.4.12) будет увеличивать полезную работу цикла, что может привести либо к увеличению мощности ГТД (при фиксированном расходе газа), либо к уменьшению габаритов проточной части (при фиксированной мощности ГТД). Повышения КПД цикла при вторичном подводе тепла можно добиться только при определенном давлении газа $p_{под}$ во

второй камере сгорания, так как если зафиксировать недогрев газа ΔT_3 , то при малой величине $p_{под}$ и, следовательно, малой степени понижения давления во второй турбине $\pi_{т2}$ газ с достаточно высокой температурой T_4 будет уходить в атмосферу, тем самым увеличивая потери тепловой энергии в цикле. В то же время при большом давлении $p_{под}$ газ во вторую камеру сгорания будет поступать с высокой температурой T_{41} , что ограничит количество теплоты, подводимой во второй камере сгорания из-за ограничения по допустимой температуре газа.

Если в сложном цикле применяется только вторичный подогрев газа, то полезная работа ГТД определяется выражением:

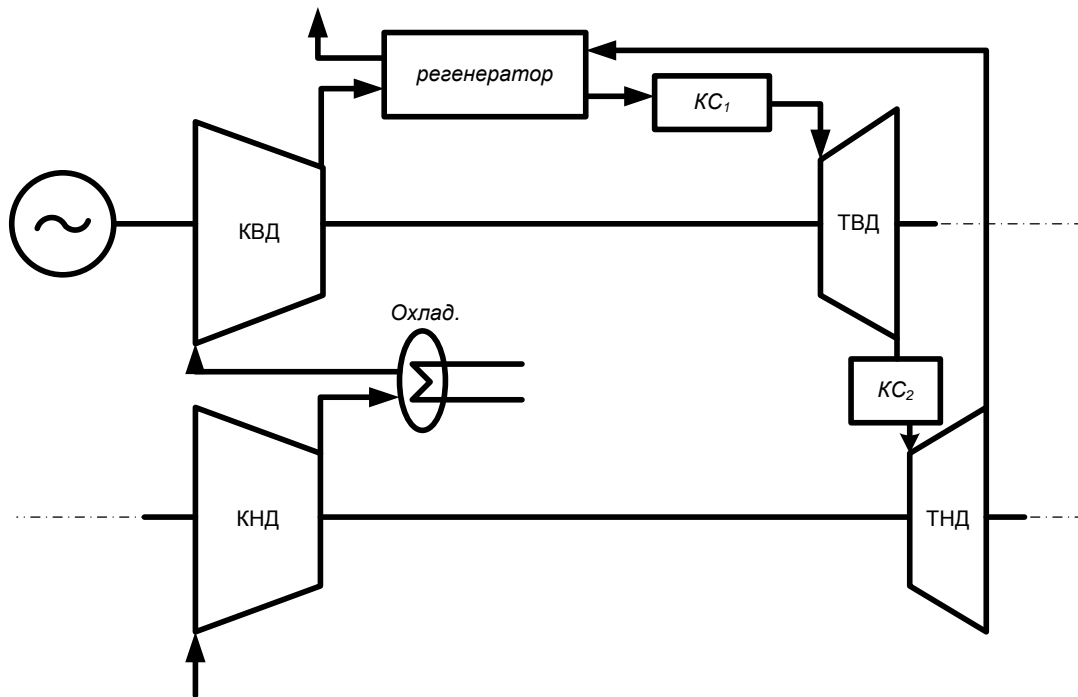


Рис. 4.12. Схема газотурбинного двигателя сложного цикла с промежуточным охлаждением воздуха, регенератором и вторичным подогревом газа

$$l_i = c_{pT} T_3 \eta_{it1} \eta_{mT} (1 + \beta_1) \left(1 - \pi_{т1}^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right) + c_{pT} T_{31} \eta_{it2} \eta_{mT} (1 + \beta_2) \left(1 - \pi_{т2}^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right) - c_{pK} T_1 \frac{1}{\eta_{iK} \eta_{mK}} \left(\pi_K^{\frac{k_K-1}{k_K}} - 1 \right), \quad (4.21)$$

где $\pi_{т1}$, $\pi_{т2}$ - степени понижения давления в первой и второй турбине; β_1 , β_2 - отношения массы топлива и воздуха в первой и второй камерах сгорания.

Если продифференцировать (4.21) и приравнять производную к нулю, то из полученного уравнения можно найти значение давления во второй камере сгорания $p_{под}$, при котором полезная работа цикла будет максимальной:

$$p_{под} = \left[\frac{(1 + \beta_2) \eta_{it2} T_{31}}{(1 + \beta_1) \eta_{it1} T_3} \right]^{\frac{1}{2m_T}} \sqrt{p_1 p_2}, \quad (4.22)$$

где $m_T = (k_T - 1)/k_T$.

Подведённая в цикле теплота определяется выражением:

$$q_1 = \frac{1}{\eta_{\text{кк}}} \left[(1 + \beta_1) c_{\text{пр}} T_3 - T_2 + (T_{31} - T_{41})(1 + \beta_1) + (\beta_2 - \beta_1) T_{31} \right], \quad (4.23)$$

где T_{41} - температура газа после первой турбины.

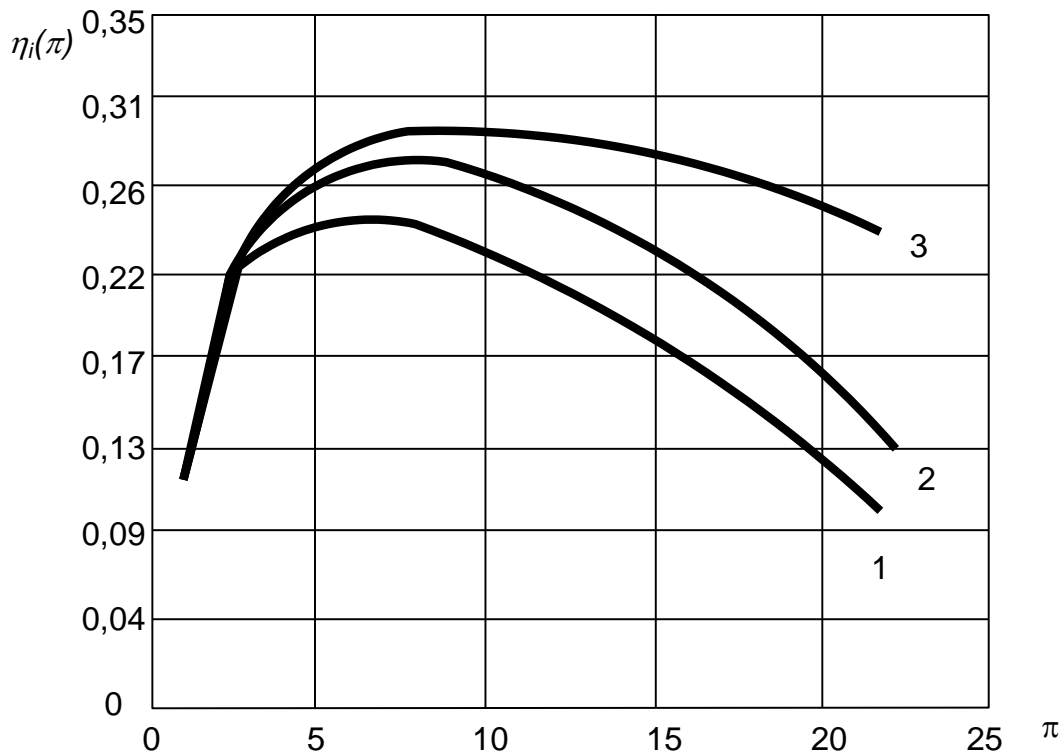


Рис. 4.13. Зависимость КПД двухкомпрессорного ГТД со свободной силовой ТНД от степени повышения давления: 1 – цикл с промподогревом при $p_{\text{под}} = 0,13 p_2$; 2 – простой цикл; 3 – цикл с промподогревом при $p_{\text{под}} = 0,52 p_2$; $T_3 = 1173 \text{ K}$; $\Delta T_3 = 0$

Тогда коэффициент полезного действия цикла будет определяться отношением l_i и q_1 , то есть выражений (4.21) и (4.23):

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_1}. \quad (4.24)$$

Из уравнения (4.24) можно найти значение давления во второй камере сгорания, при котором КПД цикла будет максимальным. При недогреве газа равным нулю, т.е. при $T_{31} = T_3$ приближённо можно считать, что максимальный КПД достигается при давлении газа во второй камере сгорания $p_{\text{под}}'' = (0,50 \div 0,75) \cdot p_2$, а максимум полезной работы будет при $p_{\text{под}}' = (0,6 \div 0,7) \cdot p_2$, причём нижний предел соответствует высоким значениям $\pi = 14 \div 18$, а верхний - малым $\pi = 4 \div 6$.

Выбор давления во второй камере сгорания в пределах от $p_{\text{под}}''$ до $p_{\text{под}}'$ почти не влияет на величину оптимального отношения давления в цикле, соответствующего максимальной работе или максимальному КПД. Оптимальная общая степень повышения давления в цикле с промежуточным подогревом газа будет

при прочих равных условиях больше, чем в простом цикле, а зависимости полезной работы и КПД от π в области максимумов будут более пологими. Зависимость КПД двухкомпрессорного газотурбинного двигателя со свободной силовой турбиной от степени повышения давления при различных способах размещения второй камеры сгорания показана на рис.4.13.

Как видно на рис.4.13, действительно только при оптимальном выборе давления во второй камере сгорания можно получить выигрыш в экономичности ГТД.

4.3.5. ГТД с промежуточным охлаждением воздуха при сжатии, вторичным подогревом газа и регенерацией

Температура газа на выходе из двигателя при наличии промподогрева выше, чем в простом цикле с такими же начальными параметрами, что позволяет с большей эффективностью использовать в таком цикле регенерацию и промежуточное охлаждение воздуха при сжатии. При наличии в цикле s -ступеней промежуточного охлаждения и n - ступеней вторичного подогрева КПД двигателя определяется выражением:

$$\eta_i = \frac{\left(\sum_1^n l_{it} - \sum_1^s l_{ik} \right)}{\sum_1^n q_1}, \quad (4.25)$$

где $\sum_1^n l_{it}$ - сумма работ всех турбин, входящих в ГТД; $\sum_1^s l_{ik}$ - сумма затраченных

работ всех компрессоров; $\sum_1^n q_1$ - сумма подведённой теплоты во всех камерах сгорания. Зависимость КПД газотурбинного двигателя от степени повышения давления при наличии в цикле промежуточного охлаждения воздуха при сжатии, вторичного подогрева газа при расширении и регенерации показана на рис. 4.14.

Из сравнения кривых 2 и 3, а также 5 и 3 на рис.4.14 видно, что усложнение цикла может привести к значительному повышению КПД, и при этом максимальные значения экономичности цикла достигаются при пониженных значениях степени повышения давления.

Интересно отметить, что при уменьшении давления во второй камере сгорания КПД сложного цикла возрастает (кривая 2) за счёт влияния повышенной температуры газа перед регенератором. Следовательно, выбор параметров в сложном цикле должен выполняться с учётом всех усложняющих элементов, влияние которых на эффективность рабочего процесса ГТД может быть противоположным.

Применение сложных циклов в ГТД требует решения многих сложных вопросов, связанных с выбором оптимальных параметров, проектированием теплообменников с минимальными гидравлическими сопротивлениями, оптимальной компоновки всех элементов и т.п. Очевидно, что разработка ГТД сложной

схемы связана с повышенными капитальными затратами, в том числе на создание и испытание опытных образцов. Однако, несмотря на указанные трудности, специалисты многих стран занимаются разработкой ГТД сложных схем.

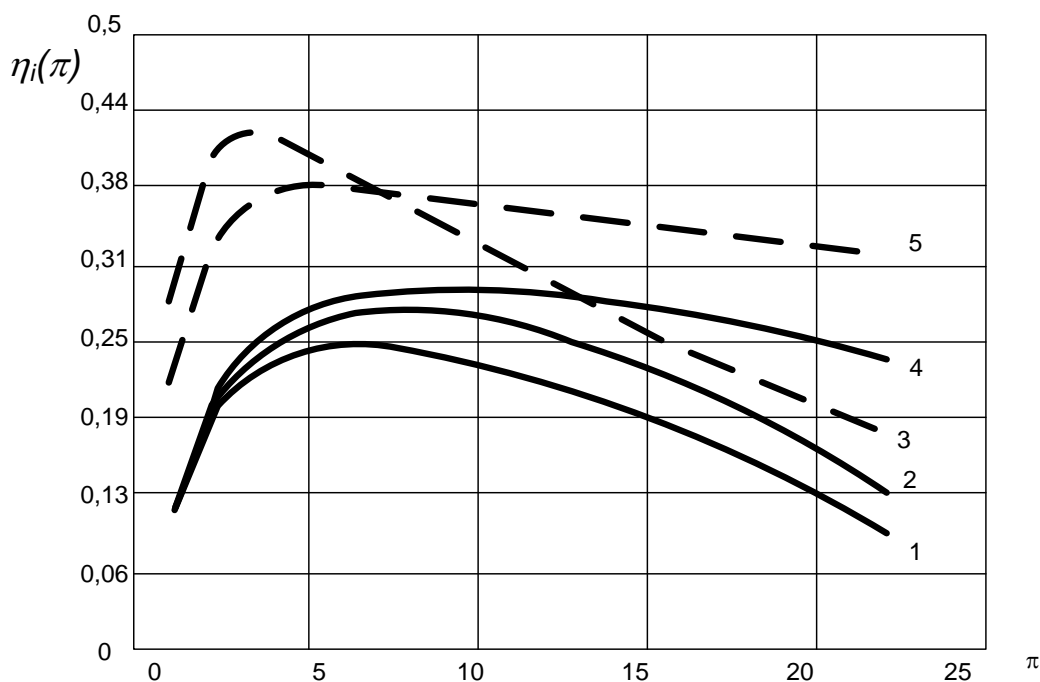


Рис. 4.14. Зависимость КПД двухкомпрессорного ГТД со свободной силовой ТНД от степени повышения давления:

1 – цикл с промподогревом при $p_{\text{под}}=0,13 \cdot p_2$; 2 – простой цикл; 3 – цикл с промподогревом при $p_{\text{под}}=0,13 \cdot p_2$, с промхлаждением и регенерацией; 4 – цикл с промподогревом при $p_{\text{под}}=0,52 \cdot p_2$; 5 – то же самое с промхлаждением и регенерацией; $T_3 = 1173 \text{ K}$; $\Delta T_3=0$; $\Delta T_1=5 \text{ K}$; $r = 0,75$

Контрольные вопросы по теме 4

1. Какие процессы происходят в действительном цикле Брайтона с регенерацией?
2. Каким отношением оценивают эффективность регенерации?
3. Какое влияние оказывает регенерация на величину полезной работы и КПД цикла?
4. Как изменяется оптимальная степень повышения давления цикла от степени регенерации?
5. К чему приведет увеличение степени регенерации цикла, с точки зрения массогабаритных и экономических показателей?
6. Опишите характерные участки паровой части цикла ГТД с ТУК.
7. Что называют коэффициентом полезного действия утилизации?
8. Достигнутые показатели КПД цикла ГТД с ТУК, и за счет чего они достигаются?
9. Что называют недоохлаждением воздуха, и при каких значениях повышается КПД цикла ГТД при промежуточном охлаждении воздуха?

10. Что называют недогревом газа воздуха, и при каких значениях повышается КПД цикла ГТД при вторичном подогреве газа?
11. Как влияет давление в промохладителе на эффективность цикла ГТД?
12. Что надо сделать для нахождения оптимального давления воздуха в промежуточном охладителе, обеспечивающего максимальный КПД?
13. Какие выводы можно сделать при сравнении показателей цикла с промежуточным охлаждением воздуха и простого цикла?
14. С чем связан выигрыш в КПД с применением регенератора в ГТД с промежуточным охлаждением воздуха?
15. К чему может привести подвод тепла во второй камере сгорания цикла ГТД?
16. При каком условии можно добиться повышения КПД цикла при вторичном подводе тепла?
17. При каких значениях давления во второй камере сгорания достигается максимальный КПД и максимум полезной работы?
18. Как изменяются зависимости КПД ГТД от степени повышения давления при наличии в цикле промежуточного охлаждения воздуха при сжатии, вторичного подогрева газа при расширении и регенерации?
19. К чему приведет усложнение цикла ГТД за счет промежуточного охлаждения воздуха при сжатии, вторичного подогрева газа при расширении и регенерации?
20. Какие вопросы необходимо решить, применяя сложные циклы ГТД?

ТЕМА 5. КОМБИНИРОВАННЫЕ ЦИКЛЫ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

5.1. Характеристики циклов ГТД в комбинированных установках

Дальнейшее совершенствование термодинамических показателей цикла ГТД, реализованного в конструкции конкретной энергетической установки, связано с использованием комбинированных установок.

Широкие возможности повышения полезной работы и КПД цикла открываются при использовании комбинации газотурбинной установки с паротурбинной установкой (ПТУ), в которых пар и газ применяются в едином энергетическом комплексе.

Существует несколько способов использования ГТД в составе комбинированных установок:

1. Газопаровые утилизационные установки.
2. Комбинированные парогазовые установки.

В газопаровых утилизационных установках за счет дополнительного устройства – утилизационного контура - происходит превращение в дополнительную полезную работу неиспользованной энергии рабочего процесса ГТД (тепла уходящих газов) без дополнительных расходов рабочего тела и топлива. При этом суммарная полезная работа и КПД комбинированного цикла возрастают, а полезная работа ГТД несколько снижается из-за увеличения гидравлических сопротивлений в выходном устройстве, в результате наличия в нем трубной системы котла-утилизатора. Подробно характеристики данного цикла были рассмотрены в п. 4.2. По данному принципу работают комбинированные установки большинства транспортных ГТД.

Существуют схемы, в которых энергия уходящих газов в цикле ГТД используется для выработки тепла в парогенераторах для промышленных и хозяйственных нужд, газотурбогенераторы в энергопоездах производства НПП «Машпроект» и др.

Тепловая энергия уходящих газов ГТД может быть использована для генерации дополнительного количества рабочего тела, задействованного в цикле ГТД. Например, в газопаровых установках контактного типа осуществляется ввод пара в проточную часть двигателя. Для генерации пара предусмотрен котел-утилизатор, в котором используется тепло уходящих газов ГТД. При этом решаются две задачи:

- 1) повышается удельная мощность двигателя за счёт увеличения массы рабочего тела, проходящего через проточную часть турбины;
- 2) пар используется для охлаждения горячих деталей двигателя, в первую очередь, лопаток турбины и дисков.

В литературе такие установки иногда называют контактными газопаровыми установками (КГПУ), интегральными установками (рис.5.1) или установками с циклом «*STIG*».

Особенность термодинамических процессов в КГПУ заключается в том, что пар, подаваемый в камеру сгорания ГТД, перегревается до температуры продуктов сгорания и смешивается с ними. Термическая эффективность установки заметно повышается по сравнению с двигателем простого цикла. Ввод пара улучшает характеристики установки на режимах пониженной мощности за счёт регулирования подачи пара. Кроме того, при добавке пара в камеру сгорания повышается равномерность температур парогазовой смеси на лопатках турбины, и что очень важно, наблюдается существенное снижение окислов азота NO_x в отработавших газах.

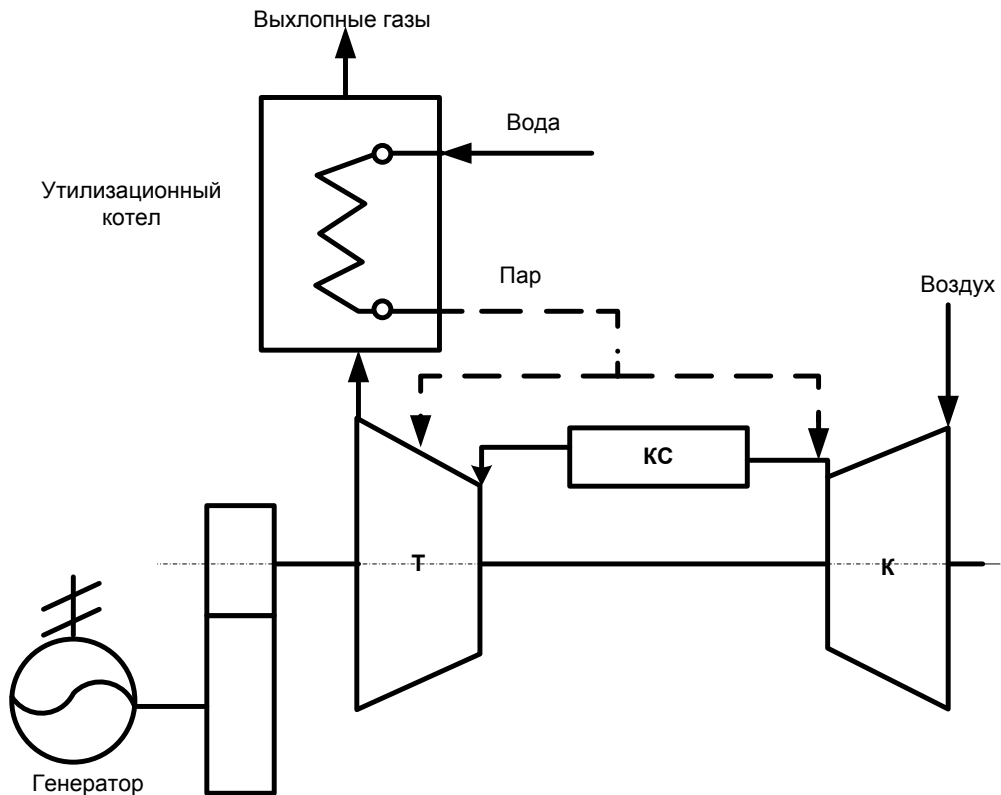


Рис. 5.1. Схема контактной газопаровой установки (КГПУ)

Основным недостатком рассмотренной схемы является необходимость решения проблемы улавливания и возвращения в цикл водяного пара после срабатывания своей энергии в силовой турбине ГТД, а также трудности, связанные с обеспечением устойчивого горения топлива в парогазовой среде камеры сгорания. Обычно в первичный воздух камеры сгорания можно ввести не более 8 ÷ 10 % пара от расхода воздуха, а во вторичный до 25 %.

Существуют проекты, в которых предусмотрено создание стационарных ГТД для выработки электроэнергии мощностью до 400 МВт с подачей пара из утилизационного котла в камеру сгорания с температурой парогазовой смеси 1573 К. Коэффициент полезного действия по расчётам равен 54,3 %.

Принцип действия газопаровой установки контактного типа показан на диаграмме $T-S$, рис.5.2.

Пар с температурой T_m из котла - утилизатора подается в камеру сгорания, где, участвуя в процессе горения топлива, достигает температуры T_d .

Показатели установки зависят от массы и параметров введенного в камеру горения пара. Обозначим $d = G_{\text{п}}/G_{\text{в}}$, как относительное количество пара, введенного в проточную часть ГТД, где $G_{\text{п}}$ - количество пара, а $G_{\text{в}}$ - количество воздуха, проходящего через камеру горения.

Коэффициент утилизации в данном случае обозначает долю тепла, подведенного к пару в утилизационном котле:

$$K_{\text{утил}} = \frac{q_{\text{утил}}}{q_{\text{кс}}^{\text{пар}} + q_{\text{утил}}} = \frac{h_m - h_a}{h_d - h_a}, \quad (5.1)$$

где $q_{\text{КС}}^{\text{пар}} = d(h_d - h_m)$ - теплота топлива, подведенная в КС к пару.

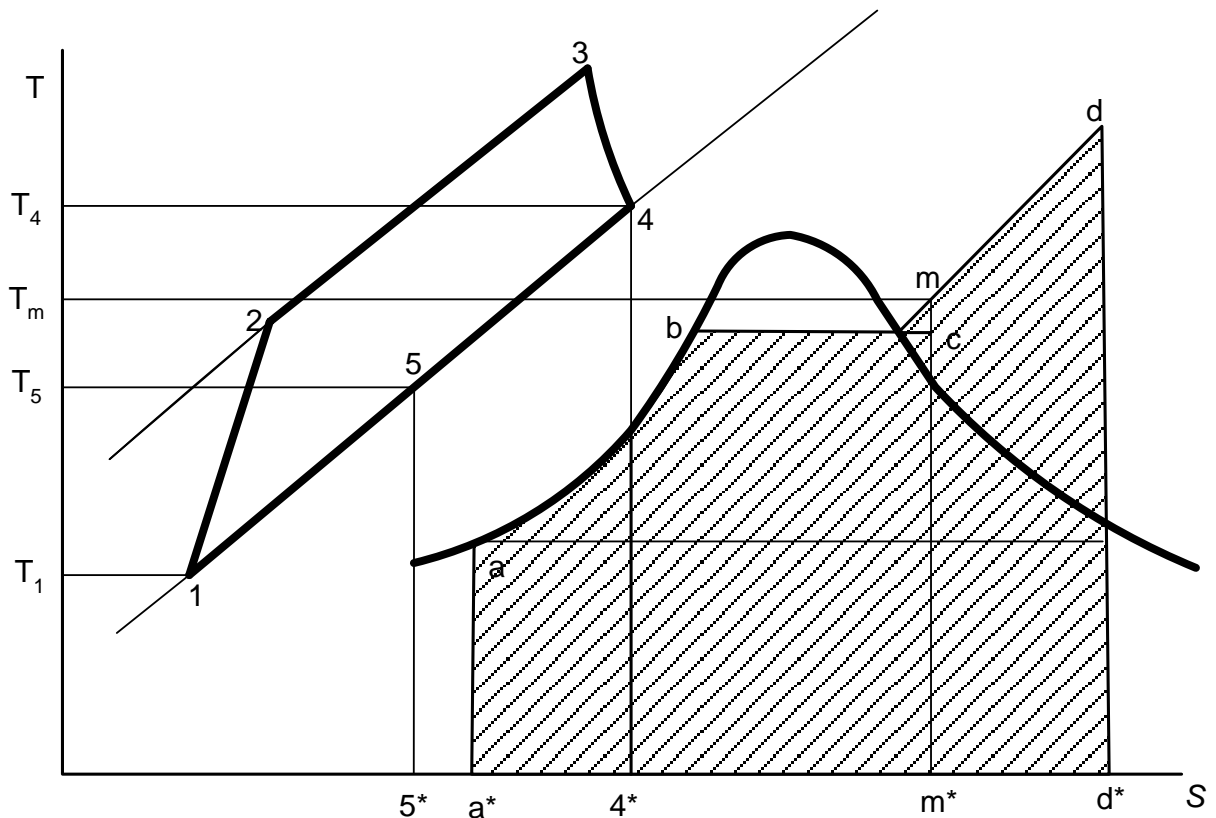


Рис. 5.2. Рабочий процесс газопаровой установки контактного типа

Ввод пара в КС уменьшает коэффициент избытка воздуха, поэтому необходимо учитывать, что существует значение минимума коэффициента избытка воздуха α_{\min} для цикла ГТД.

Выигрыш в КПД при использовании данного цикла ГТД составляет:

$$\Delta \eta_i = \eta_i^{\text{CGSP}} - \eta_i^{\text{ГТД}} = \beta_s \left[\frac{\eta_i^{\text{ПСУ}}}{(1 - K_{\text{утил}})} - \eta_i^{\text{ГТД}} \right], \quad (5.2)$$

где $\eta_i^{\text{ГТД}}$ - внутренний КПД цикла ГТД; $\eta_i^{\text{ПСУ}}$ - внутренний КПД парового цикла;

$\beta_s = \frac{q_{\text{КС}}^{\text{пар}}}{(q_{\text{КС}}^{\text{пар}} + q_{\text{КС}}^{\text{Г}})}$ - относительная доля теплоты, подведенной к пару; $q_{\text{КС}}^{\text{Г}}$ - теплота топлива, подведенная к газу.

Интересные результаты получены при реализации в цикле контактной ГТУ воздушного конденсатора отработавших газов, выполненного по схеме профессора Н.А. Дикого [2]. Эксперименты, выполненные на установках мощностью 16 и 25 МВт, показали возможность улавливания из отработавших газов большей части воды, впрыскиваемой в цикл в виде пара, поступающего из утилизационного котла. Исследовалась возможность использования пара из УК не только в качестве энергетического пара, но и для охлаждения горячих деталей турбины.

Установлено, что имеется принципиальная возможность увеличения КПД контактной ГТУ до 50 % и более. Принципиальная схема установки «Водолей» показана на рис.5.3.

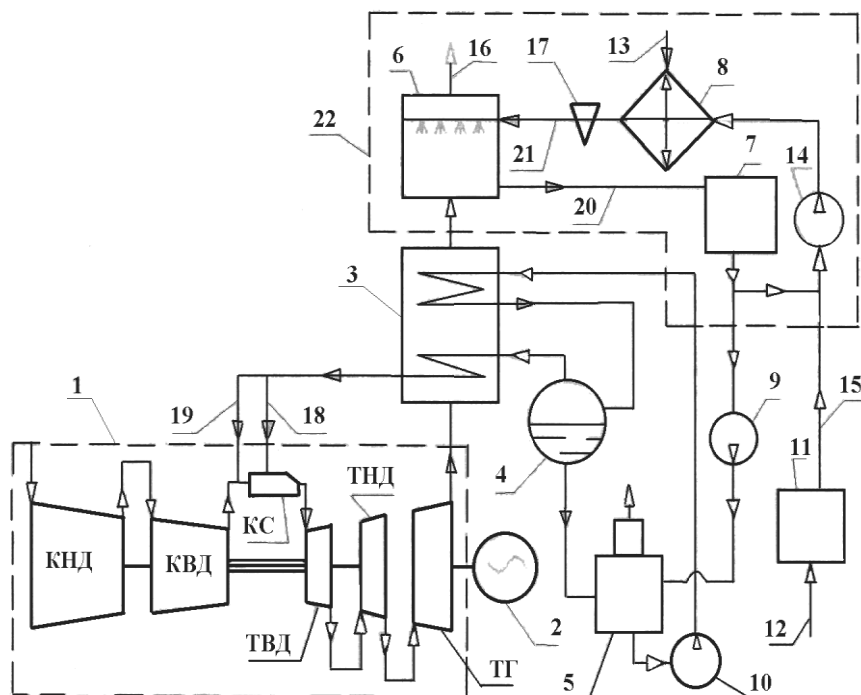


Рис. 5.3. Схема контактной газопаротурбинной установки «Водолей»Ошибка! Источник ссылки не найден.:

1 - газотурбинный двигатель; 2 - генератор; 3 - котёл-утилизатор; 4 - сепаратор; 5 - деаэрактор; 6 - контактный конденсатор-газоохладитель; 7 - ёмкость-накопитель конденсата; 8 - охладитель конденсата; 9 - питательный насос; 10 - циркуляционный насос; 11 - система подготовки исходной котловой воды; 12 - техническая вода в систему водоподготовки; 13 - техническая вода в систему охлаждения конденсата; 14 - конденсатный насос; 15 - подпитка котловой воды; 16 - выхлоп газов в атмосферу; 17 - фильтр конденсата; 18 - энергетический впрыск пара; 19 - экологический впрыск пара; 20 - слив конденсата из конденсатора; 21 - охлаждающая вода в конденсатор; 22 - охлаждающий

В настоящее время единственная в мире установка КПГУ «16-К», в которой используется концевой контактный конденсатор для улавливания водяного пара, построена и эксплуатируется в России.

Наиболее широкое распространения в настоящее время получили комбинированные парогазовые установки.

Парогазовые установки, как и газопаровые, применяются для выработки дополнительной мощности за счет использования тепла уходящих газов ГТД в котле-утилизаторе (парогенераторе) или в водяном подогревателе. Основным отличием комбинированных установок с использованием ГТД является соотношение расхода топлива и вырабатываемой полезной работы в газовом и паровом циклах.

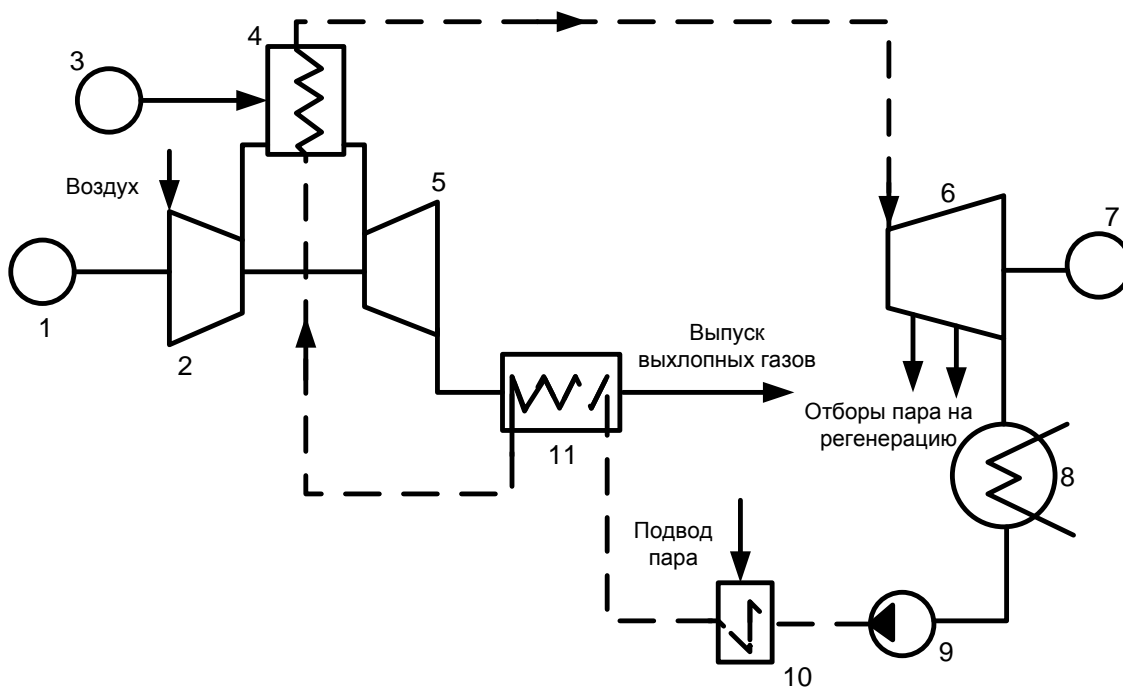


Рис. 5.4. ГТД в схеме с высоконапорным парогенератором:

1, 7 – электрогенераторы; 2 – компрессор; 3 – подвод топлива; 4 – камера сгорания и парогенератор высокого давления; 5 – силовая турбина ГТД; 6 – паровая турбина; 8 – конденсатор; 9 – питательный насос; 10, 11 – подогреватели питательной воды

В газопаровой установке - соотношение в пользу ГТД, в парогазовой - в сторону ПТУ.

Различают парогазовые установки (ПГУ) трех типов:

1) С высоконапорным парогенератором (ВПГ) (рис.5.4).

В ПГУ с ВПГ ПГ обычно совмещен с камерой горения ГТД, и всё топливо сгорает при высоком давлении. Пар из ВПГ поступает на паровую турбину. Для понижения температуры уходящих газов за ГТД обычно устанавливается газ-водяной подогреватель, который частично заменяет паровую регенерацию в паротурбинной части установки. Идеальный цикл этой установки в $T-S$ диаграмме приведен на рис.5.7а. На диаграммы видно, что в ПГУ с ВПГ рабочему телу парового контура теплота испарения $Q_{исп}$ и теплота перегрева $Q_{пер}$ передаются по изобаре $1 - 1'$ высокого давления помимо газового контура и лишь теплота нагрева воды Q_3 - через газовый контур (по изобаре $5 - 2$). С термодинамической точки зрения передача части теплоты от горячего источника непосредственно нижнему контуру нежелательна, так как это несколько уменьшает КПД цикла. Тем не менее, КПД ПГУ с ВПГ может достигать высоких значений.

2) С низконапорным парогенератором (НПГ) (рис.5.5).

В ПГУ с НПГ (ПГУ сбросного типа) отработавшие в ГТУ газы поступают в топку котла и используются для сжигания дополнительного топлива. Пар из НПГ поступает в паровую турбину. За НПГ также устанавливается газ-водяной

подогреватель. В таких установках ГТУ является как бы надстройкой ПТУ, поэтому такая схема используется для реконструкции ПТУ, работающих на пониженных параметрах пара.

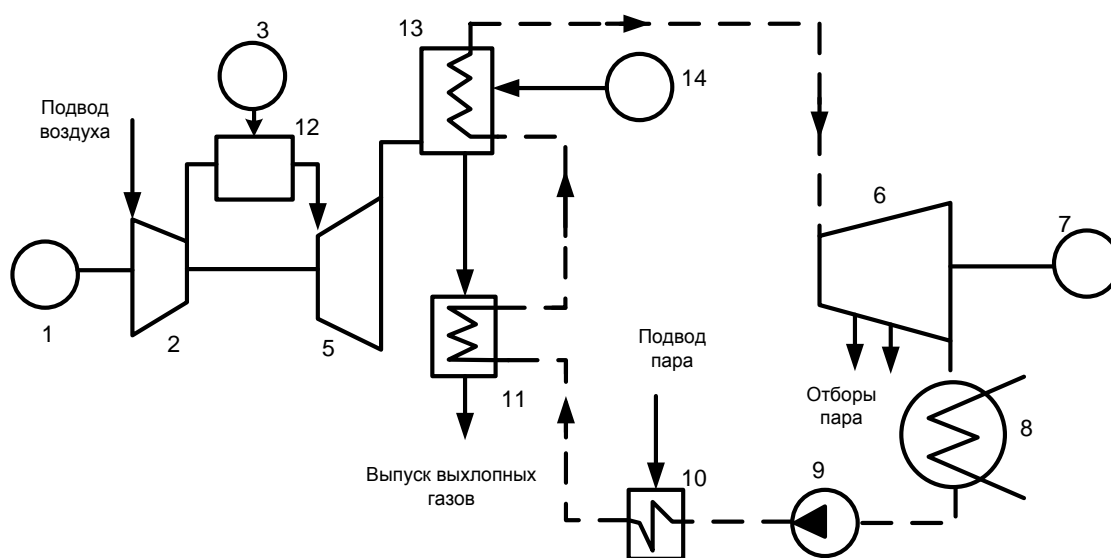


Рис. 5.5. ГТД в схеме с низконапорным парогенератором:

1, 7 – электрогенераторы; 2 – компрессор; 3 – подвод топлива в ГТД; 5 – силовая турбина ГТД; 6 – паровая турбина; 8 – конденсатор; 9 – питательный насос; 10, 11 – подогреватели питательной воды; 12 – камера сгорания ГТД; 13 – парогенератор низкого давления (паровой котел); 14 – подвод топлива в котел

Идеальный цикл ПГУ с НПГ в $T-S$ диаграмме показан на рис.5.7б. В ПГУ этого типа теплота испарения воды $Q_{исп}$ и перегрева пара $Q_{пер}$ передается рабочему телу парового контура по изобаре 2-2' низкого давления газового контура. Эта схема имеет тот же термодинамический недостаток, что и схема ПГУ с ВПГ, т.е. в ней теплота от горячего источника передается нижнему паротурбинному контуру помимо верхнего контура этого цикла. При реальных процессах в турбомашинах доля утилизируемой теплоты Q_3 , переданной после ГТ в паровой контур в установках с ВПГ и НПГ, возрастает из-за роста температуры в точках 2 термодинамических циклов.

Основное преимущество ПГУ с НПГ – возможность сжигания в топке котла не только газообразного и жидкого, но и твердого топлива. Кроме того, в такой установке можно получать мощность от ГТУ при вынужденной остановке ПТ или получать мощность от ПТ при вынужденной остановке ГТУ.

3) В установках третьего типа с НПГ отработавшие в ГТД газы поступают в газовый подогреватель питательной воды, где их теплота утилизируется. Этой теплоты может быть достаточно для того, чтобы отключить регенеративные подогреватели питательной воды. При этом резко возрастает мощность паровой турбины и КПД установки в целом (рис.5.6). Важно, что паротурбинный блок включается в схему без принципиальных изменений.

Утилизация теплоты отработавших газов ГТУ может осуществляться при последовательном подогреве питательной воды отборами пара низкого или высокого давления и в газовом подогревателе, при параллельном подогреве в газовом и регенеративном подогревателях и при смешанном подогреве. Схема с параллельным подогревом питательной воды обеспечивает максимальную термическую эффективность ПГУ, однако практическая реализация этой схемы затруднена из-за возможности коррозии поверхностей нагрева газового водонагревателя, его повышенной металлоемкости и других факторов.

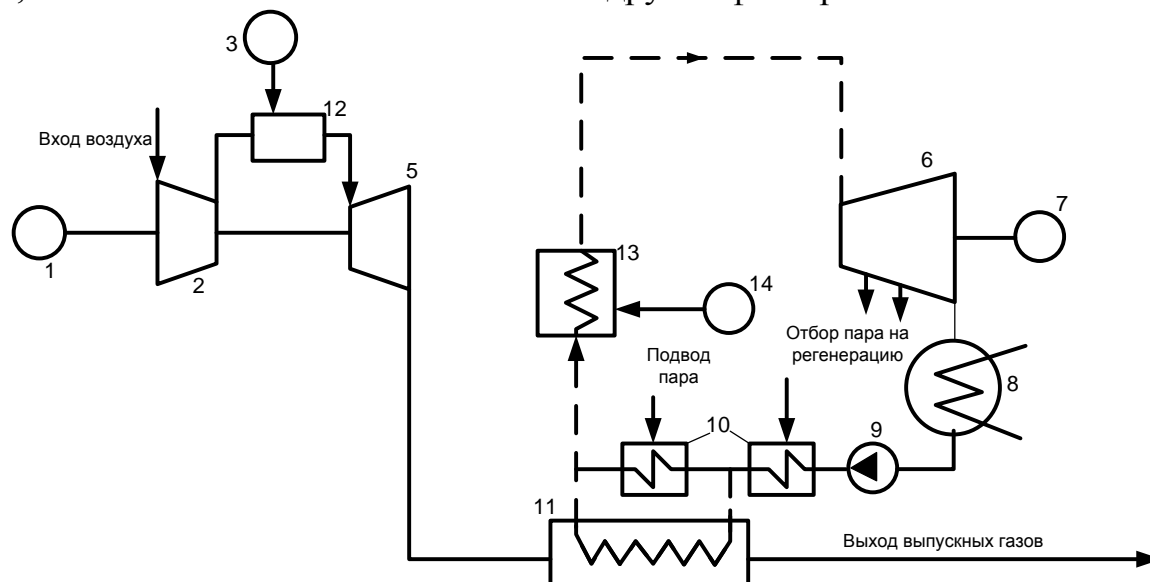


Рис. 5.6. ГТД в схеме с НПГ третьего типа:

1, 7 – электрогенераторы; 2 – компрессор; 3 – подвод топлива в ГТД; 5 – силовая турбина ГТД; 6 – паровая турбина; 8 – конденсатор; 9 – питательный насос; 10, 11 – подогреватели питательной воды; 12 – камера сгорания ГТД; 13 – парогенератор низкого давления (паровой котел); 14 – подвод топлива в котел

С учетом вышеизложенного, может быть предложена следующая классификация комбинированных установок, имеющих в своём составе ГТД:

1. По принципу использования теплоты уходящих газов ГТД:

- парогазовый цикл;
- газопаровой цикл.

2. По видам вырабатываемой энергии:

- моноэнергетические (выработка одного вида энергии, например, вращение роторов генераторов от ГТД и ПТ);
- многоэнергетические или когенерационные (например, выработка электро- и теплоэнергии).

3. По способу генерации дополнительной энергии:

- с внешней генерацией;
- с внутренней генерацией.

В свою очередь, с внешней генерацией: - с дожигом топлива;
- без дожига топлива.

4. По принципам взаимодействия рабочих сред (газ и пар):

- установки с разделенными контурами;

- установки контактного типа (интегральные).

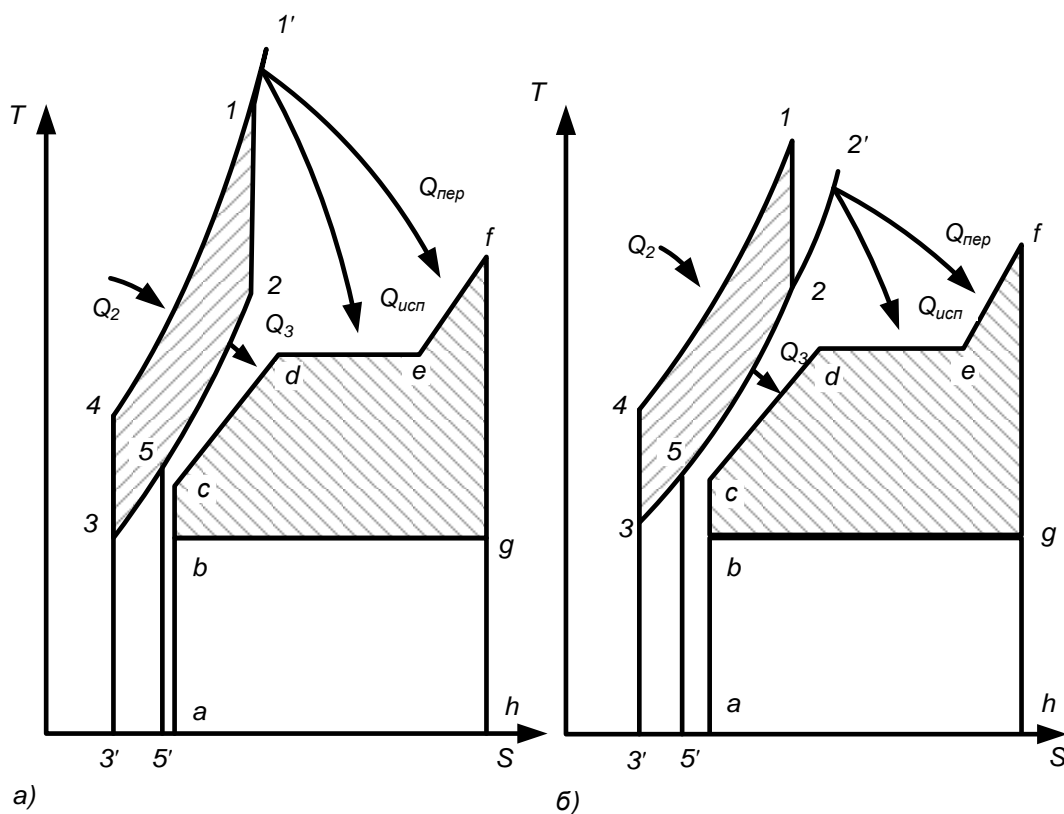


Рис. 5.7. Циклы парогазовой установки с простейшей ГТУ в T - s диаграмме: a – с высоконапорным парогенератором; b – с низконапорным парогенератором

5.2. Перспективные комбинированные циклы газотурбинных двигателей

Идея утилизации тепла выхлопных газов ГТУ в паровом цикле получила своё дальнейшее развитие с использованием в утилизирующем контуре низкокипящих жидкостей. При этом получается глубокая утилизация теплоты выходящих газов, что повышает КПД, но, естественно, усложняет конструкцию [3].

Экономичность газотурбинного двигателя можно существенно увеличить, например, путём реализации чисто изотермического процесса расширения газа в турбине, применив в качестве топлива окись углерода или метан, а для повышения температуры реакции окисления добавлять чистый кислород. Если при этом снять ограничения на максимальную температуру газов с точки зрения прочности материалов, то можно заметно снизить необратимость процесса передачи теплоты рабочему телу. Это рассматривается специалистами как чисто гипотетическое решение, при котором за счёт глубокого охлаждения деталей турбины осуществляется одновременно горение топлива и расширение газа. После турбины с изотермическим процессом расширения предполагается разместить ГТД обычного цикла и затем теплоутилизационный контур. В подобном цикле за счёт высокой температуры выходящих из турбины газов повышается эффективность утилизации теплоты. КПД такой установки может быть получен по расчётам до 75 % [4]. Цикл рассмотренной комбинированной установки показан на рис. 5.8.

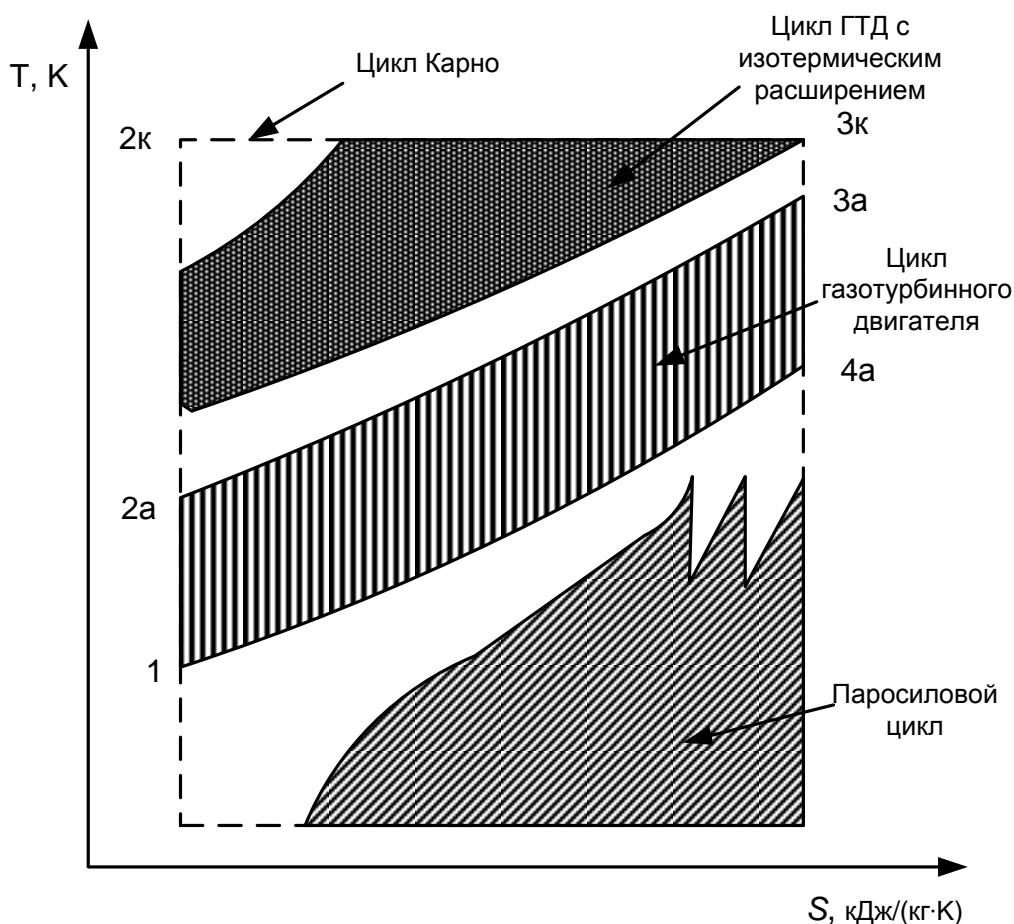


Рис. 5.8. Цикл комбинированной установки с изотермическим расширением, обычным циклом ГТД и утилизацией теплоты

Несмотря на определённую экзотичность рассмотренной комбинированной установки, она позволяет выявить направления совершенствования экономичности ГТД. Это, как уже отмечалось, прежде всего, повышение температуры газа, введение промежуточного подогрева рабочего тела и утилизация теплоты.

Повысить эффективность процессов получения энергии в газотурбинных установках можно и без решения проблемы «карнотизации» цикла. Одним из перспективных направлений развития газотурбинных энергетических установок считают создание так называемых «гибридных технологий». Этот способ получения нескольких видов энергии в одном агрегате предполагается реализовать при помощи топливных ячеек - нового поколения электрохимических генераторов (ЭХГ) на твёрдых карбидах щелочных металлов. Принципиальная схема такой газотурбинной установки показана на рис.5.9.

Ожидают, что в подобных установках не будет ограничений, связанных с необратимостью термодинамических процессов. Это позволит достичь значений КПД близких к значению КПД цикла Карно. Расчёты показывают, что реален коэффициент полезного действия 70 %, а коэффициент использования энергии топлива может приблизиться к 90 %.

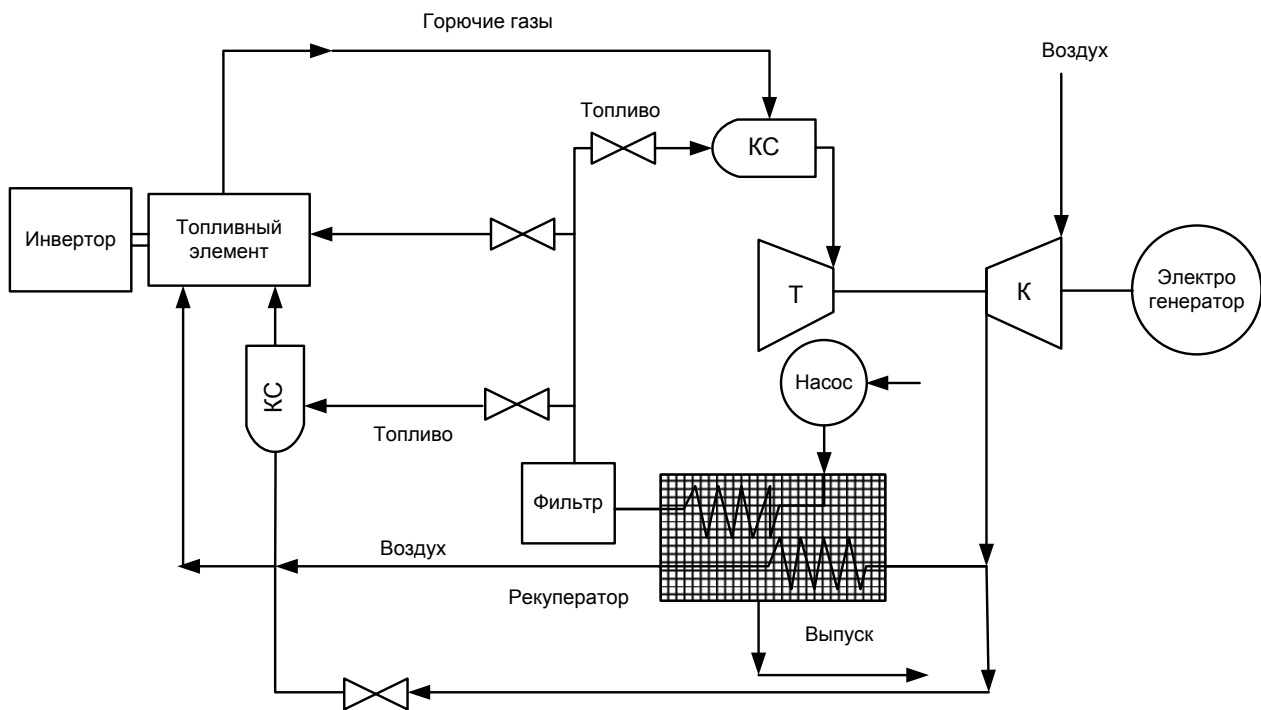


Рис. 5.9. Схема газотурбинной установки с топливной ячейкой:
Инвертор – преобразователь электрической энергии

Контрольные вопросы по теме 5

1. Какие существуют способы использования ГТД в составе комбинированных установок?
2. Какие установки иногда называют установками с циклом «STIG»?
3. Какой принцип действия газопаровой установки контактного типа?
4. Что обозначает коэффициент утилизации в газопаровой установке контактного типа?
5. Какой принцип работы парогазовой установки с высоконапорным парогенератором?
6. Какой принцип работы парогазовой установки с низконапорным парогенератором?
7. Какой принцип работы парогазовой установки третьего типа с низконапорным парогенератором?
8. Приведите классификацию ГТД по видам вырабатываемой энергии.
9. Приведите классификацию ГТД по способу генерации дополнительной энергии и по принципам взаимодействия рабочих сред.
10. Какие установки относят к перспективным комбинированным ГТД?
11. Каких значений может достигнуть КПД ГТУ за счет реализации изотермического расширения газа в турбине?

ТЕМА 6. ЗАКРЫТЫЕ ЦИКЛЫ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

6.1. Закрытые циклы газотурбинных энергетических установок

Проведённый выше анализ не исчерпывает всего множества возможных циклов газотурбинных установок. Прежде всего, ранее рассматривались только открытые циклы, в которых рабочим телом являются атмосферный воздух и, соответственно, продукты сгорания органического топлива в этом воздухе.

ГТУ замкнутого цикла имеют много общего в основных процессах сжатия и расширения рабочего тела с установками открытого цикла, но имеют также существенные отличия, прежде всего, в свойствах рабочего тела и поэтому в конструкции турбомашин. Рабочими телами могут быть гелий, азот, углекислый газ и их различные смеси. В некоторых ГТУ замкнутого цикла оказывается эффективным использовать конденсирующиеся рабочие тела, например, углекислоту. Такие циклы называют *бинарными*. Все указанные особенности ГТУ замкнутого цикла требуют отдельного рассмотрения.

Как отмечено выше, одним из направлений совершенствования любых циклов ГТУ является использование теплоты выходящих из турбины газов в целях повышения экономичности. Это позволяет рассматривать установку как источник нескольких видов энергии, например, механической и тепловой, или электрической и тепловой (иначе говорят «когенерацию энергии»).

Широкое развитие *когенерационных установок* наблюдается, главным образом, в стационарной энергетике при снабжении несколькими видами энергии крупных мегаполисов, а также в отдалённых районах, где наблюдается дефицит источников тепловой энергии. В условиях электростанций утилизационные котлоагрегаты, расположенные на выхлопе вспомогательных ГТУ, часто используются для обеспечения паром систем обогрева, кондиционирования и других бытовых потребителей. Поэтому такие установки тоже по существу являются *когенерационными*.

Таким образом, как уже отмечалось, на основании выполненного анализа термодинамических свойств циклов ГТУ предлагается продолжить классификацию:

1. По замкнутости рабочего процесса:

- открытые циклы;
- закрытые циклы.

2. По уровню определяющих параметров:

- низкотемпературные;
- высокотемпературные.

3. По совокупности термодинамических процессов:

- простые циклы;
- сложные циклы;
- комбинированные циклы.

4. По типу основного рабочего тела:

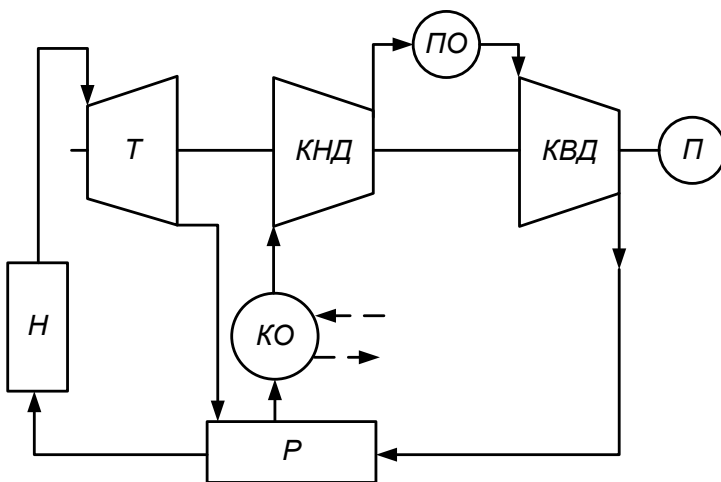
- газовый цикл;

- газопаровой цикл;
- газопаротурбинный цикл;
- газожидкостный цикл;
- парогазотурбинный цикл.

6.2. Особенности рабочего процесса в газотурбинных установках замкнутого цикла

Газотурбинные установки замкнутого цикла (ГТУ ЗЦ) - это установки, в которых одно и то же рабочее тело участвует в повторяющихся термодинамических процессах преобразования тепловой энергии в механическую работу. При этом тепловая энергия поступает от внешнего источника в специальном теплообменном аппарате - внешнем нагревателе (H). Главное отличие ГТУ ЗЦ от установок открытого цикла в том, что рабочее тело не имеет непосредственного контакта с внешней средой. Это, во-первых, позволяет использовать в качестве рабочего тела не только воздух, но и другие вещества, например, инертные газы. Во-вторых, в установках с открытым циклом рабочим телом в турбине являются продукты горения, которые содержат в себе некоторое количество твердых частиц золы и сажи, вследствие чего имеют место более быстрое изнашивание проточной части турбин и занос этими частицами теплообменных аппаратов. Так, например, именно это принуждает в целях уменьшения количества твердых частиц осуществлять работу установки открытого цикла на высокосортном жидком топливе или газе. Указанный недостаток открытого цикла исключается в установках, работающих по закрытому циклу. ГТУ ЗЦ могут использовать любой вид топлива, вплоть до твердого.

Рис.6.1. Принципиальная схема ГТУ замкнутого цикла: *H* - нагреватель; *ПО* - промежуточный охладитель; *КО* - концевой охладитель; *P* – регенератор; *П* - потребитель



В результате установки замкнутого цикла обладают рядом важных положительных свойств, делающих их конкурентоспособными по сравнению с установками открытого цикла. Принципиальная схема ГТУ ЗЦ показана на рис.6.1.

Рабочее тело, например, гелий, нагревается во внешнем нагревателе (*H*) и поступает в турбину (*T*), где энергия сжатого и нагретого газа превращается в механическую работу. Эта работа расходуется на вращение компрессоров и на привод потребителя мощности. Газ после расширения в турбине отдаёт тепловую энергию холодному рабочему телу в регенераторе (*P*) и затем охлаждается в концевом охладителе (*КО*). После этого он поступает на всасывание КНД и после охлаждения в промежуточном охладителе (*ПО*) на всасывание КВД.

Сжатый в КНД и КВД газ подводится к регенератору, а оттуда идёт в нагреватель (*H*). Цикл повторяется. В замкнутом цикле добавки рабочего вещества производятся в незначительных количествах для восполнения возможных утечек и потерь и иногда для компенсации относительно небольшого количества рабочего вещества, отдаваемого какому-либо из потребителей.

Основные достоинства ГТУ ЗЦ:

1) возможность использования различных топлив невысокого качества, поскольку непосредственный контакт рабочего тела с продуктами сгорания не происходит, рабочее тело в закрытом цикле не изменяет состояния и остается всегда чистым;

2) рабочее тело не сообщается с внешней средой и представляется возможным повысить начальное давление на всасывании компрессора низкого давления p_1 и конечное давление p_2 . Это позволяет увеличить плотность рабочего тела и его массовый расход через проточную часть. В результате увеличивается агрегатная мощность установки;

3) повышенная экономичность установки на режимах пониженной мощности из-за возможности количественного регулирования мощности путём изменения начального давления в цикле.

В то же время установки замкнутого цикла имеют определённые недостатки, которые часто ограничивают их широкое распространение:

1) повышенное давление в цикле требует обеспечения увеличенной толщины корпусов турбомашин, соединительных трубопроводов, а также качественных уплотнений вращающихся деталей;

2) увеличенная сложность конструкции из-за наличия громоздкого нагревателя, который, к тому же, часто имеет невысокий КПД. Поэтому ГТУ ЗЦ не имеет заметных преимуществ по массогабаритным показателям, например, по сравнению с паротурбинной установкой.

Опыт эксплуатации ГТУ ЗЦ в стационарной энергетике подтверждает наличие указанных выше достоинств и недостатков. Заметные преимущества установки замкнутого цикла наблюдаются в том случае, когда вместо нагревателя используют ядерный реактор.

6.3. Схемы ГТУ ЗЦ с использованием атомной энергии

Использование теплоты, получаемой в ядерном реакторе, наиболее эффективно в газотурбинных установках замкнутого цикла. Для этого необходимо:

1) создать высокотемпературный ядерный реактор;

2) выбрать схему установки и, в частности, число контуров для передачи теплоты от ядерного реактора к рабочему телу, используемому в ГТУ;

3) выбрать рабочее тело для ГТУ замкнутого цикла, которое отвечало бы требованиям использования как в двигателе, так и в реакторе;

4) создать турбомашины с учётом теплофизических характеристик рабочего тела;

5) разработать систему регулирования и защиты, и, в том числе, систему расхолаживания реактора в нештатных ситуациях и т.д.

Часть из указанных вопросов исключается при выборе конкретной схемы ГТУ. Для одноконтурной схемы, где рабочее тело циркулирует через активную зону ядерного реактора, сложным является правильный выбор рабочего тела, которое не должно активироваться в реакторе. Одновременно для такого рабочего тела требуется по-особому проектировать проточную часть компрессоров и турбин.

В случае использования ядерного реактора с самостоятельным контуром, теплоту от этого контура можно передавать рабочему телу в теплообменнике, и газотурбинный двигатель можно проектировать с широким использованием опыта конструирования современных ГТУ. Очевидно, что в этом случае можно

использовать даже установки открытого цикла с воздухом в качестве рабочего тела. Основная трудность будет состоять в создании ядерного реактора с высокими температурными показателями и компактного теплообменника для нагрева газа.

Обе рассмотренные схемы имеют право на существование. Сравнение их может быть произведено по массогабаритным показателям при одинаковой мощности ГТУ. Нетрудно показать, что обе схемы могут найти применение в стационарной энергетике.

Значительная доля капитальных затрат в стоимости электроэнергии, вырабатываемой на АЭС, а также топливная политика (АЭС устанавливаются в европейской части страны, где имеется дефицит органического топлива) определяют целесообразность увеличения времени их работы в году, желательность работы с наибольшей нагрузкой, т.е. увеличение такого показателя работы электростанции, как коэффициент использования мощности $K_{исп}$ - отношение вырабатываемой электроэнергии $W_э$ за рассматриваемый период времени, например, год, к теоретически возможной за этот же период при постоянной работе с полной или номинальной нагрузкой $(W_э)_t = \tau_{кл} \cdot P_{э0}$, где для года $\tau_{кл} = 8760$ ч:

$$K_{исп} = W_э / (W_э)_t. \quad (6.1)$$

Чем больше $K_{исп}$, тем выше интегральная (средняя) экономичность каждого энергоблока и установки в целом.

Кроме того, свойства реактора не позволяют очень частых и быстрых его пусков. Таким образом, такие достоинства ГТУ простого открытого цикла, как приемистость и маневренность, не являются определяющими для АЭС. В связи с этим целесообразность использования ГТУ в атомной энергетике обуславливается их конкурентоспособностью, в первую очередь, по КПД, по отношению к паротурбинным установкам при большом годовом числе часов использования.

Для атомной энергетике в ещё большей степени, чем для энергетике, использующей органическое топливо, стоимость установленного 1 кВт зависит от единичной мощности энергоблока. Эта стоимость существенно снижается с увеличением мощности. В настоящее время развитие атомной энергетике базируется на использовании реакторов мощностью 800÷1500 МВт. В то же время ГТУ открытого цикла даже в перспективных проектных разработках имеют мощности до 150÷250 МВт, т.е. существенно меньше мощностей используемых ядерных реакторов. Ограничение в мощности ГТУ открытого цикла объясняется, главным образом, конструктивными трудностями создания турбомашин, рассчитанных на весьма большие объемные расходы воздуха и газа. Наибольшая мощность находящихся в эксплуатации ГТУ достигает 100÷130 МВт.

В настоящее время в стационарной энергетике применяются ГТУ замкнутого цикла, использующие тепло от сжигания органического топлива. В качестве рабочего тела в таких ГТУ используется воздух. Имеются исследовательские установки замкнутого цикла, работающие на гелии, с обогревом опять-таки от традиционных источников теплоты. Построены газоохлаждаемые ядерные реакторы, где рабочим телом служит углекислый газ. Во многих странах выполнены

детальные исследования по отработке проточных частей турбомашин на различных газах, например на гелии, углекислом газе и т.п. Однако транспортных ГТУ с использованием ядерной энергии пока не создано. Причин этому несколько, и в частности, например, не все из перечисленных выше проблем могут быть решены в приемлемых массогабаритных показателях. Трудно решается задача аварийного расхолаживания газоохлаждаемого реактора, и имеется ряд других малоисследованных вопросов.

Одноконтурные атомные ГТУ замкнутого цикла

Не рассматривая специфических вопросов проектирования и создания высокотемпературных ядерных реакторов (ЯР) с газовым охлаждением, отметим следующее. Понятие «высокотемпературный» различно для специалистов разного профиля. Температура газа 650 °С является низшей границей, когда можно спроектировать ГТУ и получить при этом коэффициент полезного действия немного выше нуля.

Однако при температуре газа на выходе из ЯР в 650 °С температура в активной зоне будет значительно выше. Реактор в этом случае будет явно высокотемпературным по сравнению с существующими ядерными реакторами, охлаждаемыми водой. Известен опыт проектирования и создания экспериментального ядерного реактора, охлаждаемого гелием, «*UNTREX*» (США), в котором температура гелия на выходе 1300 °С при давлении 3,5 МПа [5].

Использование ГТД с низким КПД цикла (при температуре $t_3 = 650 \div 700$ °С) нерационально с точки зрения массогабаритных показателей реактора. Увеличение расхода рабочего тела при низком КПД приведет к росту диаметров трубопроводов или вызовет необходимость повышать давление в цикле, что также приведёт к увеличению толщины стенок всех элементов установки и росту её массы.

Таким образом, основываясь на опыте создания и эксплуатации ГТУ замкнутого цикла для стационарной энергетики, можно утверждать, что в качестве низшего предела температуры рабочего тела на выходе из ядерного реактора следует принять 700 °С.

Необходимо отметить, что использование в качестве теплоносителя газов - единственная возможность повысить температуру в ядерном реакторе и сделать его более экономичным. В этом смысле газ можно считать самым перспективным теплоносителем для ядерного реактора (повышение температуры при использовании воды ограничено 300 ÷ 350 °С, жидкого металла 482 °С). Принципиальная схема одноконтурного ГТУ замкнутого цикла с использованием ядерного реактора показана на рис.6.2.

Как видно на рис.6.2, рабочее тело после расширения в турбине поступает в конечной охладитель (КО) и только затем - на всасывание компрессора. При больших расходах рабочего тела КО имеет значительные размеры и массу, что увеличивает и без того большую массу всей ядерной установки. Ядерный реактор охлаждается рабочим телом, которое используется в ГТУ, что налагает на выбор рабочего тела специфические требования.

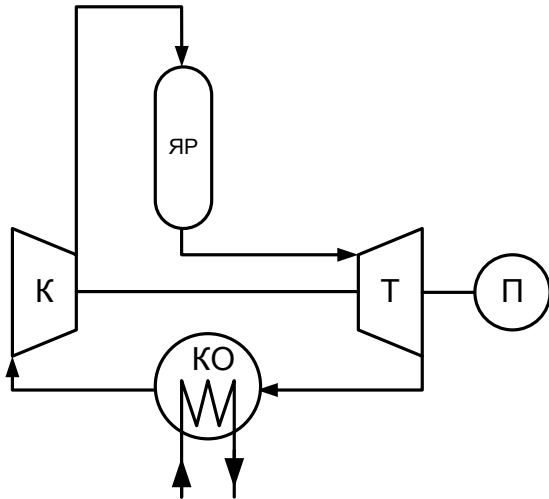


Рис.6.2. Принципиальная схема одно-контурного ГТУ замкнутого цикла с ядерным реактором

Цикл атомной газотурбинной установки замкнутого цикла (АГТУ ЗЦ) может содержать дополнительно регенератор, промежуточный охладитель рабочего тела между компрессорами, что повышает экономичность установки.

Особенностью АГТУ является значительное влияние термодинамических параметров рабочего процесса на тепловыделение в реакторе. Поэтому при расчётах приходится рассматривать совместно процессы в тепловыделяющих элементах реактора (ТВЭЛ) и получение полезной работы в ГТУ. Так, например, мощность одноконтурной с регенератором АГТУ на гелии может быть определена с помощью следующих зависимостей:

- при отсутствии промежуточного охлаждения при сжатии:

$$N_e = A \left\{ T_0^{np} - 0,5(1-r)T_1 \left(1 + \bar{H}_k / \eta_k \right) - 0,5T_3(1+r) \left(1 - \bar{H}_k / \eta_k \right) \right\} \times \\ \times \left(T_3 \bar{H}_t \eta_m - T_1 \bar{H}_k / \eta_k \right) / \left\{ T_3 \left[1 - r \left(1 - \bar{H}_t \eta_m \right) \right] - (1-r)T_1 \left(1 + \bar{H}_k / \eta_k \right) \right\} \eta_{м.з.};$$

- для АГТУ с промежуточным охлаждением при сжатии:

$$N_e = A \cdot \left\{ T_0^{np} - 0,5(1-r)T_2'' - 0,5T_3 \left[1 + r \left(1 - \bar{H}_t \eta_m \right) \right] \right\} \times \\ \times \left(T_3 \bar{H}_t \eta_m - T_1 \bar{H}_{кн0} / \eta_{кн0} - T_1'' \bar{H}_{кв0} / \eta_{кв0} \right) / \\ / \left\{ T_3 \left[1 - r \left(1 - \bar{H}_t \eta_m \right) \right] - T_2'' (1-r) \right\} \eta_{м.з.},$$

где $A = (k_R k_{0,T} F_p) / (0,5 \sqrt{\beta^2 + \pi^2})$ - постоянный коэффициент, характеризующий процесс тепловыделения; k_R - коэффициент неравномерности тепловыделения по радиусу реактора; $k_{0,T}$ - коэффициент теплоотдачи от оси ТВЭЛ к теплоносителю (рабочему телу); F_p - площадь поверхности теплообмена ТВЭЛ; β - постоянная для данного реактора величина; \bar{H} - относительная энергия, выделяемая или по-

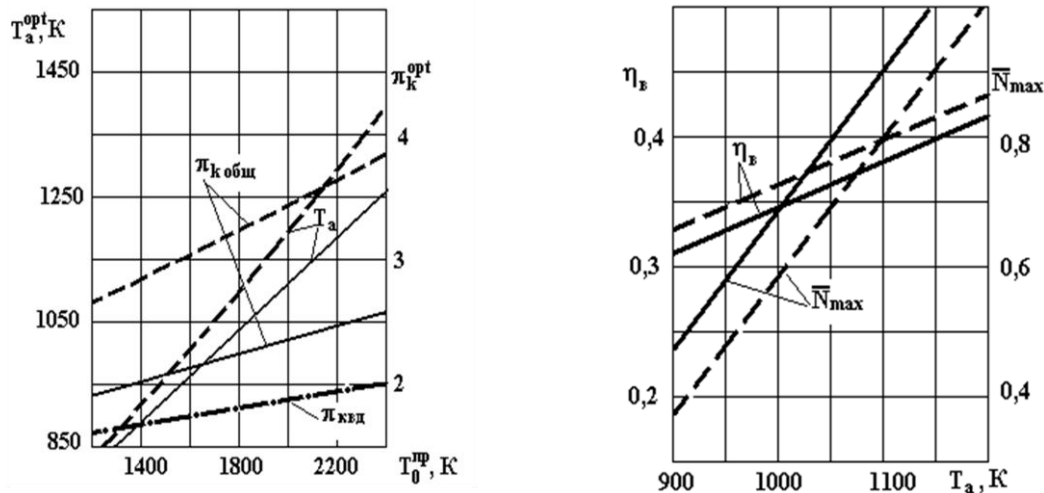


Рис.6.3. Оптимальные параметры и основные показатели АГТУ при гелиевом теплоносителе и $\eta_t = \eta_k = 0,86$; $r = 0,9$; $T_l = 293$ К; ----- без промежуточного охлаждения при сжатии; - - - с промежуточным охлаждением

требляемая в соответствующей турбомашине; η_t , η_k - коэффициенты полезного действия турбины и компрессора; r - коэффициент регенерации; T_0^{np} - предельная температура ТВЭЛ; T_1 и T_3 - температуры газа на входе в компрессор и турбину; T_1'' , T_2'' - температуры газа на входе в КВД и на выходе из него; $\eta_{м.г}$ - механический КПД, учитывающий потери энергии в подшипнике и передаче.

Расчёт по указанным зависимостям позволил получить оптимальные параметры АГТУ и отдельные показатели рабочего процесса, показанные на рис.6.3 [6].

Установлено, что параметры АГТУ в значительной степени определяются предельной температурой центра ТВЭЛ.

Для АЭС с одноконтурной схемой и ЗГТУ выбор теплоносителя должен удовлетворять требованиям не только реактора, но и ГТУ. Это же относится и к параметрам газа. Следует учитывать, что поскольку КПД ГТУ зависит от температуры газа перед турбиной гораздо сильнее, чем КПД ПТУ, то речь может идти только о реакторах, на выходе из которых температура теплоносителя по меньшей мере выше $800 \div 900$ °С. Принципиально такими могут быть газовые реакторы на быстрых нейтронах, которые пока не нашли развития даже в проектных разработках (исключение – реакторы на диссоциирующих газах с заметно меньшей температурой). Поэтому для АЭС с ЗГТУ рассматриваются так называемые высокотемпературные газоохлаждаемые реакторы. Такие реакторы уже работают, правда, пока при небольшой мощности. На АЭС «Юлих» при мощности

реактора $P_0 = 15 \text{ MВт}$ температура газа на выходе из реактора достигла $950 \text{ }^\circ\text{C}$. Планируется создание нескольких существенно большей мощности высокотемпературных реакторов с $t_0 = 800 \div 900 \text{ }^\circ\text{C}$. В этих реакторах в качестве теплоносителя будет использоваться гелий, имеющий теплофизические свойства, благоприятные для создания и реактора, и ЗГТУ. При принципиальной возможности использование иных газов (неона Ne , углекислоты CO_2 и др.) использование гелия считается наиболее целесообразным для высокотемпературных реакторов.

Двухконтурные ядерные ГТУ

Принципиальная схема ГТУ с нагревателем, использующим теплоту, выделяемую в ядерном реакторе (ЯР), показана на рис.6.4.

На рис.6.4 видно, что в такой установке появляется новый элемент - воздушный нагреватель (ВН), который по существу представляет собой своеобразный воздушный котлоагрегат, в котором тепло из первого контура ядерного реактора передаётся воздуху. Газотурбинный двигатель в такой установке работает по открытому циклу, а в качестве рабочего тела используется воздух, который засасывается компрессором из атмосферы.

Воздушный нагреватель должен иметь значительные массогабаритные показатели и невысокий КПД, так как интенсивность передачи тепла от теплоносителя первого контура ЯР к воздуху сравнительно невелика. В то же время такая установка имеет положительные свойства, хотя бы в том, что в ней может быть использован газотурбинный двигатель уже отработанной схемы с хорошо изученными и освоенными в производстве турбомашинами.

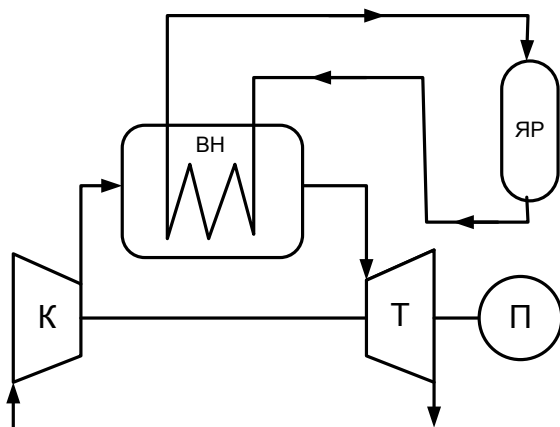


Рис.6.4. Принципиальная схема двухконтурной газотурбинной установки с использованием энергии ядерного реактора

Трёхконтурные ядерные ГТУ

Принципиально возможно создание трёхконтурной АГТУ, в которой в первом контуре будет циркулировать жидкий металл (натрий, калий или их смесь со свинцом). Второй контур также будет содержать жидкий металл, но этот металл не будет радиоактивным. Третий контур может быть выполнен по замкнутому циклу (ГТУ ЗЦ) или по открытому. В последнем случае турбомшины установки получают аналогичными тем, которые широко применяются в стационарной и транспортной энергетике. Очевидно, что трёхконтурная схема ГТУ получается громоздкой, тяжёлой и сложной в управлении.

6.4. Выбор рабочего тела для АГТУ замкнутого цикла

Выбор рабочего тела для ГТУ замкнутого цикла с ядерным реактором представляет собой серьезную проблему. На первый план здесь выступают вопросы активации рабочего тела в реакторе. Среди газов, не активирующихся в реакторе, рассматривают в качестве рабочего тела углекислый газ, азот, гелий или их смеси. В связи с тем, что радиационные свойства этих газов практически одинаковы, рассмотрим целесообразность их применения с точки зрения термодинамики процессов в элементах ГТУ.

Таблица 6.1. Теплофизические свойства гелия и воздуха

Наименование	Параметры		Воздух	Гелий
	p , МПа	t , °С		
Молекулярная масса	-	-	28,96	4
Газовая постоянная, кДж/(кг·К)	-	-	0,288	2,08
Показатель изэнтропы	0,1	20	1,4	1,665
	3	600	1,36	1,665
Скорость звука, м/с	-	20	343	1007
	-	600	584	1736
Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)	0,1	20	1,01	5,274
	3	600	1,12	5,274
Коэффициент теплопроводности, Дж/(см·с·К)	0,1	20	0,0265	0,1466
	3	600	0,0628	0,3287
Динамическая вязкость, Па·с	0,1	20	$1,82 \cdot 10^{-5}$	$1,98 \cdot 10^{-5}$
	3	600	$3,87 \cdot 10^{-5}$	$4,18 \cdot 10^{-5}$

При условии одинаковой сложности схем ГТУ, равных температурах в соответствующих точках цикла, пренебрегая изменением теплоемкости от температуры, полагая неизменными внутренне КПД турбомашин, выполним сравнение ГТУ, работающих на воздухе, углекислом газе и гелии. Теплофизические свойства гелия и воздуха приведены в табл. 6.1.

Известно, что тепловой перепад в ступени турбины пропорционален квадрату окружной скорости:

$$h_{cm} = const \cdot U^2. \quad (6.2)$$

Располагаемый тепловой перепад в турбине:

$$H_t = c_p T_3 (1 - T_3/T_4). \quad (6.3)$$

Тогда число ступеней:

$$z = const \cdot c_p / U^2. \quad (6.4)$$

При заданной окружной скорости число ступеней равно:

$$z = const \cdot c_p. \quad (6.5)$$

Для компрессора при заданном значении критерия M можно получить число ступеней:

$$M = \frac{C}{\sqrt{kRT}},$$

где C - скорость, м/с.

При заданной геометрии проточной части она может быть выражена через окружную скорость U . R - газовая постоянная равна:

$$R = \frac{8314,3}{\mu},$$

где μ - молекулярная масса.

Тогда

$$M = const \cdot \frac{U}{\sqrt{k/\mu}},$$

или при заданном значении M :

$$U = const \cdot \sqrt{\frac{k}{\mu}}. \quad (6.6)$$

Подставив полученное значение для U в (6.4), получим:

$$z = const \cdot \frac{c_p}{U^2} = const \cdot \frac{\mu \cdot c_p}{k}. \quad (6.7)$$

При помощи выражения (6.7) можно рассчитать число ступеней в турбине для различных газов. Аналогичный подход существует и при сравнении поверхностей теплообмена. Результаты расчета представлены в табл. 6.2.

Из табл. 6.2 следует, что для лёгкого газа – гелия требуемые поверхности теплообменников существенно меньше, чем для воздуха. Но при использовании гелия одновременно растёт число ступеней при одинаковой окружной скорости ($U = idem$). Для тяжелого газа (CO_2) поверхности теплообмена больше, чем для воздуха, и при этом увеличивается число ступеней (влияние низкого M).

Выполненное сравнение показывает, что наиболее пригодным для ГТУ замкнутого цикла является гелий. Гелий наиболее пригоден и для реактора, т.к. практически не подвергается активации, что упрощает систему биологической защиты.

Высокие теплофизические свойства гелия позволяют в реакторе и теплообменниках получить коэффициент теплоотдачи $6 \div 11$ кВт/м². К недостаткам гелия можно отнести: высокую теплоемкость, что приводит к значительному увеличению числа ступеней турбомашин, и значительную текучесть, что требует разработки специальных систем уплотнения. Естественно, что стоимость гелия выше, чем углекислого газа.

Расчёты подтверждают возможность применения гелия в качестве рабочего тела с параметрами $p_3 = 7 \div 9$ МПа, $t_3 = 600 \div 800$ °С. Это позволит создавать установки с мощностью до 100 МВт с $\eta = 40$ %.

Имеются многочисленные проекты создания атомных ГТУ замкнутого цикла. Так, например, фирма «Эшер-Висс» разработала проект АЭС с ГТУ на гелии. При начальной температуре газа 760 °С и степени регенерации 0,93 КПД

получился 40,5 %, $N_e = 60$ МВт. Общая длина агрегата 8,5 м, диаметр КНД равен 0,67 м, а диаметр ТНД 1,390 м при частоте вращения ротора $n = 60$ Гц.

Таблица 6.2. Сравнение отдельных свойств АГТУ при различных теплоносителях

Величина	Теплоноситель		
	воздух	<i>He</i>	<i>CO₂</i>
Молекулярная масса	28,96	4,00	44,01
Теплоемкость, кДж/(кг К)	1,09	5,20	1,15
Вязкость $\times 10^{-5}$, Па·с	3,69	3,83	3,46
Скорость звука	1,00	3,00	0,75
Число ступеней при $U = idem$	1,00	4,90	1,05
Число ступеней при $M = idem$	1,00	0,55	1,82
Поверхность нагрева регенератора	1,00	0,40	1,30
Поверхность нагрева промежуточного охладителя	1,00	0,40	1,00

Известен проект транспортабельной АЭС на гелии с температурой газа $t_3 = 732$ °С, $G_g = 13$ кг/с, $N_e = 5000$ кВт. Корпус реактора имеет диаметр 3 м, высоту 4,57 м, диаметр теплообменника 1,52 м, высота 9,17 м. Гелий отдает теплоту воздуху, который работает в ГТУ.

В судовой ЭУ по проекту фирмы «Роллс-Ройс» реактор охлаждается натрием, который нагревает гелий. Температура гелия равна 662 °С. Степень расширения в турбине 2,61.

Возможно также использование в замкнутом цикле ГТУ смеси газов, например, $0,1 \cdot He + 0,9 \cdot CO_2$. В этом случае реально применение цикла с частичной или полной конденсацией углекислоты. Такой цикл показан на рис.6.5.

Расчеты показывают, что для АЭС с ГТУ, работающей на смеси $0,1 \cdot He + 0,9 \cdot CO_2$, и газожидкостным циклом экономия материальных средств на единицу выработанной энергии оказывается выше, чем при использовании чистого гелия или углекислоты.

Исследования проводились для реактора на быстрых нейтронах типа БН-600 тепловой мощностью 2900 МВт. Давление газа 25 МПа, максимальная температура газа (*He*) равна 912 К, КПД установки равен 34,8 % (*He*) и 43,8 % (*смесь газов*). Масса турбомашин 150÷190 т. Сравнение КПД циклов ГТУ с различными рабочими телами при различных температурах оболочки ТВЭЛ показано на рис.6.6.

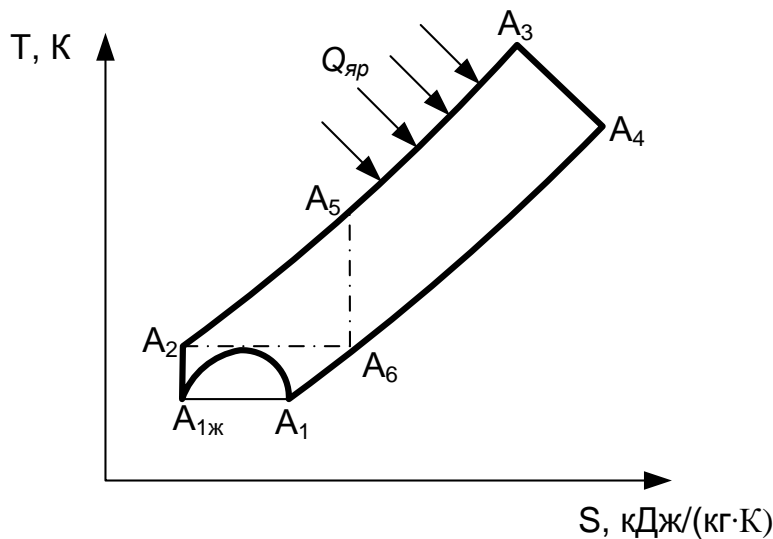


Рис.6.5. Цикл ГТУ с конденсацией углекислоты: $A_1-A_{1ж}$ - конденсация; $A_{1ж}-A_2$ - сжатие рабочего тела в жидкой фазе; A_2-A_5 - подогрев в регенераторе; A_5-A_3 - нагрев в ядерном реакторе; A_3-A_4 - расширение в турбине; A_4-A_6 - охлаждение в регенераторе; A_6-A_1 - охлаждение в конденсаторе

Из рис.6.6 следует, что в ГТУ на гелии наблюдается наиболее быстрый рост КПД с повышением $T_{об}$. Интересно отметить, что с повышением q^{max} до 6 МВт/м² (q^{max} - теплонапряженность активной зоны). КПД ГТУ при любом газе снижается, так как при этом уменьшается объем активной зоны, снижается температура газа и растут гидравлические сопротивления в тракте ГТУ.

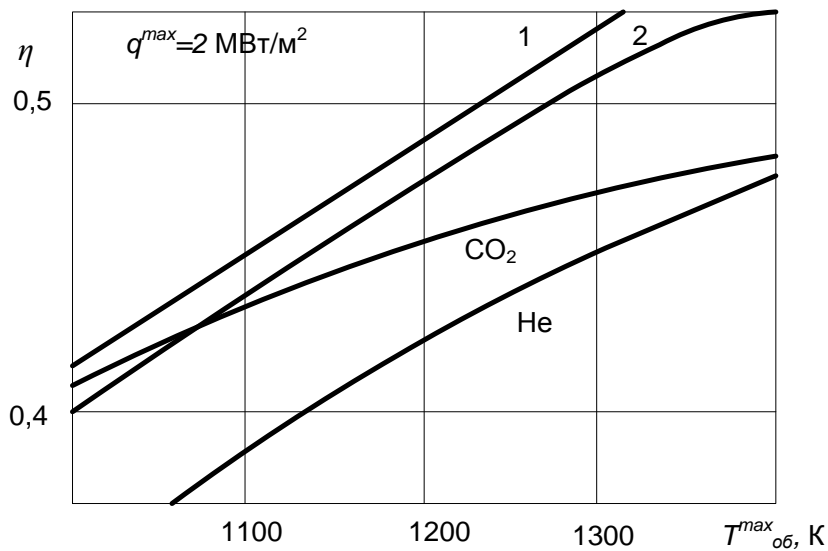


Рис.6.6. Зависимость кпд ГТУ замкнутого цикла с различными рабочими телами от температуры оболочки тепловыделяющего элемента (ТВЭЛ) газо-охлаждаемого ядерного реактора:

- 1- смесь газов $0,1 \cdot He + 0,9 \cdot CO_2$ с частичной конденсацией углекислоты;
- 2- смесь газов $0,1 \cdot He + 0,9 \cdot CO_2$

В то же время, на основе выполненных исследований можно сделать вывод, что при высокой теплонапряженности активной зоны $q^{max} \approx 6$ МВт/м² и $T_{об} \approx 1140$ К целесообразно применять CO_2 .

Применение гелия эффективно в диапазоне $q^{max} = 2 \div 6$ МВт/м² при высоких температурах оболочки ТВЭЛ ($T_{об} > 1700$ К). В диапазоне реально достижимых в настоящее время температур ТВЭЛ (1000 ÷ 1200 К) и теплонапряженности 2 ÷ 3 МВт/м² наилучшим решением будет использование смеси гелия с тяжелыми газами.

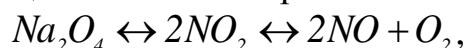
6.5. Применение химически реагирующих газовых смесей в качестве рабочего тела для ГТУ замкнутого цикла

Существуют вещества, которые изменяют теплофизические свойства при нагревании и охлаждении.

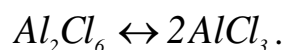
Их не очень точно называют химически реагирующими веществами. Особенностью химически реагирующих веществ и их смесей являются активные и быстропротекающие процессы диссоциации, которые возникают при подводе теплоты. В результате такой диссоциации увеличиваются число молей и газовая постоянная R . При обратной реакции происходит рекомбинация молекул, которая сопровождается выделением теплоты, что приводит к уменьшению числа молей и газовой постоянной.

Если химически реагирующие вещества применять в качестве рабочего тела в ГТУ ЗЦ, то после нагрева в ядерном реакторе будет увеличиваться объем рабочего тела, проходящего через турбину и возрастать газовая постоянная. После охлаждения в конечном охладителе объемный расход газа через компрессор уменьшается, и одновременно снижается газовая постоянная R , что приводит к уменьшению работы сжатия. Таким образом, применение химически реагирующих рабочих тел приводит в конечном итоге к увеличению полезной работы ГТУ. В результате КПД двигателя возрастает.

Одна из подобных реакций газа Na_2O_4 при $t = 300 \div 1\ 500$ К выглядит так:



а для газа Al_2Cl_6 в диапазоне температур $t = 500 \div 1\ 500$ К осуществима такая реакция:



Газовая постоянная при этом меняется в 2 ÷ 3 раза.

При температуре газа $t_3 = 700 \div 800$ °С и $t_1 = 20 \div 40$ °С КПД ГТУ замкнутого цикла с N_2O_4 составит 40 ÷ 47 %. Этот же газ позволяет организовать цикл со сжатием в жидкой фазе.

Перспективы применения диссоциирующих газов пока еще четко не определены, так как ещё остаются неясными многие вопросы поведения газов в переходных процессах, а также совместимость газов с материалами проточной части. Выделение свободного кислорода в процессе диссоциации некоторых газов усложняет данную проблему.

6.6. Особенности проточных частей компрессоров и турбин для АГТУ замкнутого цикла

Все особенности конструкции проточных частей турбомашин ГТУ замкнутого цикла вызываются физическими свойствами газов. Некоторые из этих свойств рассмотрены выше.

Так, если использование легкого газа (например, He) вызывает увеличение числа ступеней и, следовательно, рост осевых размеров турбомашин, то при применении тяжелых газов (например, CO_2) число ступеней может сокращаться. Это приводит к необходимости повышать нагрузку на каждую ступень и применять лопатки с большими хордами.

Наименьшим изменениям подвергаются турбомшины в случае использования азота, так как показатель адиабаты k и газовая постоянная R мало отличаются от аналогичных констант воздуха.

Компрессорная ступень. Сравнение компрессорных ступеней для азота, CO_2 и He при ограничении по числу $M \leq 0,8$ показывает следующее.

Для случая $\rho = 0,5$ в азотном компрессоре можно получить такие параметры ступени: - коэффициент расхода $\varphi = 0,59$; - коэффициент напора $\psi = 0,345$. При этом углы потока в решётке рабочего колеса будут: $\Delta\beta = 19^\circ 40'$; $\beta_1 = 41^\circ 20'$; $\beta_2 = 61^\circ$.

Если в углекислотном компрессоре сохранить тот же треугольник, то изменится число M_{w1} в соответствии с выражением:

$$M_{W1}^{CO_2} = 0,8 \cdot \sqrt{\frac{k_{N_2} \cdot R_{N_2}}{k_{CO_2} \cdot R_{CO_2}}} = 0,8 \cdot 1,34 = 1,07.$$

Это приведет к резкому увеличению профильных потерь и падению КПД компрессора. Если уменьшить параметры исходного треугольника скоростей ступени в 1,34 раза, то снизится в 1,8 раза её напорность. Если не изменять окружную скорость, то для достижения $M_{w1} = 0,8$ необходимо снизить коэффициент расхода φ . При условии $\Delta\beta = \Delta\beta_{ном}$ снижение φ приведет к уменьшению напора, т.е. в любом случае напорность ступени углекислотного компрессора будет меньше, чем азотного.

Для гелиевого компрессора картина будет совершенно иной. Работа сжатия для 1 кг гелия примерно в 5 раз больше, чем для 1 кг азота. Поэтому применение гелиевого компрессора приведёт к пятикратному увеличению числа ступеней. Если применить в гелиевой ступени треугольник скоростей, подобный ступени азотному компрессору, то потребуются увеличить примерно в 3 раза окружную скорость, что, естественно, недопустимо.

Если не увеличивать окружную скорость, то при $M_{w1} = 0,8$ получается малая величина коэффициента напора ψ . Поэтому для гелиевого компрессора рекомендуют применять ступень с отрицательной начальной закруткой и большим коэффициентом расхода или при повышенной степени реакции (даже больше 1,0). Последнее неизбежно приведет к снижению КПД ступени. При реактивности ступени меньше единицы следует увеличить густоту решетки, что также приведет к снижению КПД.

Турбинная ступень. Для азота турбинная ступень, так же как и компрессорная, мало отличается от обычной ступени для воздуха. Обычный подход для проектирования турбинной ступени - это недопущение степени реактивности у корня ρ меньше нуля, принятие угла выхода потока α_2 не менее $75 \div 80^\circ$ (для 1-й ступени) и уменьшение выходной скорости с тем, чтобы коэффициент скорости λ_2 был равен $0,4 \div 0,5$.

Типовой треугольник скоростей для азотной турбинной ступени имеет следующие характеристики: $\rho = 0,35$; $\alpha_2 = 70^\circ$; $\alpha_1 = 28^\circ$; $\beta_1 = 55^\circ$; $\beta_2 = 33^\circ$; $\lambda_2 = 0,5$; $U = 300$ м/с; $\Theta = 92^\circ$.

Применение такого треугольника для CO_2 приведет к увеличению коэффициентов скорости λ_{1C} , λ_{2C} и λ_{w1} . Это означает заведомо низкий КПД ступени. (Обычно выбирают $\lambda_{1C} < 1,05$ и $\lambda_{w1} < 0,7$). При этом для CO_2 более вероятна возможность получения отрицательной реактивности у корня лопаток.

Следовательно, для турбинной ступени на CO_2 следует принимать повышенное значение $\rho = 0,35 \div 0,45$. Кроме того, в углекислотной ступени для уменьшения λ_{2C} следует уменьшить коэффициент расхода. Теоретическая работа ступени на CO_2 будет меньше, чем на азоте.

В случае использования гелиевой ступени при ограниченной величине окружной скорости имеется возможность существенно увеличить нагрузку на ступень за счет уменьшения угла α_2 до величин, приемлемых с точки зрения КПД. Так как длина лопаток в гелиевой ступени больше, чем в азотной, то имеется возможность принимать при проектировании величину $\rho_{cp} = 0,20 \div 0,30$. При выборе угла $\alpha_2 = 60^\circ$ и $\rho_{cp} = 0,35$ можно получить турбинную ступень на гелии с коэффициентом напора примерно в 2 раза больше, чем в азотной ступени.

Большой опыт проектирования турбомашин на различных газах в отечественных научных центрах позволяет сделать вывод о том, что создание гелиевых турбокомпрессоров большой мощности не выдвигает никаких принципиально новых проблем для энергомашиностроения. Выигрыш от применения подобных агрегатов может быть весьма существенным. Установлено, что только за счёт повышенного уровня давления в ГТУ замкнутого цикла при одинаковых размерах турбомашин с двигателями открытого цикла достигается десятикратное увеличение мощности.

Расчёты показывают [7], что КПД атомной ГТУ на гелии может достигнуть 45,8 % при $t_3 = 800^\circ\text{C}$. С увеличением единичной мощности тепловая экономичность ядерной ГТУ растёт. Высокий КПД позволяет также понизить удельную стоимость реакторной установки. Для атомных электростанций для заполнения первого контура гелием (в 2-контурной установке) необходимо $5 \div 8$ кг/МВт при стоимости 0,5 % от общих капитальных затрат.

Разработки по созданию ГТУ замкнутого цикла с использованием ядерной энергии в качестве источника тепла начались одновременно с развитием двигателей открытого цикла. Это связано с явными преимуществами, которыми обладает замкнутый цикл.

Сравнительная оценка эксплуатационных расходов ГТУ ЗЦ и других тепловых двигателей показала, что ГТУ ЗЦ дополнительно позволяют:

- экономить объем помещений за счет пространственной компоновки агрегатов;
- уменьшить вырезы в верхней части настилов для воздухо- и газопроводов;

Применение в ГТУ ЗЦ новых материалов, например, карбида кремния для деталей турбины, жаростойких материалов для регенератора позволит поднять температуру газа в замкнутом цикле до 1200 °С, что обеспечит получение КПД цикла до 55 % и удельный расход топлива 180 г/(кВт·ч). Однако при этом отдельной проблемой остаётся создание ядерного реактора на высокие параметры рабочего тела.

Контрольные вопросы по теме 6

1. Какие рабочие тела могут быть использованы в ГТУ замкнутого цикла?
2. Какие ГТУ называют когенерационными установками?
3. Приведите классификацию циклов ГТУ по замкнутости рабочего процесса, по уровню определяющих параметров, по совокупности термодинамических процессов и по типу основного рабочего тела.
4. Какие ГТУ называют установками замкнутого цикла, и в чем их главное отличие?
5. Какие основные достоинства ГТУ замкнутого цикла?
6. Какие определенные недостатки ГТУ замкнутого цикла?
7. Что необходимо для использования теплоты, получаемой в ядерном реакторе, наиболее эффективном в ГТУ замкнутого цикла?
8. Приведите особенности одноконтурных атомных ГТУ замкнутого цикла.
9. Приведите особенности двухконтурных атомных ГТУ замкнутого цикла.
10. Приведите особенности трехконтурных атомных ГТУ замкнутого цикла.
11. Какая основная особенность способствует использованию рабочих тел для ГТУ замкнутого цикла?
12. Какое рабочее тело наиболее пригодно для ГТУ замкнутого цикла?
13. Что позволяют выполнить дополнительно ГТУ замкнутого цикла?

Библиографический список

1. Злобин, В.Г., Горбай С.В., Короткова Т.Ю. Техническая термодинамика. Часть 1. Основные законы термодинамики. Циклы тепловых двигателей: учебное пособие.– 2-е изд., испр. и перераб. /ВШТЭ СПбГТУПТД.– СПб., 2016. – 146 с.
2. Кривуца В.А., Кучеренко О.С., Дудкина И.Н. Параметрический анализ термодинамического цикла КПТУ «Водолей»//Известия академии инженерных наук Украины. -1999.-Вып.1.- с. 155-159.
3. Рыбалко, В.В., Часовских А.А. Методика теплового расчета газотурбинных энергетических установок: учебное пособие/СПбГТУРП. – СПб., 2002. – 120 с.
4. Эль-Марси, Магнуссон. Термодинамика комбинированных турбинных циклов с изотермическим расширением.- М.: Мир. Труды американского общества инженеров-механиков. Энергетические машины установки. -1984.- т.106.-№4. с.15-21.
5. Костюк А.Г., Фролов В.В., Булкин А.Е., Трухний А.Д. Паровые и газовые турбины для электростанций: учебник для вузов/ под ред. А.Г. Костюка. - М.: Издательский дом МЭИ, 2016. -557 с.
6. Арсеньев Л.В., Тырышкин В.Г., Богов И.А. и др. Стационарные газотурбинные установки/ под ред. Л.В. Арсеньева и В.Г. Тырышкина. -Л.: Машиностроение (Ленинградское отделение), 1989. - 543 с.
7. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие для вузов/ под ред. С.В. Цанева. -М.: Издательство МЭИ, 2002. -584 с.

Учебное издание

**ЗЛОБИН ВЛАДИМИР ГЕРМАНОВИЧ
ВЕРХОЛАНЦЕВ АЛЕКСАНДР АЛЕКСАНДРОВИЧ**

ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

ЧАСТЬ 1. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Корректор Н.П. Новикова
Техн. редактор Л.Я. Титова

Темплан 2020 г., поз. 63

Подп. к печати 25.05.2020. Формат 60x84/16 . Бумага тип. № 1.
Печать офсетная. 7,5 печ.л.; 7,5 уч.-изд.л. Тираж 50 экз.
Изд. № 63. Цена "С". Заказ №

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД, 198095,
Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.