

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования

**Санкт-Петербургский государственный технологический  
университет растительных полимеров**

---

**В.В. Рыбалко, А.А.Часовских**

# **Методика теплового расчёта газотурбинных энергетических установок**

**Учебное пособие**

Санкт-Петербург  
2002

**В.В. Рыбалко, А.А.Часовских**

**Методика теплового расчёта  
газотурбинных энергетических  
установок**

**Учебное пособие**

**Санкт-Петербург**

**2002**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

---

**В.В.Рыбалко, А.А.Часовских**

**Методика теплового расчёта  
газотурбинных энергетических  
установок**

**Учебное пособие**

Санкт-Петербург

2002

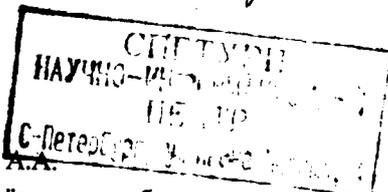
ББК 39.455

В29

УДК 621.438.082: 629.12

Рыбалко В.В., Часовских А.А.

Методика теплового расчёта газотурбинных энергетических установок: Учебное пособие / СПбГТУ РП. СПб., 2002. 120 с.: ил. 31. ISBN 5-230 - 14364-9



Учебное пособие направлено на подготовку специалистов по методам расчёта эффективности рабочего процесса ГТУ и основных показателей их долговечности. С учётом быстрого развития газотурбинной энергетики, особенно в комбинированных парогазовых установках, методы расчёта характеристик ГТУ становятся всё более востребованными не только в высших учебных заведениях, но и на практике, например, при выполнении модернизации существующих энергетических установок.

Учебное пособие предназначено для студентов старших курсов факультета промышленной энергетики (специальность 100700), которые имеют начальную подготовку по общенаучным и специальным дисциплинам и выполняют курсовое или дипломное проектирование.

Отдельные разделы пособия представляют интерес для специалистов, эксплуатирующих газотурбинную технику.

Введение, разделы 1,2, приложение 1 написаны В.В. Рыбалко, раздел 3, приложения 2,3 написаны А.А. Часовских под общей редакцией В.В. Рыбалко.

Рецензенты:

профессор кафедры энергетических установок Военно-морской академии им. Н.Г. Кузнецова, кандидат технических наук, доцент Пилипенко Н.Н.;

руководитель лаборатории горения кафедры промтеплоэнергетики СПбГТУ РП, кандидат технических наук, доцент Сколяров Я.Н.

Утверждено Редакционно-издательским советом университета в качестве учебного пособия.

ISBN 5-230-14364-9

ББК 39.455

© Рыбалко Владимир Владимирович,  
Часовских Алексей Анатольевич,  
2002

## Введение

Газотурбинные энергетические установки (ГТЭУ) как источник электрической, тепловой и механической энергии, использующий традиционное органическое топливо, возникли и существенно развились в середине XX века. За небольшое в историческом плане время, прошедшее с момента их возникновения, прогресс в газотурбинной технике оказался настолько велик, что многие специалисты считают быстрый рост вводимых в эксплуатацию мощностей ГТЭУ (при значениях КПД газотурбинных двигателей 40 % и более) свидетельством очередного этапа революции в промышленной энергетике. В научной периодике последнего времени активно обсуждается вполне обоснованный тезис о преобладании газотурбинных технологий при производстве большинства наиболее применяемых видов энергии.

Допустимость такого утверждения доказывает анализ портфеля текущих и планируемых заказов крупнейших энергомашиностроительных корпораций мира в конце XX и начале XXI столетия. Установлено, что впервые за всю историю развития энергетики прирост заказов на строительство энергетических объектов осуществляется, главным образом, за счёт парогазовых (ПГУ ТЭЦ) или чисто газотурбинных установок (ГТУ ТЭЦ).

Вторая половина XX века в стационарной энергетике характеризовалась широким применением и непрерывным совершенствованием показателей эффективности рабочего процесса тех энергетических установок, идеи которых возникли ещё в XVIII веке, теоретическое обоснование получили в XIX и начале XX века, а интенсивно осваиваться начали только в середине столетия. Это в основном паротурбинные энергетические установки, реализующие цикл «вода - пар - конденсат».

Постоянное улучшение конструкции котлоагрегатов и турбоагрегатов, реализующих хорошо изученные процессы в этом цикле, привели к созданию высокоэкономичных паротурбинных энергоблоков единичной мощностью до 1 200 МВт (Костромская ГРЭС, Россия) и больше (1 365 МВт, США) при коэф-

фициенте полезного действия 39±42 % [1,2,3]. С учётом использования тепловой энергии для технологических и бытовых нужд общий КПД таких установок значительно выше. На этом экономические возможности цикла «вода – пар – конденсат» исчерпаны, и эволюционное развитие паротурбинной энергетики в традиционном её понимании к концу XX века закончилось.

Перспективы развития электроэнергетики связывают с новыми циклами и рабочими средами. В настоящее время сформировалась чёткая тенденция всё большего использования газотурбинных и комбинированных парогазовых установок. Во всем мире наблюдается рост суммарной установленной мощности энергетических газотурбинных установок. Ещё более высокие темпы роста мощности у парогазовых установок (ПГУ). Ожидается, что суммарная мощность ГТУ и ПГУ в начале наступившего столетия будет больше мощности атомных электростанций. Доля газотурбинных мощностей в общей мощности энергетики отдельных стран и регионов составляет 30 %. В нашей стране в 1990 г. мощность энергетических ГТУ равна примерно 2 млн. кВт, а ПГУ - 0,7 млн. кВт. Коэффициент полезного действия уже существующих комбинированных парогазотурбинных установок приближается к 50 %, а в перспективе может быть ещё выше [1,6].

Быстрое развитие газотурбинных технологий связано также с определённой структурой топливного цикла основных энергопроизводящих стран мира. Несмотря на определённые успехи и заметный рост мощностей атомной энергетики, а также увеличение числа и мощности объектов нетрадиционной энергетики (ветровые, приливные, геотермальные и пр.), в течение длительного периода энергия будет добываться на объектах, сжигающих органическое топливо. Это справедливо как для нашей страны, так и для большинства промышленно развитых стран мира [1,4]. Из примерно 3,5 млрд. кВт мощности всех электростанций Земли 55% электроэнергии вырабатывается в настоящее время на тепловых электростанциях, использующих органическое топливо.

Анализ структуры топливопотребления в нашей стране, наличия запасов органического топлива и его стоимости показывает, что в ближайшие де-

сятилетия для производства электрической и тепловой энергии в основном будут сжигать газ (резервное топливо - уголь) в энергоблоках большой мощности.

Прогресс в развитии газотурбинных технологий на органическом топливе связывают, прежде всего, с высокими параметрами рабочего процесса газотурбинных двигателей, а также с освоением принципиально новых способов одновременного производства нескольких видов (когенерации) энергии, о которых несколько подробнее изложено ниже.

Реализация перспективных направлений развития газотурбинных технологий в энергетике идёт в различных странах с различными темпами. Выше там, где имеются программы развития газотурбинной энергетики (например, в США, где реализуются государственные программы ATS и Vision 21).

Определённые успехи имеются в отечественной энергетике. В России существуют крупные научные центры и производственные объединения, которые ведут исследования и разрабатывают современную газотурбинную технику. Это, прежде всего, Центральный институт авиационного моторостроения (ЦИАМ), Всесоюзный теплотехнический институт (ВТИ), Центральный котлотурбинный институт им. И.И. Ползунова (ЦКТИ), Металлический завод (Санкт-Петербург) и многие другие. Создание в конце XX столетия газотурбинного двигателя нового поколения ГТГ-110 на АО "Рыбинские моторы" свидетельствует о том, что отечественная газотурбинная наука и промышленность находятся на должном уровне. Двигатель мощностью 110 МВт проектировался и отработывался в НПО "Машпроект", где накоплен большой опыт создания корабельных газотурбинных двигателей. По своим параметрам он не уступает, а по некоторым превосходит аналогичные двигатели иностранных фирм. Значительное количество проектируемых в нашей стране ПГУ будут базироваться на этом двигателе [5]. Отдельные характеристики существующих и проектируемых в нашей стране газотурбинных установок приведены в табл.П1.

На основании анализа тенденций развития энергетики на органическом топливе можно утверждать, что дальнейшее использование ГТУ обусловлено их определёнными достоинствами, а именно:

высокой энергоёмкостью, характеризуемой удельной мощностью  $1 \div 3 \text{ МВт/м}^3$  ( $1 \div 2 \text{ МВт/т}$ ) и значительной агрегатной мощностью ( $50 \div 100 \text{ МВт}$ ); приемлемой экономичностью на режимах номинальной нагрузки ( $0,190 \div 0,200 \text{ кг/кВтч}$ ) и малым расходом ГСМ в целом; высокой манёвренностью и готовностью к действию (экстренное приготовление к действию –  $10 \div 15$  мин, время запуска –  $120 \div 180$  с, время выхода на номинальный режим –  $5 \div 15$  мин); простотой автоматизации процессов управления, малой трудоёмкостью технического обслуживания, высокой ремонтпригодностью;

Для создания ГТУ и ПГУ, обладающих указанными показателями качества, требуется хорошо представлять особенности рабочего процесса установок. Это позволит проектировать турбомашин и теплообменные аппараты с требуемыми показателями, оптимально согласовывать их характеристики, а также обеспечить нормативную надёжность.

Основные положения теории рабочего процесса ГТУ и методы обеспечения заданной долговечности установок приведены в предложенном учебном пособии.

## 1. Характеристики рабочего процесса газотурбинных установок, применяемых в стационарной энергетике

### 1.1. Классификация циклов и схем газотурбинных установок

Газотурбинный двигатель – это тепловой двигатель, в котором внутренняя тепловая энергия рабочего тела (газа) превращается в механическую работу на валу газовой турбины. Механическая работа используется для привода электрического генератора или любого другого потребителя энергии. Процесс преобразования энергии в ГТД происходит в несколько этапов: сначала в компрессоре происходит сжатие атмосферного воздуха; затем в камере сгорания 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. 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; удельный объём; абсолютное давление. Процессы, протекающие в термодинамической системе, характеризуются обменом энергии между элементами этой системы и между системой и окружающей средой. Этот обмен может происходить только в форме работы и форме теплоты.

Работа расширения  $l_{IT}$ , Дж/кг идеального газа определяется уравнением

$$l_{IT} = \int_1^2 v dp,$$

где  $v$  – удельный объём газа,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $p$  – давление, Па.

Количество теплоты  $q$ , Дж/кг подведённое к телу, связано с процессом перехода внутренней энергии от одного тела к другому и зависит от разности температур этих тел

$$q = \int_1^2 c dT,$$

где  $c$  – удельная теплоёмкость, Дж/(кг·К),  $T$  – температура, К.

Термодинамические процессы идеального газа, принципиально осуществимые в газотурбинных двигателях, показаны на рис. 1.1.

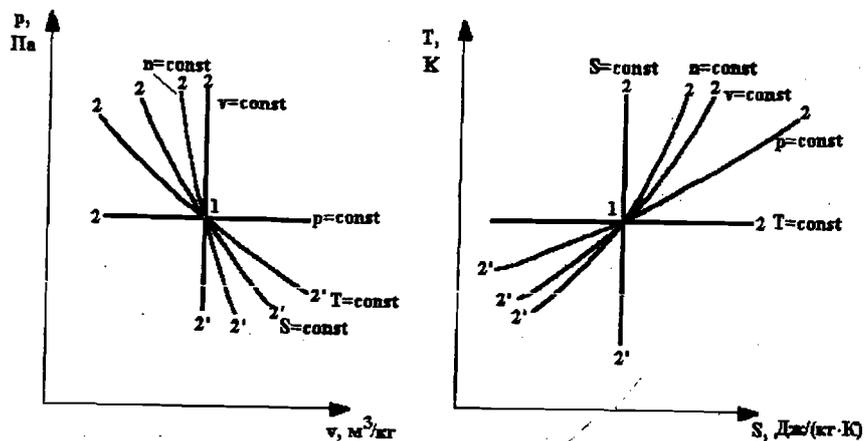


Рис. 1.1. Термодинамические процессы в идеальных газах на диаграммах  $p$ - $V$  и  $T$ - $S$ :

1-2 – сжатия; 1-2' – расширения

Несмотря на различие в схемах и конструкциях ГТД фактические термодинамические процессы в основных элементах одни и те же. В общем случае, они описываются уравнением политропы вида  $pv^n = const$ , где  $n$  – показатель политропы. Из этого уравнения следует часто используемое равенство

$$T_{кон} / T_{нач} = (P_{кон} / P_{нач})^{(n-1)/n} = \pi^{(n-1)/n}.$$

Показатель политропы  $n$  зависит от физических свойств газа, от теплообмена с окружающей средой и работы сил трения в процессе. В общем случае, это величина переменная в процессе, которую условно часто принимают посто-

янной, совпадающей с действительной только в начальной и конечной точках процесса. Это значительно упрощает расчёты, не внося существенных погрешностей. Как следует из рис. 1.1, политропические процессы – это процессы, которые идут с изменением энтропии. Приращение энтропии является мерой их необратимости.

Термодинамический анализ процессов преобразования энергии в ГТД позволяет установить основные причины существенного снижения эффективности идеальных и действительных циклов ГТД по сравнению с предельным, за который принимается цикл Карно, состоящий из двух изоэнтроп и двух изотерм (рис. 1.2).

Как известно, площадь внутри прямоугольника 1-2а-3-4а характеризует полезную работу цикла. Эта площадь в цикле Карно определяет теоретический предел, к которому в различной степени могут приближаться величины полезных работ циклов различных тепловых двигателей. Чем больше действительный цикл заполняет площадь указанного прямоугольника, тем больше полезная работа и тем, соответственно, выше коэффициент полезного действия цикла. Естественно, что сравнение должно проводиться при одинаковых начальных и конечных параметрах основных процессов.

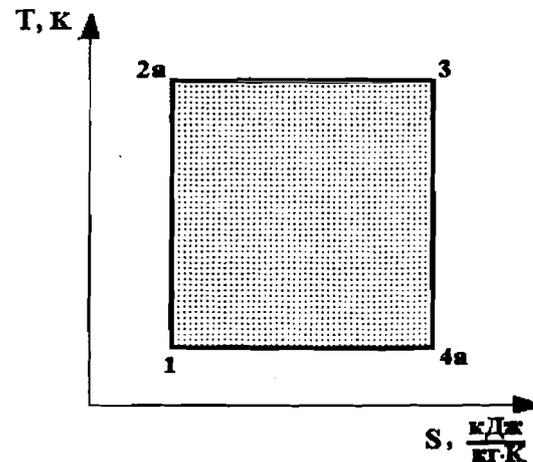


Рис. 1.2. Цикл Карно

Коэффициент полезного действия цикла Карно в соответствии со вторым законом термодинамики определяется только необратимостью процессов подвода теплоты в цикл и отвода из него. Все остальные процессы считаются обратимыми. В результате, при наивысшей температуре цикла  $T_3$  и низшей  $T_1$  коэффициент цикла Карно равен

$$\eta_k = 1 - \frac{T_1}{T_3} \quad (1.1)$$

Нетрудно убедиться, что, например, при  $T_3 = 2000$  К и  $T_1 = 300$  К КПД получается равным 0,85.

Необратимость процессов подвода энергии к рабочему телу в компрессоре, камере сгорания и получения механической работы в турбине, а также невозможность практического осуществления некоторых процессов преобразования энергии, показанных на рис. 1.1, на практике приводят к значительному снижению эффективности как идеальных, так и особенно действительных циклов ГТД по сравнению с циклом Карно. Путём наложения циклов различных газотурбинных двигателей на цикл Карно можно оценить степень их *карнотизации*, под которой следует понимать степень приближения к предельному и практически недостижимому КПД цикла Карно. Такой подход может быть также положен в основу классификации циклов корабельных ГТД.

Рассмотрим по критерию практической осуществимости идеальный цикл ГТД, состоящий из двух изэнтроп 1-2а, 3-4а и двух изобар 2а-3, 4а-1. Как показано на рис. 1.3, такой цикл занимает только некоторую часть площади цикла Карно, что вызвано ограниченным (на сегодняшний день) уровнем температуры газа  $T_3 \leq 1400 \div 1500$  К и фиксированным значением температуры холодного источника (температура атмосферного воздуха  $T_1$ ). Такой цикл принципиально может быть осуществлён в простейшем газотурбинном двигателе, состоящем из компрессора, газовой турбины и камеры сгорания (рис. 1.4). Сжатие в компрессоре происходит по изэнтропе 1-2а, подвод теплоты в камере сгорания по изобаре 2а-3, а расширение газа в турбине по изэнтропе 3-4а.

Изобара, соответствующая давлению атмосферного воздуха 4а-1, условно замыкает цикл, который является на самом деле открытым.

В газотурбинном двигателе рассмотренной схемы из-за конструктивных трудностей с обеспечением длительной прочности деталей турбины при указанных выше температурах газа практически трудно получить КПД больше 34÷36%. Как показано на рис. 1.3, б, с повышением температуры газа площадь, занимаемая циклом ГТД, растёт, что соответствует увеличению эффективности цикла. Так, например, при  $T_3 = 1600$  К можно достичь КПД двигателя простой схемы примерно 42÷44%. Этим объясняется тот факт, что высокая температура газа стала характерным признаком современных ГТД (см. табл. П1), применяемых для выработки электрической энергии.

Увеличить полезную работу цикла ГТД можно за счёт снижения затраченной работы сжатия в компрессоре путём приближения процесса сжатия к изотермическому, который предусмотрен в цикле Карно. Действительно, как показано на рис. 1.5, а, в этом случае за счёт сжатия воздуха в нескольких компрессорах и введения промежуточного охлаждения между ними (участок 1-1' цикла) можно увеличить площадь цикла.

Аналогичного результата можно достичь путём введения многоступенчатого подогрева рабочего тела при расширении в турбине (участок 3-3' цикла на рис. 1.5, б). Видно, что площадь цикла ГТД в этом случае возрастает. На практике подобные решения осуществить конструктивно трудно. Поэтому обычно ограничиваются одной-двумя ступенями охлаждения и вторичного подогрева рабочего тела, как это показано, например, на рис. 1.6.

В газотурбинных двигателях простой схемы (рис. 1.4) температура выходящих из турбины газов составляет 30÷40% от начальной температуры. При использовании теплоты выходящих газов можно существенно повысить экономичность цикла. Таким образом, одной из реализаций идеи карнотизации цикла является утилизация теплоты выходящих из турбины газов. Принципиальная схема ГТД с утилизацией теплоты в паровом цикле показана на рис. 1.7, а цикл на рис. 1.8.

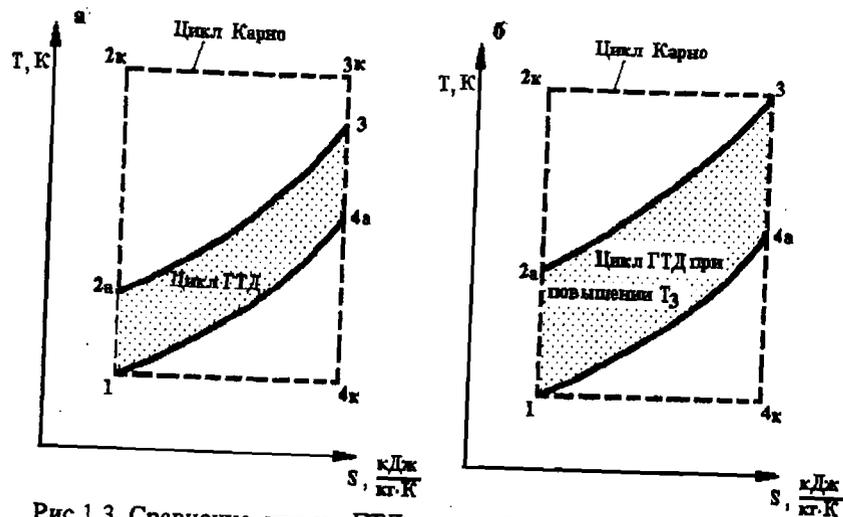


Рис.1.3. Сравнение циклов ГТД и цикла Карно:

- а – цикл, состоящий из двух изоэнтроп и двух изобар;
- б – такой же цикл при повышенной температуре рабочего тела

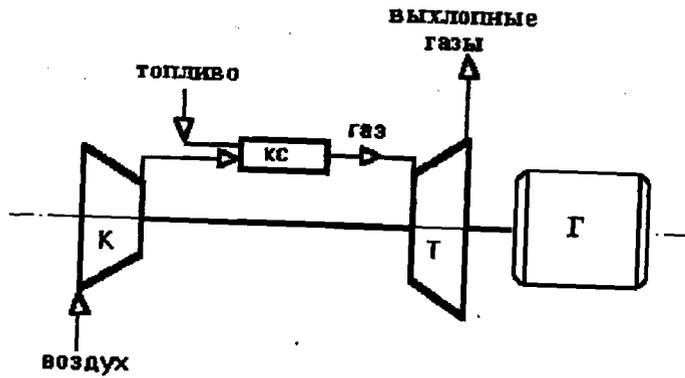


Рис.1.4. Принципиальная схема ГТД:

- К - компрессор; КС – камера сгорания;
- Т- турбина; Г – электрический генератор

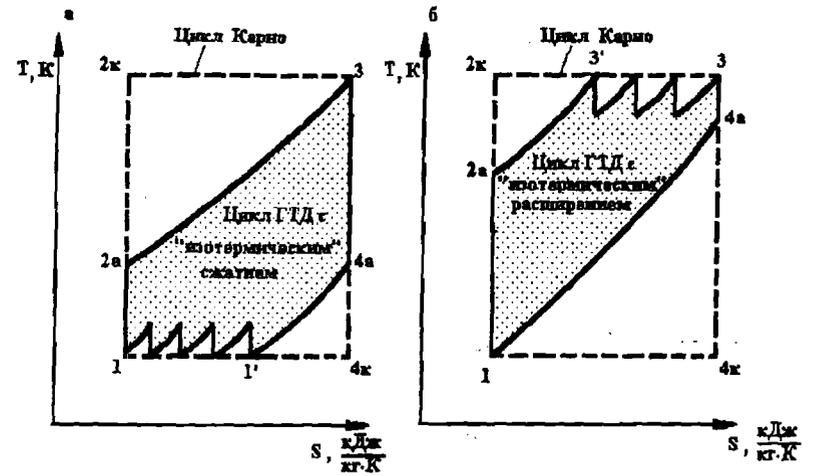


Рис.1.5. Циклы ГТД с промежуточным охлаждением воздуха при сжатии (а) и вторичным подогревом при расширении (б)

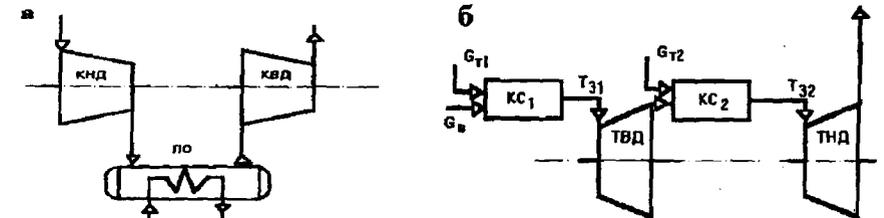


Рис.1.6. Принципиальные схемы промежуточного охлаждения воздуха (а) и вторичного подогрева газа (б) в ГТД

Как показано на рис.1.8, утилизация теплоты существенно увеличивает «заполняемость» площади цикла Карно и, следовательно, увеличивает КПД такого комбинированного цикла.

Интересной разновидностью утилизационного цикла ГТД является цикл с вводом пара, полученного в УК, в проточную часть двигателя. 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 и, в первую очередь, лопаток турбины и дисков.

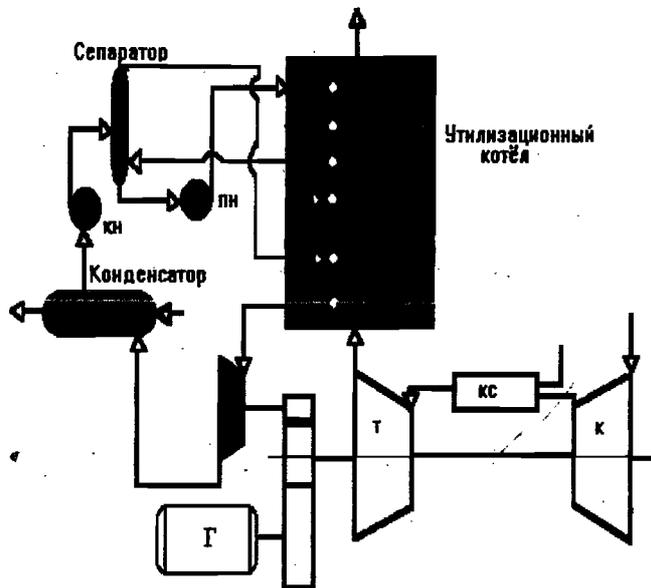


Рис.1.7. Схема ГТД с утилизацией теплоты

В отечественной литературе такие установки называют контактными газопаровыми установками (КГПУ). За рубежом их называют интегральными установками (рис.1.9) 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 наблюдается существенное снижение окислов азота  $NO_x$  в выхлопных газах. Серьёзным недостатком подобных установок является незамкнутость парового контура, что вызывает потребность в большом количестве воды высокой степени очистки для утилизационного контура.

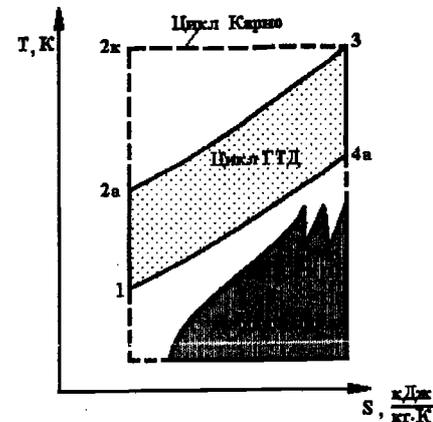


Рис.1.8. Сравнение утилизационного цикла ГТД с циклом Карно

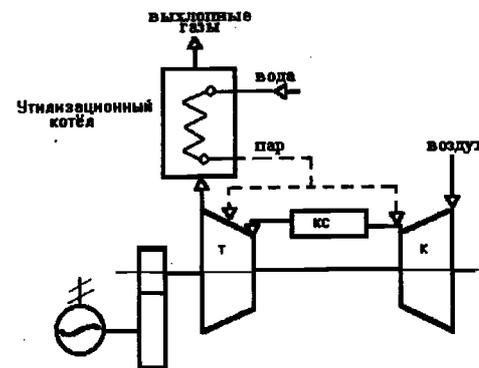


Рис. 1.9. Схема контактной газопаровой установки

Идея утилизации тепла выхлопных газов ГТУ в паровом цикле получила дальнейшее развитие с использованием в утилизующем контуре низкокипя-

щих жидкостей. При этом получается глубокая утилизация теплоты выходящих газов, что повышает КПД, но, естественно, усложняет конструкцию.

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<sup>1</sup>. После турбины с изотермическим процессом расширения предполагается разместить ГТД обычного цикла и затем теплоутилизирующий 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%. Цикл рассмотренной комбинированной установки показан на рис.1.10.

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.

Карнотизация циклов ГТД может быть достигнута также путём возвращения теплоты выходящих газов в цикл за счёт регенерации. Регенерация предусматривает подогрев выхлопными газами воздуха, поступающего в камеру сгорания из компрессора (рис.1.11). Цикл газотурбинного двигателя с регенератором показан на рис.1.12.

Сравнивая циклы, можно заключить, что регенерация теплоты не увеличивает полезной работы цикла (площадь 1-2а-3-4а-1 одинакова для циклов при наличии регенерации и без неё). В то же время сравнение количеств необходимой теплоты, подведённых в цикл в камере сгорания, показывает, что  $Q_{0r} < Q_0$  (выделенные площади на рис.1.12 эквивалентны подведённой теплоте).

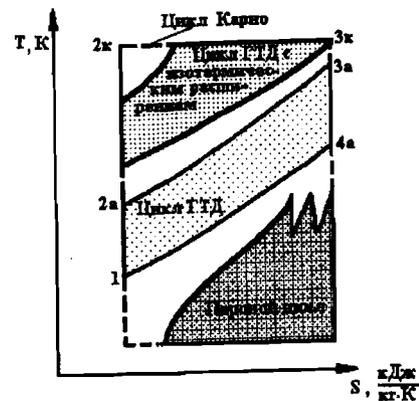


Рис.1.10. Цикл комбинированной установки с изотермическим расширением, обычным циклом ГТД и утилизацией теплоты

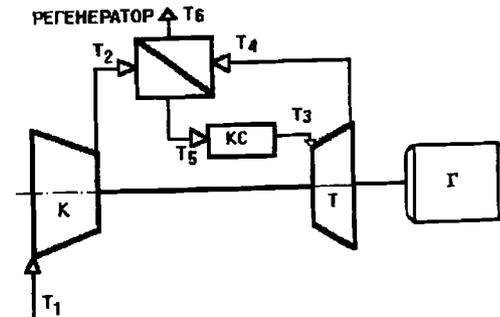


Рис.1.11. Схема ГТД с регенератором

Отсюда следует, что отношение полезной работы к подведённой в цикл теплоте (это и есть КПД цикла) будет больше для цикла с регенерацией. Веду-

<sup>1</sup> Эль-Марси, Магнуссон. Термодинамика комбинированных турбинных циклов с изотермическим расширением. Труды американского общества инженеров-механиков. Энергетические машины. 1984. Т.106. №4. С.15-21.

783 533 9/3

НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ЦЕНТР  
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

щие газотурбостроительные фирмы мира проявляют большой интерес к схемам двигателей с регенерацией.

Расчёты показывают, что ещё больший эффект можно получить в том случае, если в цикле ГТД с регенерацией применить промежуточное охлаждение воздуха при сжатии (рис.1.6, 1.13).

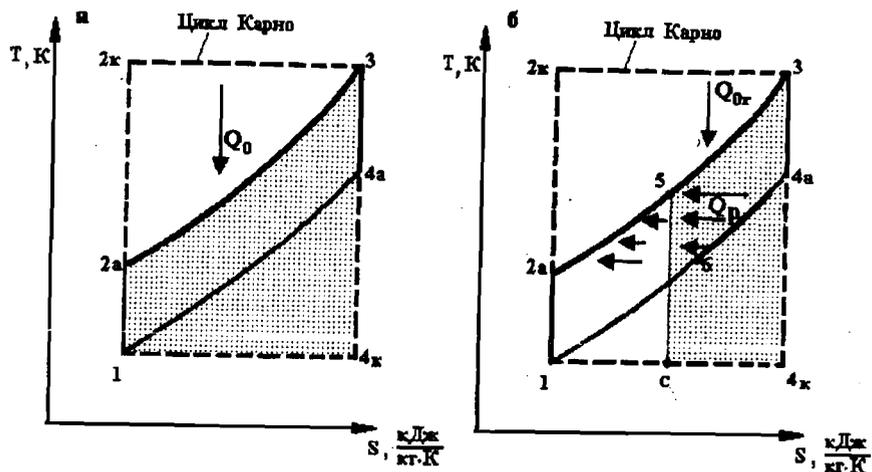


Рис.1.12. Циклы ГТД:

а - без регенерации;

б - с регенерацией теплоты

В таком цикле увеличивается полезная работа и одновременно снижается необходимое количество подведённой в цикл теплоты. В результате можно получить значительное повышение КПД цикла.

Проведённый анализ термодинамических особенностей рабочего процесса газотурбинных двигателей позволяет сделать следующие выводы:

эффективность цикла ГТД определяется отношением полезной работы и необходимой теплоты, подведённой в цикл. Это отношение характеризует КПД цикла. Необратимость реальных процессов подвода и преобразования энергии приводит к тому, что КПД любого цикла ГТД всегда меньше, чем у цикла Карно с одинаковыми параметрами;

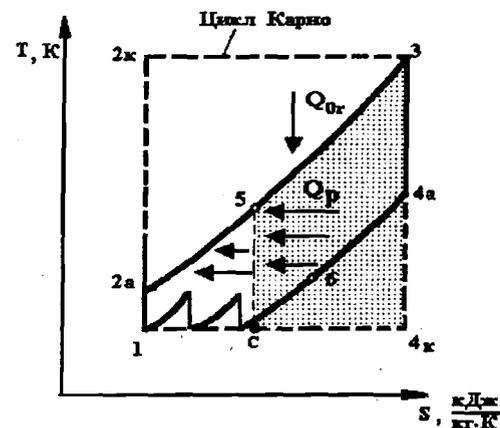


Рис.1.13. Цикл ГТД с промежуточным охлаждением воздуха при сжатии и регенерацией

приближение эффективности цикла ГТД к показателям цикла Карно (карнотизация) достигается путём повышения максимальной температуры цикла, использованием внутреннего возврата теплоты в цикл (регенерация), использованием промежуточного охлаждения воздуха при сжатии и вторичного подогрева газа при расширении, а также утилизацией теплоты в паровом цикле;

выбор того или иного способа карнотизации цикла требует дополнительного обоснования с учётом комплекса требований назначения, а также надёжности, живучести, экономичности проектируемой газотурбинной установки при известных ограничениях на массу, габариты и стоимость конструкции.

Повысить эффективность процессов получения электрической 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 предпола-

гается реализовать при помощи топливных ячеек - нового поколения электрохимических генераторов на твёрдых карбидах щелочных металлов. Принципиальная схема топливной ячейки показана на рис.1.14, а схема газотурбинной установки на рис.1.15.

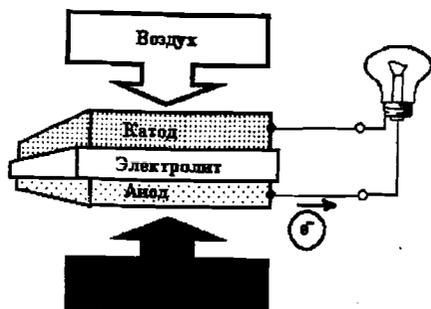


Рис.1.14. Топливная ячейка для ГТУ, выполненной по гибридной технологии

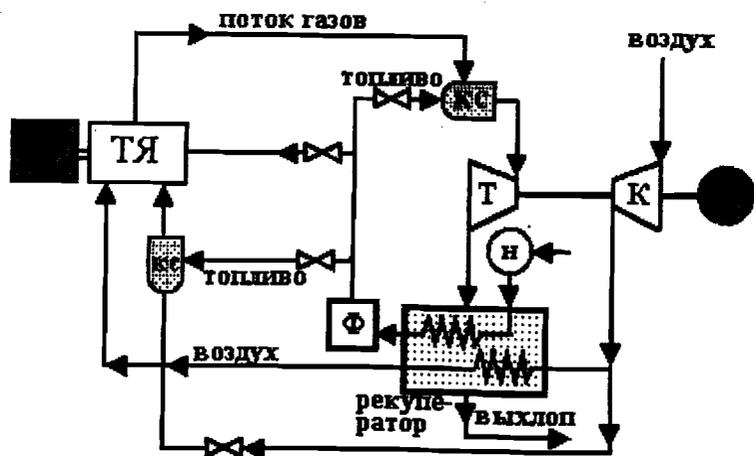


Рис.1.15. Схема газотурбинной установки с топливной ячейкой  
П- преобразователь (инвертор) электрической энергии

Ожидают, что в подобных установках не будет ограничений, связанных с необратимостью термодинамических процессов. Это позволит достичь КПД выше, чем в цикле Карно. Расчёты показывают, что реальный коэффициент полезного действия 70%, а коэффициент использования энергии топлива может приблизиться к 90%.

### Классификация циклов газотурбинных установок

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

ГТУ закрытого цикла имеют много общего в основных процессах сжатия и расширения рабочего тела с установками открытого цикла, но также имеют 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 закрытого цикла оказывается эффективным использовать конденсирующиеся рабочие тела, например, углекислоту. Такие циклы называют бинарными. Все указанные особенности ГТУ закрытого цикла требуют отдельного исследования.

Как отмечено выше, одним из направлений совершенствования любых циклов ГТУ является использование теплоты выходящих из турбины газов в целях теплофикации. Это позволяет рассматривать установку как источник нескольких видов энергии, например, механической и тепловой, или электрической и тепловой. Широкое развитие когенерационных установок наблюдается в стационарной энергетике при снабжении несколькими видами энергии крупных мегаполисов, а также в отдалённых районах, где наблюдается дефицит источников тепловой энергии. В производственных условиях утилизационные котлоагрегаты, расположенные на выхлопе вспомогательных ГТД, часто используются для обеспечения паром систем обогрева, кондиционирования и

других бытовых потребителей. Поэтому такие установки тоже по существу являются когенерационными.

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

По замкнутости рабочего процесса

- открытые циклы;
- закрытые циклы.

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;
- газо-паротурбинный 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 ГТУ их объединяют по числу компрессоров и по методам связи между турбинами и компрессорами. Одна из существующих классификаций схем ГТУ показана в табл. 1.1. Схемы в табл. 1.1 пронумерованы по порядку, первая цифра означает число компрессоров.

Классификация схем ГТУ


## 1.2. Зависимость между параметрами рабочего процесса ГТУ

Как отмечено выше, рабочий процесс газотурбинной установки характеризуется величиной полезной работы цикла и коэффициентом полезного действия. Для ГТУ, показанной на рис.1.4, полезная работа  $l_i$ , кДж/кг вычисляется как разница работы, производимой турбиной, и потребной работы компрессора

$$l_i = c_{pt} T_3 \eta_{it} (1 + \beta) \left( 1 - \pi_T^{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right) - c_{pk} T_1 \frac{1}{\eta_{ik}} \left( \pi_k^{\frac{k_k - 1}{k_k}} - 1 \right), \quad (1.2)$$

где  $c_{pt}$ ,  $c_{pk}$  - теплоёмкости рабочего тела в турбине и компрессоре,

кДж/(кг·К);

$T_3, T_1$  - температуры рабочего тела перед соплами турбины и на всасывании компрессора, К;

$\eta_{it}, \eta_{ik}$  - внутренние КПД турбины и компрессора;

$\beta = \frac{1}{\alpha \cdot L_0} \approx 0,01 \div 0,02$  - коэффициент, учитывающий массу топлива,

поступившую в цикл при сжигании топлива в камере сгорания;

$\alpha \cong 3 \div 7$  - общий коэффициент избытка воздуха в камере сгорания;

$L_0 \cong 14,7$  - стехиометрическое число, характеризующее количество воздуха, необходимое для сжигания 1 кг топлива;

$\pi_T \cong \pi_k$  - степени понижения давления в турбине и повышения давления в компрессоре;

$k_k, k_t$  - показатели адиабатического процесса при сжатии и расширении рабочего тела.

Числовые значения констант, которые применяют при оценочных расчётах полезной работы ГТУ, показаны в табл.2.1.

Как следует из (1.2), полезная работа ГТУ зависит от многих факторов, определяющими среди которых являются степень повышения давления

$\pi = \pi_T \cong \pi_k$  и температуры рабочего тела  $T_3$  и  $T_1$ . Зависимость от степени повышения давления можно выявить путём дифференцирования (1.2) по величине  $\pi$ , приравнивания полученного уравнения к нулю и его решения относительно искомой величины оптимального  $\pi$ . В результате можно получить следующую зависимость

$$\pi^{l_{optim}} = \xi \sqrt{\eta_{ik} \cdot \eta_{it} \cdot \lambda}, \quad (1.3)$$

где  $\lambda = T_3/T_1$  - отношение температур в цикле;  $g = 2 \cdot m$ ;  $m = \frac{k-1}{k}$  - показатель степени;  $k = (k_k + k_t)/2$  - среднее значение показателя адиабаты.

Зависимость полезной работы ГТУ (в относительных единицах) от степени повышения давления показана на рис.1.16.

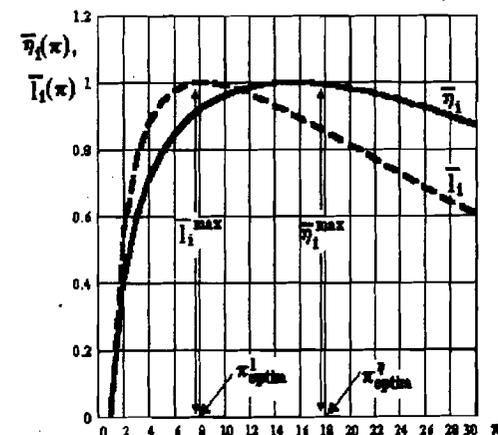


Рис.1.16. Зависимость полезной работы и КПД ГТУ в действительном цикле от степени повышения давления

Как видно на рис.1.16, полезная работа при определённом значении степени повышения давления  $\pi_{optim}^l$  становится максимальной. Установка, в которой при проектировании выбрана оптимальная степень повышения давления, при прочих равных условиях имеет минимальные массогабаритные показатели. Величина оптимальной степени повышения давления несложно вычисляется по формуле (1.3).

**Пример.** Определить оптимальную степень повышения давления действительного цикла ГТУ, обеспечивающую получение максимальной полезной работы при следующих исходных данных:

$$T_1 = 288 \text{ К}; T_3 = 1273 \text{ К}; \eta_{ik} = \eta_{it} = 0,89;$$

$$m = (k-1)/k = 0,286.$$

**Решение:**

$$\pi_{optim}^l = 2\sqrt{\eta_{ik}\eta_{it}\lambda} = 0,572\sqrt{0,89 \cdot 0,89 \cdot \frac{1273}{288}} = 8,80.$$

**Ответ:** При  $\pi = 8,80$  полезная работа цикла будет максимальной.

Коэффициент полезного действия цикла находят делением полезной работы на величину подведённой в цикл тепловой энергии. Величину этой энергии вычисляют по формуле

$$Q_1 = \frac{1}{\eta_{kc}} [(1+\beta)c_{pr}T_3 - c_{pk}T_2], \quad (1.4)$$

$$\text{где } T_2 = T_1 \left( 1 + \frac{\pi_k \frac{k_k - 1}{k_k} - 1}{\eta_{ik}} \right); \quad (1.5)$$

$\eta_{kc}$  - коэффициент полезного действия камеры сгорания.

С учётом зависимостей (1.2) и (1.4) получим

$$\eta_i = \frac{l_i}{Q_1} = \frac{c_{pr}\eta_{it}T_3(1+\beta) \left( 1 - \pi_T \frac{k_t - 1}{k_t} \right) - c_{pk}T_1 \frac{1}{\eta_{ik}} \left( \pi_k \frac{k_k - 1}{k_k} - 1 \right)}{\frac{1}{\eta_{kc}} [(1+\beta)c_{pr}T_3 - c_{pk}T_2]} \quad (1.6)$$

Анализ уравнения (1.6) показывает, что при фиксированных температурах цикла и постоянных коэффициентах полезного действия турбомашин внутреннего кпд двигателя является нелинейной функцией степени повышения давления, как это показано на рис.1.16.

Максимальное значение КПД двигателя находится дифференцированием уравнения (1.5) и приравниванием производной к нулю, что даёт следующее выражение

$$\pi_{optim}^\eta = \left[ \frac{2 \cdot a + \sqrt{4a^2 - 4ab(a-b+1)}}{2ab} \right]^{\left( \frac{1}{m} \right)}, \quad (1.7)$$

где  $m = (k-1)/k$ ;

$a = \lambda\eta_{ik}\eta_{it}$ ;  $b = \eta_{ik}(\lambda - 1) + 1$ .

Покажем на примере вычисление оптимального значения степени повышения давления для получения максимального коэффициента полезного действия ГТУ.

**Пример.** Найти значение степени повышения давления действительного цикла, при котором КПД ГТУ будет максимальным, для следующих исходных данных:

$$T_1 = 288 \text{ К}; T_3 = 1273 \text{ К}; \eta_{ik} = 0,87; \eta_{it} = 0,89; m = 0,291.$$

**Решение:**

$$1. a = \lambda\eta_{ik}\eta_{it} = 1273/288 \cdot 0,87 \cdot 0,89 = 3,423;$$

$$2. b = \eta_{ik}(\lambda - 1) + 1 = 0,87(1273/288 - 1) + 1 = 3,976;$$

3.

$$\pi_{\eta_{optim}} = \left[ \frac{2 \cdot a + \sqrt{4a^2 - 4ab(a-b+1)}}{2ab} \right]^{\frac{1}{m}} =$$

$$= \left[ \frac{2 \cdot 3,423 + \sqrt{4 \cdot 3,423^2 - 4 \cdot 3,423 \cdot 3,976(3,423 - 3,976 + 1)}}{2 \cdot 3,423 \cdot 3,976} \right]^{\frac{1}{0,291}} =$$

$$= 18,821.$$

**Ответ:** При  $\pi = 18,821$  КПД установки будет максимальным.

На рис.1.16 видно, что максимальные значения полезной работы и КПД достигаются при различных степенях повышения давления. Это объясняется влиянием на величину подведённой теплоты  $Q_1$  и, следовательно, на кпд цикла температуры воздуха за компрессором  $T_2$ . С ростом  $\pi$  повышается  $T_2$  и уменьшается  $Q_1$  (при фиксированной температуре газа  $T_3$ ), что повышает КПД цикла. Но одновременно с увеличением  $\pi$  растёт работа сжатия компрессора  $l_{ik}$  (см. 1.2), что снижает полезную работу и кпд цикла. В результате указанных процессов при увеличении  $\pi$  полезная работа начинает уменьшаться раньше, чем величина кпд. Это хорошо заметно на рис.1.16., 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  $\pi = \pi_{\eta_{optim}}$ , а для достижения минимальных массогабаритных показателей принимают  $\pi = \pi_{l_{optim}}$ . Часто на выбор расчётного значения  $\pi$  влияют другие

факторы, например, связанные с возможностью создать компрессор с требуемой степенью повышения давления или вызванные ограничениями на стоимость создания ГТУ при наличии готовых элементов двигателя в частности компрессоров или турбин. Как видно на рис.1.16. в области оптимальных значений  $\pi$  кривые КПД изменяются плавно, что позволяет конструктору более свободно выбирать расчётную величину степени повышения давления.

## 2. Расчёт характеристик газотурбинных установок

### 2.1. Расчёт характеристик однокомпрессорных ГТУ простого цикла на режиме номинальной мощности

Целью расчёта ГТУ на режиме полной мощности является получение оценок экономичности установки и выбор основных параметров, характеризующих рабочий процесс. Этот выбор может быть произведён только с учётом предварительно сформулированной цели создания установки, изложенной в техническом задании (ТЗ) на проектирование.

В техническом задании указывается, для каких целей создаётся ГТУ, какие габариты отводятся в машинном зале под установку, какую она должна иметь массу. Обычно в ТЗ приводятся начальные значения параметров атмосферного воздуха на всасывании компрессора, другие условия работы, например, время приготовления к действию, показатели манёвренности (время запуска, время прогрева и др.), основные показатели надёжности (например, назначенный ресурс установки), требуемый сорт топлива, а также ряд других показателей от которых может зависеть эффективность создаваемой установки.

Перед началом расчёта параметров ГТУ в соответствии с требованиями ТЗ выбирается схема установки. На этом этапе может быть принято решение о применении ГТУ сложной схемы с промежуточным охлаждением и регенерацией или установки закрытого цикла. Однако для принятия подобного решения могут быть необходимы данные о некоторых параметрах ГТУ, которые можно получить только путём соответствующих расчётов.

Таким образом, расчёт установки на режиме номинальной нагрузки (100 % мощности) может выполняться с различными целями, в том числе и для обоснования выбора того или иного цикла рабочего процесса. Но в любом

случае расчёт должен производиться только после выбора конкретной схемы установки. Поэтому в приведённом ниже алгоритме считается, что схема установки проектанту известна.

### Алгоритм расчёта

Существует несколько методов расчёта ГТУ на режиме полной мощности. Они различаются способами оценки теплофизических свойств воздуха и газа в процессах их сжатия, нагрева и расширения, а также применением различных вспомогательных таблиц и графиков.

Известны своей наглядностью методы тепловых диаграмм, предложенные И.И. Кирилловым и И.В. Котляром, удобен и прост для освоения метод, приведённый Г.Г. Жаровым<sup>1</sup>, в котором широко используются вспомогательные таблицы, пригоден для быстрого получения оценок экономичности установок метод, изложенный в книгах Б.В. Реброва и Л.А. Маслова<sup>2</sup>.

Авторы различных методов отмечают, что в предварительных оценках параметров ГТУ наиболее прост и удобен, при достаточной точности, аналитический метод расчёта при постоянных теплоёмкостях воздуха и газа.

Неоднократно проверено, что допущение о постоянстве теплоёмкостей при различных температурах рабочего тела оказывается правомочным, так как даёт в результате некоторое незначительное занижение коэффициента полезного действия ГТУ. Таким образом, данный метод позволяет иметь определённый "запас" в экономичности, что для предварительных оценок характеристик ГТУ вполне оправданно и даже удобно.

Рассмотрим на конкретном примере алгоритм расчёта параметров од-

<sup>1</sup> Жаров Г.Г. Теоретические основы проектирования и эксплуатации корабельных газотурбинных установок. Л.: ВМОЛУА, 1972.

<sup>2</sup> Маслов Л.А. Судовые газотурбинные установки. Л.: Судостроение, 1973.

нокомпрессорной ГТУ, схема которой показана на рис.2.1.

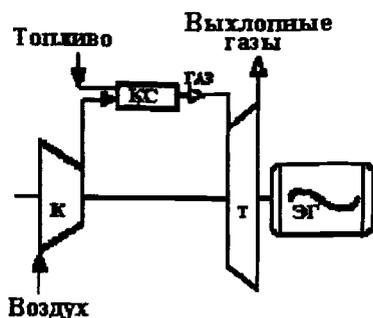


Рис.2.1. Принципиальная схема ГТУ :  
к – компрессор; т – турбина;  
ЭГ – электрический генератор

Газотурбинные установки этой схемы широко применяются для газотурбогенераторов небольшой мощности, обладающих высокой готовностью к действию и хорошей манёвренностью. Они просты по конструкции и имеют удобную компоновку турбомашин вокруг общей оси двигателя.

В дополнение к параметрам, указанным в ТЗ, для расчёта необходимы более подробные сведения о характеристиках отдельных элементов установки.

Эту информацию можно получить из технической и справочной литературы<sup>3</sup>, а также из характеристик установок, принятых в качестве аналога. Все исходные данные, которые обычно известны перед началом расчёта, сводят в общий блок исходной информации (см. табл.2.1).

В алгоритме использованы условные обозначения:

$c_{pk} = c_{pe}$  - средняя теплоёмкость воздуха при сжатии в компрессоре, кДж/(кг·К);

$c_g = (c_{pt} + c_{pk})/2$  - средняя теплоёмкость рабочего тела при подводе теплоты в камере сгорания, кДж/(кг·К);

<sup>3</sup> Стационарные газотурбинные установки /Л.В. Арсеньев, В.Г. Тырышкин, И.А. Богов и др.; Под ред. Л.В. Арсеньева и В.Г. Тырышкина. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989.

$$m_k = \frac{k_k - 1}{k_k}, m_t = \frac{k_t - 1}{k_t} - \text{коэффициенты};$$

$$\beta^* = (1 + \beta) - \text{величина};$$

$$\sigma = 1 - \frac{\Delta P}{P} - \text{коэффициент гидравлических сопротивлений, где } \Delta P - \text{абсолютная величина гидравлических сопротивлений на определённом участке газоздушного тракта ГТУ; } P - \text{давление воздуха или газа на входе в участок газоздушного тракта.}$$

Алгоритм расчёта представлен в табл.2.2. По результатам расчётов при  $\pi = 2 \div 42$  с шагом 2 построены графики зависимостей  $\eta(\pi)$ ,  $l(\pi)$ ,  $d(\pi)$ ,  $b(\pi)$ , показанные на рис.2.2, 2.3.

### Графическое представление и анализ результатов расчёта

Как было отмечено выше, зависимости КПД и полезной работы от степени повышения давления изображаются в виде кривых с явно выраженными максимумами. Это позволяет выбирать значение  $\pi$  оптимальным в зависимости от поставленной перед проектантом цели.

Так, например, если в техническом задании требуется разработать ГТУ с максимальным КПД, то, очевидно, придётся выбирать  $\pi_{optim}^\eta$  (см. рис.2.2). При необходимости создать установку для "пиковых" нагрузок следует принять  $\pi_{optim}^l$ , так как двигатель получается минимальных размеров, но его экономичность будет несколько хуже, чем в предыдущем случае.

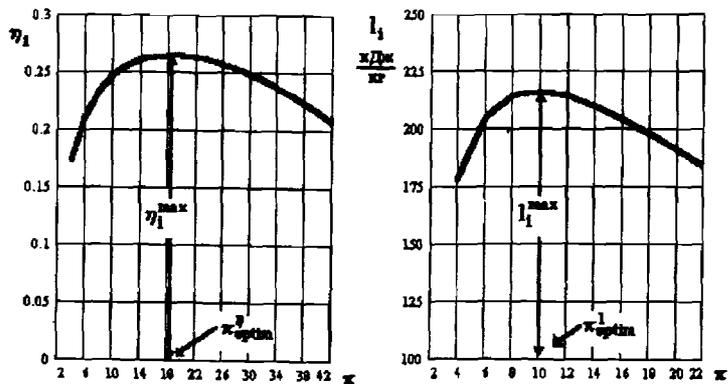


Рис.2.2. Зависимости КПД ( $\eta_1$ ) и полезной работы ( $l_1$ ) от степени повышения давления

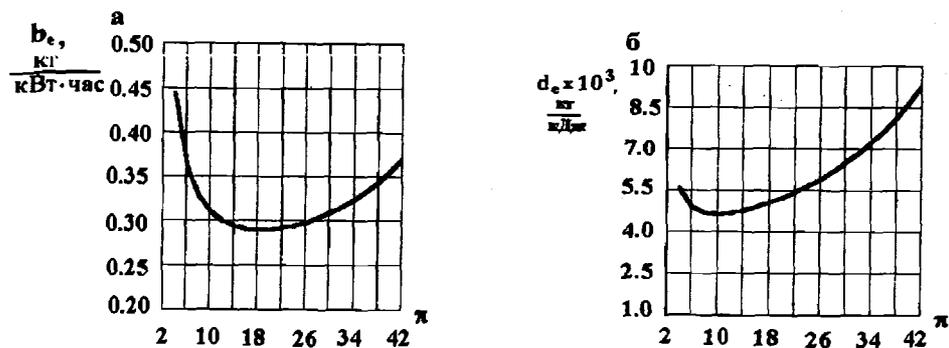


Рис.2.3. Зависимости удельных расходов топлива (а) и воздуха (б) от степени повышения давления

На окончательный выбор степени повышения давления могут повлиять дополнительные обстоятельства, например, невозможность разработки компрессора на требуемую степень повышения давления с учётом обеспечения его устойчивой работы или наоборот наличие готового компрессора с приемлемыми характеристиками и необходимостью применить этот компрессор, чтобы сократить стоимость и сроки выпуска установки в производство.

Известно, что ресурс лопаточного аппарата турбины во многом определяется температурой металла рабочих лопаток первой ступени на номинальной мощности. Эта температура при прочих равных условиях (определённая система охлаждения и конкретный вариант термобарьерных покрытий) зависит от температуры газа на выходе из соплового аппарата первой ступени. В свою очередь, температура газа за сопловым аппаратом определяется степенью реактивности  $\rho$  и величиной теплоперепада в турбине. Для снижения температуры газа, поступающего на рабочие лопатки, необходимо при  $T_3 = \text{const}$  уменьшать степень реактивности. Однако, в свою очередь, степень реактивности ступени связана с оптимальным значением параметра Парсонса  $U/C_0$ , который определяет возможность получения максимального кпд турбинной ступени.

Как следует из приведённых примеров, окончательный выбор параметров установки может потребовать неоднократного повторения расчётов по алгоритму, приведённому в табл.2.2. Каждый расчёт будет уточнять параметры ГТУ при новой исходной информации в соответствии с задачами, которые стоят перед проектантом.

Рассмотренный алгоритм расчёта ГТУ на режиме номинальной мощности пригоден для установки рассмотренной выше схемы. При расчёте, например, параметров двухкомпрессорной установки необходимо использовать другой алгоритм, который будет рассмотрен ниже. Для каждой установки оригинальной схемы нужен свой алгоритм оценки параметров на номинальной мощности.

Приведённый в табл.2.2. алгоритм может быть использован в системах автоматического проектирования. Он легко адаптируется к любым программам оптимизации, которые могут применяться для поиска наилучшего параметрического или конструктивного решения.

Таблица 2.1

Параметры рабочего тела и отдельные константы (международный стандарт ISO 2314) для расчёта ГТУ

№ п/п	Наименование	Условное обозн.	Размерность	Величина
1	Назначенный ресурс	Tr	ч	50 000÷100 000
2	Температура газа на выходе из КС	T <sub>3</sub> <sup>1</sup>	К	1273÷1573
3	Температура воздуха перед КНД	T <sub>1</sub> <sup>1</sup>	К	288,15
4	Давление воздуха перед КНД	P <sub>1</sub> <sup>1</sup>	кПа	101,325
5	Коэффициент гидравлических потерь на всасывании КНД	σ <sub>k1</sub>	-	0,97
6	Коэффициент полезного действия КНД	η <sub>ik1</sub>	-	0,87÷0,89
7	Коэффициент гидравлических потерь на всасывании КВД (в переходнике)	σ <sub>k2</sub>	-	0,99
8	Коэффициент полезного действия КВД	η <sub>ik2</sub>	-	0,87÷0,88
9	Механический КПД турбокомпрессора низкого давления	η <sub>mtk1</sub>	-	0,98
10	Механический КПД турбокомпрессора высокого давления	η <sub>mtk2</sub>	-	0,99
11	Коэффициент полезного действия камеры сгорания	η <sub>kc</sub>	-	0,98÷0,99
12	Коэффициент гидравлических потерь в камере сгорания	σ <sub>kc</sub>	-	0,98
13	Коэффициент учёта массы топлива, добавленного в цикловой воздух	β	-	0,01+0,02
14	Коэффициент полезного действия турбины высокого давления	η <sub>it1</sub>	-	0,89÷0,91
15	Коэффициент гидравлических потерь в переходнике между ТВД и ТСД	σ <sub>t1</sub>	-	0,99
16	Коэффициент полезного действия турбины среднего давления	η <sub>it2</sub>	-	0,88÷0,89

Окончание табл.2.1

17	Коэффициент гидравлических потерь в переходнике между ТСД и ТНД	σ <sub>t2</sub>	-	0,99
18	Коэффициент полезного действия турбины низкого давления	η <sub>it3</sub>	-	0,88÷0,87
19	Коэффициент гидравлических потерь в газовойхлопном устройстве	σ <sub>t3</sub>	-	0,98
20	Коэффициент полезного действия зубчатой передачи	η <sub>g</sub>	-	0,985
21	Коэффициент полезного действия реверсивного устройства	η <sub>rev</sub>	-	0,98
22	Низшая теплотворная способность топлива (природный газ)	Q <sub>p</sub> <sup>н</sup>	кДж/кг	50 056
23	Низшая теплотворная способность топлива (дизельное топливо)	Q <sub>p</sub> <sup>н</sup>	кДж/кг	42 000
24	Теплоёмкость атмосферного воздуха	c <sub>pv</sub>	кДж/(кг·К)	1,01
25	Теплоёмкость продуктов сгорания топлива	c <sub>pt</sub>	кДж/(кг·К)	1,15
26	Показатель адиабаты при сжатии воздуха	κ <sub>к</sub>	-	1,41
27	Показатель адиабаты при расширении продуктов сгорания топлива	κ <sub>t</sub>	-	1,33

Алгоритм расчёта ГТУ (рис.2.1) на режиме номинальной мощности  $N_e = 50$  МВт

Таблица 2.2

№ п/п	Наименование	Раз-мерн.	Расчётная формула	Величина
1	Общая степень повышения давления	-	$\pi$ - принимаем 5-6 значений с равномерным шагом	16
2	Давление воздуха за компрессором	МПа	$p_2 = p_1 \cdot \sigma_k \cdot \pi$	1,572
3	Температура воздуха за компрессором	К	$T_2 = T_1 \cdot \left( 1 + \frac{\pi^{m_k} - 1}{\eta_{ik}} \right)$	685
4	Потребная работа сжатия компрессора	кДж/кг	$l_{ik} = c_{pk} \cdot \frac{T_1}{\eta_{ik}} \left( \pi^{m_k} - 1 \right)$	400,8
5	Давление воздуха перед турбиной	МПа	$p_3 = p_2 \cdot \sigma_{kc}$	1,541

Продолжение табл. 2.2

6	Степень понижения давления в турбине	-	$\pi_t = \frac{p_3 \cdot \sigma_{вых}}{p_1}$	14,905
7	Давление газа за турбиной	МПа	$p_4 = \frac{p_1}{\sigma_{вых}}$	0,1034
8	Температура газа за турбиной	К	$T_4 = T_3 \cdot \left[ 1 - \eta_{it} \left( 1 - \pi_t^{-m_t} \right) \right],$ где $T_3 = 1373$ К.	774
9	Работа расширения в турбине	кДж/кг	$l_{it} = c_{pt} \cdot T_3 \cdot \eta_{it} \cdot \beta^* \cdot \left( 1 - \pi_t^{-m_t} \right)$	696,13
10	Полезная работа ГТУ	кДж/кг	$l_i = l_{it} - l_{ik}$	295,36
11	Теплота, подведённая в цикл в камере сгорания при сжигании топлива	кДж/кг	$Q = \frac{1}{\eta_{kc}} \left[ c_{pt} \cdot \beta^* \cdot T_3 - c_{pk} \cdot T_2 \right]$	863,79

Окончание табл. 2.2

12	Внутренний кпд установки	-	$\eta_i = \frac{I_i}{Q}$	0,342
13	Удельный расход топлива	кг/(кВт ч)	$b_i = \frac{3600}{Q} \frac{H}{P} \cdot \eta_i$	0,251
14	Часовой расход топлива	кг/ч	$B = b_i \cdot Ne$	12 534
15	Удельный расход воздуха	кг/кДж	$d_i = \frac{1}{I_i}$	0,0034
16	Расход воздуха в цикле ГТУ	кг/с	$D = d_i \cdot Ne$	169,3

## 2.2. Расчёт характеристик двухкомпрессорной ГТУ простого цикла на режиме номинальной мощности

Рассмотрим на конкретном примере алгоритм расчёта параметров ГТУ, схема которой показана на рис.2.4.

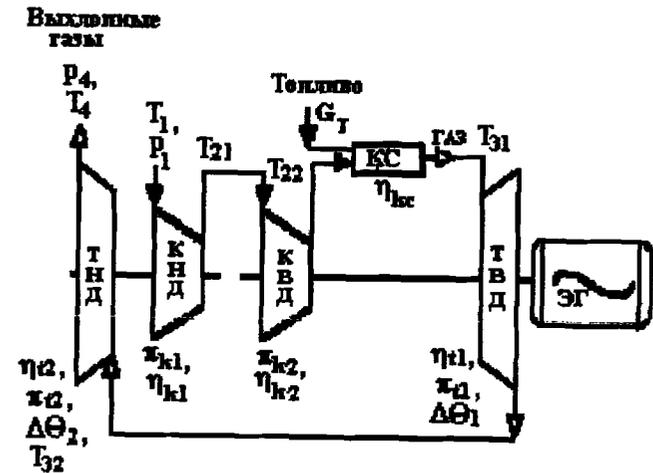


Рис. 2.4. Принципиальная схема двухкомпрессорной ГТУ с условными обозначениями параметров рабочего процесса

Газотурбинные установки этой схемы широко применяются в стационарной энергетике. Они обладают рядом важных положительных свойств, одним из которых является возможность обеспечения стабильных параметров электрического тока, приемлемой экономичностью, простотой компоновки турбомашин в машинном зале.

При использовании исходных значений параметров рабочего процесса, указанных в табл.2.1, алгоритм расчёта двухкомпрессорной установки на режиме номинальной мощности выполняется по уравнениям, аналогичным тем, которые показаны выше. Однако имеются некоторые особенности. Так, в ча-

стности, при вычислении полезной работы ГТУ, создаваемой турбиной высокого давления, приходится решать последовательно два уравнения. Первое из них (2.1) неявно определяет искомую переменную  $\Delta\theta_1$ , содержащую степень понижения давления в этой турбине. Второе уравнение (2.2) даёт значение полезной работы установки. Такая последовательность вычисления необходима из-за того, что полезная работа установки зависит от параметра  $\Delta\theta_1$ , а тот, в свою очередь, может быть определён только после того, как будут вычислены параметры газа за турбиной высокого давления, т.е. рассчитана величина полезной работы. Для того, чтобы разрешить указанную неопределённость, получено уравнение (2.1), содержащее искомую переменную в неявном виде:

$$\frac{l_{ik1}}{c_{pt}\beta^*\eta_{i2}\left\{1-\left[\pi^{mt}(1-\Delta\theta_1)\right]^{-1}\right\}} - T_{31}(1-\eta_{i1}\Delta\theta_1) = 0 \quad (2.1)$$

$$l_i = c_{pt}T_{31}\beta^*\eta_{i1}\Delta\theta_1 - l_{ik2}, \quad (2.2)$$

где  $\Delta\theta_1 = 1 - \pi_1^{-mt}$  - относительный температурный перепад в ТВД;

$\pi$  - общая степень повышения давления в цикле.

Решение уравнения (2.1) можно выполнить методом последовательных приближений, задавая начальным значением корня  $\Delta\theta_1 = 0,1$ . Путём постепенного увеличения этого параметра можно найти такое значение, при котором уравнение превратится в тождество. Найденное значение корня следует подставить в уравнение (2.2) и найти величину полезной работы. Очевидно, что значение искомого параметра  $\Delta\theta_1$  будет существенно зависеть от начальной температуры газа  $T_{31}$  и общей степени повышения давления  $\pi$ . В полном объёме алгоритм расчёта представлен в табл.2.3.

Как и в предыдущем случае, после расчёта параметров ГТУ при различных значениях степени повышения давления и температуры газа можно построить графики зависимостей кпд и полезной работы от степени повышения

давления. Это повышает наглядность расчётов и позволяет выбирать оптимальные значения параметров установки.

Дополнительно для ГТУ рассматриваемой схемы после выбора общей степени повышения давления  $\pi$  может возникнуть необходимость распределить степени повышения давления между компрессорами иначе, чем это сделано в табл.2.3, чтобы согласовать параметры компрессоров и турбин или чтобы обеспечить назначенный ресурс двигателя.

Как известно, долговечность лопаточного аппарата ТВД во многом определяется температурой металла рабочих лопаток первой ступени на номинальной мощности. Эта температура при прочих равных условиях зависит от температуры газа на выходе из соплового аппарата первой ступени. В свою очередь, температура газа за сопловым аппаратом определяется степенью реактивности  $\rho$  и величиной теплоперепада в ТВД. Для снижения температуры газа, поступающего на рабочие лопатки, необходимо при невысокой и постоянной степени реактивности ступени ( $\rho = \text{const}$ ) повышать теплоперепад на ТВД, что потребует соответственного увеличения  $\pi_{k2}$ . Во многих двухкомпрессорных ГТД принято, что  $\pi_{k2} > \pi_{k1}$ .

При одинаковых величинах  $\pi_{k2}$  и  $\pi_{k1}$  в установке обеспечивается минимальный цикловой расход рабочего тела, а при  $\pi_{k2} < \pi_{k1}$  двигатель получается более экономичным на режимах пониженной мощности.

Распределение общей степени повышения давления между компрессорами может быть откорректировано для обеспечения минимально допустимой высоты рабочих лопаток последней ступени КВД. Известно, что с увеличением  $\pi_{k2}$  уменьшается объёмный расход газа через последнюю ступень компрессора, что может вызвать неприемлемое снижение длины лопатки и соответственное уменьшение кпд компрессора и всего двигателя.

Для обеспечения указанной в ТЗ экономичности двигателя может потребоваться повышенный кпд турбины, приводящей компрессор высокого дав-

ления. Это вызовет необходимость увеличения числа ступеней турбины и при ограниченной температуре металла рабочих лопаток приведёт к вынужденному уменьшению теплоперепада на ТВД. В результате придётся снижать  $\pi_{k2}$ .

Как следует из выполненного выше анализа, окончательный выбор параметров установки может потребовать неоднократного повторения расчётов по алгоритму, приведённому в табл.2.3. Каждый расчёт будет уточнять параметры ГТУ при новой исходной информации в соответствии с задачами, которые стоят перед проектантом.

Таблица 2.3  
Алгоритм расчёта двухкомпрессорной ГТУ на режиме номинальной мощности

№ п/п	Наименование	Раз- мерн.	Расчётная формула	Величина
1	Мощность ГТУ	кВт	Задана	50 000
2	Температура газа перед ТВД	К	Задана	1373
3	Общая степень повышения давления	-	$\pi$ - принимаем 5-6 значений с равномерным шагом	16
4	Степень повышения давления в КНД	-	$\pi_{k1} = \sqrt{\pi}$	4
5	Степень повышения давления в КВД	-	$\pi_{k2} = \sqrt{\pi}$	4
6	Давление воздуха за КНД	кПа	$P_{12} = P_1 \cdot \sigma_{k1} \cdot \pi_{k1}$	4012
7	Температура воздуха за КНД	К	$T_{12} = T_1 \cdot \left[ \frac{\pi_{k1}^m - 1}{1 + \frac{m}{\eta_{ik1}}} \right]$	448

Продолжение табл.2.3

8	Давление воздуха за КВД	кПа	$P_{22} = P_{12} \cdot \sigma_{k2} \cdot \pi_{k2}$	15889
9	Температура воздуха за КВД	К	$T_{22} = T_{12} \cdot \left( 1 + \frac{\pi_{k2}^{m_k} - 1}{\eta_{ik2}} \right)$	696
10	Работа сжатия в КНД	кДж/кг	$l_{ik1} = c_{pk} \cdot \frac{T_1}{\eta_{ik1}} \left( \pi_{k1}^{m_k} - 1 \right)$	161,4
11	Работа сжатия в КВД	кДж/кг	$l_{ik2} = c_{pk} \cdot \frac{T_{12}}{\eta_{ik12}} \left( \pi_{k2}^{m_k} - 1 \right)$	251
12	Давление воздуха перед ТВД	кПа	$P_{31} = P_{22} \cdot \sigma_{kc}$	15572

Продолжение табл. 2.3

13	Относительный температурный перепад в ТВД	-	$\frac{l_{ik1}}{c_{pt} \beta^* \eta_{ii2} \left\{ 1 - \left[ \pi^{mt} (1 - \Delta\theta_1) \right]^{-1} \right\}}$ $- T_3^I (1 - \eta_{ii1} \Delta\theta_1) = 0$ , где $\pi = \pi_{k1} \cdot \pi_{k2} \cdot \sigma_{ax} \cdot \sigma_{kc} \cdot \sigma_{ox} \cdot \sigma_{рег} \cdot \sigma_{вых}$	0,393
14	Степень понижения давления в ТВД	-	$\pi_{t1} = (1 - \Delta\theta_1)^{-\frac{1}{mt}}$	7,4
15	Полезная работа цикла	кДж/кг	$l_i = c_{pt} T_{31} \beta^* \eta_{ii1} \Delta\theta_1 - l_{ik2}$	296
16	Давление газа за ТВД (перед ТНД)	кПа	$P_{32} = \frac{P_{31} \cdot \sigma_{t1}}{\pi_{t1}}$	2082
17	Температура газа за ТВД (перед ТНД)	К	$T_{32} = T_{31} \cdot \left[ 1 - \eta_{it1} \left( 1 - \pi_{t1}^{-mt} \right) \right]$	892
18	Степень понижения давления в ТНД	-	$\pi_{t2} = \frac{P_{32} \cdot \sigma_{вых}}{P_4}$	2,2

Окончание табл. 2.3

19	Эффективная работа ГТУ	кДж/кг	$l_e = l_i \cdot \eta_{mt} \cdot \eta_g \cdot \eta_{rev} \cdot \eta_w$	290,1
20	Теплота, подведённая в цикл в камере сгорания	кДж/кг	$Q = \frac{1}{\eta_{kc}} \left[ c_{pt} \cdot \beta^* \cdot T_{31} - c_{pk} \cdot T_{22} \right]$	859,9
21	Эффективный КПД установки	-	$\eta_e = \frac{l_e}{Q}$	0,319
22	Удельный расход топлива	кг/(кВт·час)	$b_e = \frac{3600}{Q_p \cdot \eta_e}$	0,269
23	Часовой расход топлива	кг/час	$B = b_e \cdot N_e$	13463
24	Удельный расход воздуха	кг/кДж	$d_e = \frac{1}{l_e}$	0,00345

### 2.3. Расчёт характеристик ГТУ сложного цикла на режиме номинальной мощности

Как отмечено выше, сложный цикл ГТУ применяется в том случае, когда возникает необходимость повысить экономичность установки и нет существенных ограничений на её массогабаритные характеристики и стоимость. Газотурбинная установка, схема которой показана на рис. 2.5, при прочих равных условиях сложнее в производстве и эксплуатации.

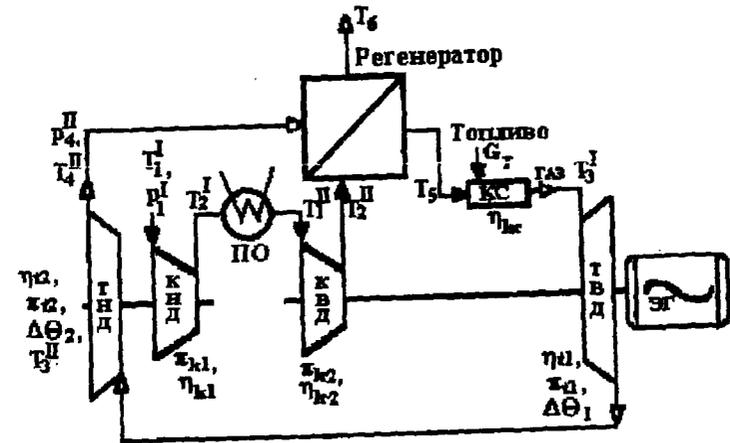


Рис.2.5. Принципиальная схема ГТУ сложного цикла с условными обозначениями параметров

При расчёте параметров установки требуется дополнительная информация в виде величины недоохлаждения воздуха перед КВД  $\Delta T_{ox} = T_1^{II} - T_1^I$ , где  $T_1^{II}$  - температура воздуха на всасывании КВД после его охлаждения в промежуточном охладителе (ПО). При уменьшении величины недоохлаждения снижается работа сжатия компрессора высокого давления, но одновременно растёт поверхность теплообмена ПО и увеличиваются затраты энергии на охлаждение воздуха. Значение величины  $\Delta T_{ox}$  в каждом конкретном случае

должно уточняться путём проведения нескольких расчётов при изменении других параметров цикла, от которых также зависит эффективность рабочего процесса, например, степень регенерации, степень повышения давления, температура газа и т.д.

Степень регенерации цикла  $r$  принимается в пределах от 0,5 до 0,9. Чем выше степень регенерации, тем экономичнее установка при прочих равных условиях. Понятно, что с увеличением  $r$  растёт поверхность теплообмена в регенераторе и усложняется его конструкция. Одновременно увеличивается масса регенератора, которая может быть больше массы газотурбинного двигателя. Кроме того, следует учесть, что размещение в цикле регенератора сопровождается ростом гидравлических сопротивлений в газо-воздушном тракте установки. Это может несколько понизить полезную работу цикла и тем самым уменьшить эффект от усложнения цикла. Алгоритм расчёта параметров установки, схема которой показана на рис.2.5, приведён в табл.2.4.

Как и в предыдущей двухкомпрессорной установке простого цикла на эффективность рабочего процесса ГТУ сложного цикла заметное влияние оказывает распределение степеней повышения давления между компрессорами. Общий подход к выбору оптимального распределения  $\pi$  между компрессорами остаётся тот же, но имеются свои особенности, связанные с влиянием промежуточного охлаждения и регенерации. Задача получения максимального КПД установки при одновременном изменении многих факторов (как минимум, четырёх:  $T_3, \pi, \Delta T_{ox}, r$ ) с учётом соответствующего распределения  $\pi$  между компрессорами требует дополнительного исследования. В простейшем случае можно ограничиться несколькими вариантами расчёта с последующим выбором наилучшего. Важно при этом учитывать существующие ограничения по стоимости и массогабаритным параметрам создаваемой установки.

Таблица 2.4

Алгоритм расчёта двухкомпрессорной ГТУ сложного цикла на режиме номинальной мощности

№ п/п	Наименование	Раз-мерн.	Расчётная формула	Величина
1	Мощность ГТУ	кВт	Задано	50 000
2	Температура газа перед ТВД	К	Задано	1373
3	Общая степень повышения давления	-	$\pi$ - принимаем 5-6 значений с равномерным шагом	16
4	Степень повышения давления в КНД	-	$\pi_{k1} = \sqrt{\pi}$	4
5	Степень повышения давления в КВД	-	$\pi_{k2} = \sqrt{\pi}$	4
6	Давление воздуха за КНД	МПа	$P_1^II = P_1^I \cdot \sigma_{k1} \cdot \pi_{k1}$	4,012
7	Температура воздуха перед КВД	К	$T_1^{II} = T_1^I + \Delta T_{ox}$	308

Продолжение табл. 2.4

8	Давление воздуха за КВД	МПа	$p_2^{\text{II}} = p_1^{\text{II}} \cdot \sigma_{k2} \cdot \sigma_{ox} \cdot \pi_{k2}$	15,730
9	Температура воздуха за КВД	К	$T_2^{\text{II}} = T_1^{\text{II}} \cdot \left( 1 + \frac{\pi_{k2}^{m_k} - 1}{\eta_{ik2}} \right)$	479
10	Работа сжатия в КНД	кДж/кг	$l_{ik1} = c_{pk} \cdot \frac{T_1^{\text{I}}}{\eta_{ik1}} \left( \pi_{k1}^{m_k} - 1 \right)$	161,4
11	Работа сжатия в КВД	кДж/кг	$l_{ik2} = c_{pk} \cdot \frac{T_1^{\text{II}}}{\eta_{ik12}} \left( \pi_{k2}^{m_k} - 1 \right)$	173
12	Давление воздуха перед ТВД	МПа	$p_3^{\text{I}} = p_2^{\text{II}} \cdot \sigma_{kc}$	15,416

Продолжение табл. 2.4

13	Относительный температурный перепад в ТВД	-	$\frac{l_{ik1}}{c_{pr} \beta^* \eta_{it2} \left\{ - \left[ \pi^{m_t} (1 - \Delta\theta_1) \right]^{-1} \right\} - T_3^{\text{I}} (1 - \eta_{it1} \Delta\theta_1) = 0}$ , где $\pi = \pi_{k1} \cdot \pi_{k2} \cdot \sigma_{ox} \cdot \sigma_{kc} \cdot \sigma_{ox} \cdot \sigma_{рег} \cdot \sigma_{вых}$	0,383
14	Степень понижения давления в ТВД	-	$\pi_{t1} = (1 - \Delta\theta_1) \frac{1}{m_t}$	6,9
15	Полезная работа цикла	кДж/кг	$l_i = c_{pr} T_3^{\text{I}} \beta^* \eta_{it1} \Delta\theta_1 - l_{ik2}$	359
16	Давление газа за ТВД (перед ТНД)	МПа	$p_3^{\text{II}} = \frac{p_3^{\text{I}} \cdot \sigma_{t1}}{\pi_{t1}}$	2,208
17	Температура газа за ТВД (перед ТНД)	К	$T_3^{\text{II}} = T_3^{\text{I}} \cdot \left[ 1 - \eta_{it1} \left( 1 - \pi_{t1}^{-m_t} \right) \right]$	905
18	Степень понижения давления в ТНД	-	$\pi_{t2} = (1 - \Delta\theta_2) \frac{1}{m_t}$ , где $\Delta\theta_2 = \frac{l_{ik1}}{T_3^{\text{II}} c_{pr} \eta_{it2} \eta_m \beta^*}$	2,2

Окончание табл. 2.4

19	Эффективная работа ГТУ	кДж/кг	$l_e = l_i \cdot \eta_{mt} \cdot \eta_g$	352,6
20	Температура воздуха за регенератором	К	$T_5 = T_2^{II} + r(T_4^{II} - T_2^{II})$	692
21	Теплота, подведённая в цикле в камере сгорания	кДж/кг	$Q = \frac{1}{\eta_{kc}} [c_{pt} \cdot \beta \cdot T_3^I - c_{pk} \cdot T_5]$	864,3
22	Эффективный кпд установки	-	$\eta_e = \frac{l_e}{Q}$	0,386
23	Удельный расход топлива	кг/(кВт ч)	$b_e = \frac{3600}{Q_p} \cdot \eta_e$	0,223
24	Часовой расход топлива	кг/ч	$B = b_e \cdot N_e$	11 132
25	Удельный расход воздуха	кг/кДж	$d_e = \frac{1}{l_e}$	0,00284

## 2.4. Рабочий процесс ГТУ на режимах пониженной мощности

### 2.4.1. Теоретические основы рабочего процесса ГТУ на режимах пониженной мощности

Расчётный режим работы ГТУ – это, как правило, номинальный режим, параметры которого устанавливаются в техническом задании (ТЗ) на проектирование, обеспечиваются конструкцией и выбранными параметрами и проверяются на приёмочных испытаниях. Но на расчётном режиме двигателя при функционировании по назначению работают только незначительную часть назначенного ресурса, иногда не более нескольких процентов. Отсюда следует, что режимы пониженной мощности в повседневных условиях эксплуатации для специалистов, обслуживающих газотурбинные энергетические установки, встречаются значительно чаще, чем режимы полной мощности. Поэтому характеристики двигателей и установок на таких режимах должны быть тщательно изучены и предсказуемы, а сами двигатели управляемы в смысле обеспечения экономичной и устойчивой работы в условиях внешней среды, оговоренных в ТЗ.

Известно, что режимы пониженной мощности ГТУ имеют свои особенности, что дало основание некоторым авторам назвать их нерасчётными режимами, тем самым подчёркивая их отличие от номинального - расчётного режима. Эти особенности связаны с тем, что при уменьшении мощности ниже номинальной каждая из турбомашин изменяет параметры в соответствии со своими индивидуальными характеристиками. Во избежание рассогласования характеристик требуется, как правило, воздействовать на систему управления. Это воздействие может быть предусмотрено при проектировании или заложено в алгоритм действия оператора, устанавливающего режим работы двигателя. Иногда согласование характеристик турбомашин по независимым от проектанта обстоятельствам возможно только при неоптимальных значениях параметров компрессоров, что вызывает дополнительные трудности по обеспече-

нию устойчивости и достижению высокой экономичности двигателей в требуемом диапазоне изменения мощности.

### Взаимосвязь между параметрами ГТУ на режимах пониженной мощности

Мощность газотурбинной установки на любом режиме работы определяется произведением массового расхода рабочего тела и полезной работы турбины

$$N_e = G \cdot l_e, \quad (2.3)$$

где  $G$  - расход газа через турбину, кг/с;

$l_e$  - полезная работа турбины, кДж/кг.

Получение мощности ГТУ ниже номинальной происходит путём уменьшения оператором подачи топлива в камеру сгорания. В результате понижается температура газа и, как следствие этого, уменьшается работа турбины. Уменьшение работы турбины сопровождается не только снижением эффективной мощности двигателя, но и снижением мощности, подводимой компрессору, что неизбежно вызывает изменение его частоты вращения. Производительность осевого компрессора прямо пропорциональна частоте вращения ротора и поэтому расход воздуха в камеру сгорания уменьшается.

Расход рабочего тела через турбину с вполне приемлемой точностью может быть представлен уравнением А. Стодола

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{T_{30}}{T_3}} \cdot \frac{p_3}{p_{30}} \cdot \sqrt{\frac{1-e^{-2}}{1-e_0^{-2}}}, \quad (2.4)$$

где  $T_3, p_3$  - температура и давление газа перед соплами турбины;

$e$  - степень понижения давления в турбине;

- индекс "0" соответствует параметрам ГТУ на номинальном режиме работы.

Работа турбины выражается через параметры рабочего тела таким образом

$$l_e \approx c_{pt} T_3 \eta_{it} (1 + \beta) \left( 1 - e^{-\frac{k-1}{k}} \right). \quad (2.5)$$

Если упростить уравнение (2.4) путём объединения всех параметров с индексом "0" в общую константу, то можно записать

$$\frac{G \cdot \sqrt{T_3}}{p_3} = K \cdot \sqrt{1-e^{-2}}, \quad (2.6)$$

$$\text{где } K = \frac{G_0 \cdot \sqrt{T_{30}}}{p_{30} \cdot \sqrt{1-e_0^{-2}}}.$$

Обозначим давление газа на выходе из турбины  $p_4$  и примем его равным атмосферному на всех режимах работы ГТУ, т.е.  $p_4 = p_{40} \approx 1$  кгс/см<sup>2</sup>. Тогда в выражении (2.6) можно принять  $p_3 = p_3/p_{40} = e$ . Это приведёт к дальнейшему упрощению уравнения (2.6).

$$\frac{G \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{e^2 - 1}} = K = \text{const}. \quad (2.7)$$

С использованием этого уравнения проанализируем возможности двух способов регулирования мощности ГТУ на частичных нагрузках:

1 - количественного, т.е.  $G = \text{var}; l_e = \text{const};$

2 - качественного, т.е.  $G = \text{const}; l_e = \text{var}.$

Как следует из (2.7), поддержание постоянного значения полезной работы ГТУ при количественном способе регулирования мощности можно обеспечить только за счёт согласованного изменения температуры газа  $T_3$  и степени повышения давления  $e$ . Причём это изменение должно удовлетворять также уравнению (2.5). Поэтому, при понижении мощности за счёт уменьшения

расхода газа  $G$  отношение  $\frac{\sqrt{T_3}}{\sqrt{e^2 - 1}}$  должно возрастать. Даже при наличии регу-

лируемого соплового аппарата в турбине выполнить такое согласование параметров будет затруднительно. Не исключено, что при этом потребуется увеличивать температуру газа перед соплами турбины выше номинальной. Все эти обстоятельства делают количественное регулирование мощности ГТУ открытого цикла не осуществимым на практике.

Как частный случай количественного регулирования можно рассмотреть способ, при котором на всех режимах частичных нагрузок ГТУ поддерживается постоянная температура газа. При условии  $T_3 = \text{const}$  из (2.7) следует

$$\frac{G}{\sqrt{e^2 - 1}} = \text{const}. \text{ Это означает, что на всех режимах ниже номинального в двига-}$$

теле надо согласовывать изменения подачи воздуха компрессором и степени понижения давления в турбине. Такое усложнение программы регулирования мощности не оправдывается целями, которые могут быть при этом достигнуты, например, некоторое повышение КПД двигателя на частичных нагрузках по сравнению с другими способами регулирования.

Аналогичный результат получается при другом частном случае количественного регулирования мощности  $e = \text{const}$ . Как следует из (2.7), для достижения такого закона регулирования необходимо, чтобы на всех режимах пониженной мощности выполнялось условие  $G \cdot \sqrt{T_3} = \text{const}$ . Это предполагает понижением мощности ГТУ либо увеличение производительности компрессора, либо повышение температуры газа выше номинального значения. То и другое явно неприемлемо.

Использование качественного способа регулирования мощности ГТД на частичных нагрузках требует, чтобы на всех режимах обеспечивался постоянный расход воздуха через компрессор. Изменение мощности будет достигаться путём понижения температуры газа и изменения степени расширения газа в турбине. Причём, как это видно из (2.7), указанные параметры должны изменяться согласованно, в соответствии с уравнением  $\frac{\sqrt{T_3}}{\sqrt{e^2 - 1}} = \text{const}$ . Обеспечить

такое согласованное изменение параметров трудно, что делает данный способ регулирования мощности не осуществимым в ГТУ открытого цикла.

Уравнение (2.7) позволяет сделать вывод о том, что наиболее экономичным и простым способом регулирования мощности будет количественный, осуществить который однако можно только в установках закрытого цикла. В таком цикле можно уменьшать давление газа путём его стравливания в запасные ёмкости и тем самым снижать расход рабочего тела. Это вызовет понижение мощности ГТУ. Для повышения мощности потребуется вспомогательным компрессором системы регулирования добавить из запасных баллонов сжатый газ в цикл.

Выполненный анализ способов регулирования мощности ГТУ позволяет сделать следующие выводы:

ни один из рассмотренных способов не обеспечивает постоянства основных параметров ГТУ ( $T_3, e$ ) при понижении мощности ГТУ, что неизбежно вызовет уменьшение КПД двигателя;

в ГТУ открытого цикла осуществим только смешанный способ регулирования мощности на частичных нагрузках, когда с уменьшением подачи топлива в камеру сгорания меняются расход рабочего тела и все параметры двигателя. Отсюда следует, что невозможно обеспечить КПД газотурбинного двигателя на частичных нагрузках таким же, как и на номинальной мощности;

уменьшение расхода воздуха через компрессор с понижением мощности ГТУ является следствием снижения подводимой к нему энергии на сжатие, что само по себе является положительным, так как повышает полезную работу цикла. Кроме того, уменьшение расхода воздуха в камеру сгорания способствует поддержанию повышенной температуры газа. Следовательно, более экономичным будет тот двигатель, в котором с понижением мощности будет значительно снижаться расход воздуха через

компрессор. Этот же вывод справедлив и при сравнении различных законов регулирования мощности двигателя одной схемы.

## Характеристики турбокомпрессоров ГТУ

### Простейший турбокомпрессор

Принципиальная схема простейшего турбокомпрессора (ТК), состоящего из компрессора, камеры сгорания и турбины, приведена на рис.2.6.

Турбокомпрессор данной схемы широко применяется в ГТУ в составе как блокированных установок, так и установок со свободной силовой турбиной. Рабочий процесс ТК удобно анализировать на универсальной характеристике компрессора путём расчёта и наложения на эту характеристику линии статических рабочих режимов.

Для более детального рассмотрения данного вопроса представим универсальную характеристику осевого многоступенчатого компрессора в виде системы аппроксимационных уравнений.

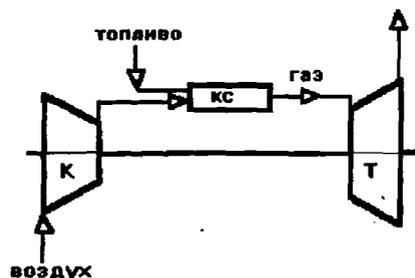


Рис.2.6. Принципиальная схема турбокомпрессора:

к- компрессор; кс- камера сгорания; т-турбина

Параметры на границе помпажа на универсальной характеристике вычисляются по зависимостям, полученным для обобщенного многоступенчатого

осевого компрессора. При использовании этих уравнений первоначально по расчётным значениям приведённого расхода воздуха и степени повышения давления вычисляется приведённая частота вращения компрессора. Все параметры в этих уравнениях подставляются в относительных единицах.

$$\bar{n}_{пр} = 0,1416 + 1,1471 \cdot Y - 0,3085 \cdot Y^2 + (0,7711 - 2,3499 \cdot Y + 1,22 \cdot Y^2) \cdot X + (0,1454 + 0,9193 \cdot Y - 0,6844 \cdot Y^2) \cdot X^2, \quad (2.8)$$

где  $Y = \frac{\pi_k - 1}{\pi_{k0} - 1}$  - относительная степень повышения давления воздуха;

$\pi_k$  - степень повышения давления в компрессоре;

$X = \frac{G/G_0 \cdot \sqrt{T_1/T_{10}}}{p_1/p_{10}}$  - относительный приведённый расход воздуха;

$G$  - расход воздуха через компрессор, кг/с;

$T_1$  - температура воздуха на всасывании компрессора, К;

$p_1$  - давление воздуха на всасывании компрессора, Па;

Индекс "ноль" соответствует значениям параметров на номинальном режиме работы.

Параметры компрессора на границе помпажа вычисляются по уравнениям:  $Y^{помп} = (-0,003402 + 0,19002384 \cdot \bar{n}_{пр}) / (1 + 1,744562 \cdot \bar{n}_{пр} + 0,869701 \cdot \bar{n}_{пр}^2)$

$$X^{помп} = -0,79569 + 3,789277 \cdot \bar{n}_{пр} - 4,29138 \cdot \bar{n}_{пр}^2 + 2,191142 \cdot \bar{n}_{пр}^3, \quad (2.9)$$

где  $\bar{n}_{пр} = \frac{n/n_0}{\sqrt{T_1/T_{10}}}$  - относительная приведённая частота вращения компрессора

вычисленная по уравнению (2.8).

Коэффициент запаса устойчивости компрессора определяется по уравнению

$$\Delta K_y = (K_y - 1) \cdot 100 = \left( \frac{Y^{помп} \cdot X}{Y \cdot X^{помп}} - 1 \right) \cdot 100, \quad (2.10)$$

где  $\gamma^{помп}, \chi^{помп}$  - относительная степень повышения давления и относительный приведённый расход воздуха в компрессоре, определённые по универсальной характеристике компрессора на границе помпажа при  $\bar{n}_{пр} = const$ , например, с помощью уравнений (2.9);

$\gamma, \chi$  - степень повышения давления и относительный приведённый расход воздуха в компрессоре, рассчитанные для режима частичной нагрузки ТК.

Известно, что при  $\Delta K_y \leq 10 \div 15\%$  двигатель можно считать неработоспособным из-за опасности возникновения помпажа.

Для анализа устойчивости работы компрессора турбокомпрессора рассматриваемой схемы на частичных нагрузках необходимо решить совместно уравнения, связывающие параметры компрессора и турбины. Геометрическое место точек на характеристике компрессора, параметры в каждой из которых являются решением системы уравнений, описывающей условия совместной работы компрессора и турбины, обычно называется линией статических рабочих режимов.

Так, например, из уравнения равенства расходов воздуха и газа через компрессор и турбину

$$G_k \beta^* = G_T, \quad (2.11)$$

которое приведено без учета отбора воздуха на охлаждение, можно получить

$$g_k \cdot \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} \cdot F_k \cdot q(\lambda_1) \cdot \beta^* = g_T \cdot \frac{p_3}{\sqrt{T_3}} \cdot F_T \cdot q(\lambda_3),$$

откуда следует

$$\pi_k = \frac{p_3}{p_1} = A \cdot q(\lambda_1) \cdot \sqrt{\frac{T_3}{T_1}}, \quad (2.12)$$

где  $T_3, T_1$  - температуры газа перед соплами турбины и воздуха на всасывании компрессора;

$p_3, p_1$  - давления газа и воздуха в тех же сечениях;

$q(\lambda_3), q(\lambda_1)$  - газодинамические функции расхода газа через сопловой аппарат турбины и воздуха через входное сечение компрессора;

$F_T, F_k$  - площади соплового аппарата турбины и входного направляющего аппарата компрессора. Все величины в (2.12) необходимо подставлять в параметрах торможения;

$$g = \sqrt{\frac{k \cdot 2}{R \cdot k + 1}} - \text{константа};$$

$k$  - показатель адиабаты;

$R = 287,2$  - газовая постоянная, Дж/(кг·К);

$\beta^* = 1 + \beta = 1 + 1/(L_0 \cdot \alpha)$  - коэффициент учёта массы топлива в цикловом воздухе;

$L_0 \approx 14,2$  - стехиометрическое число, кг (возд.)/кг (топл.);

$\alpha$  - общий коэффициент избытка воздуха в камере сгорания.

Без больших погрешностей можно принять  $\beta^* \approx 1; g_k/g_T \approx 1$ ; При критическом течении газа в сопловом аппарате газодинамическая функция расхода будет постоянной  $q(\lambda_3) = 1$ . Тогда

$$A = \frac{F_k \cdot g_k \cdot \beta^*}{F_T \cdot q(\lambda_3)} \cong \frac{F_k}{F_T} = const.$$

Газодинамическая функция расхода несложно определяется из таблиц по известным значениям скорости в заданном сечении или вычисляется, как показано ниже.

Для вычисления функции расхода  $q(\lambda_1)$  можно использовать выражение

$$q(\lambda_1) = \lambda_1 \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}},$$

где  $\lambda_1 = c_1/a_{кр}$  - коэффициент скорости на входе в компрессор. Коэффициент

скорости можно определить через параметр динамического подобия  $M_1 = c_1/a_1$ :

$$\lambda_1 = \frac{M_1 \cdot \sqrt{\frac{k+1}{k}}}{\sqrt{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2}};$$

$c_1$  - осевая скорость воздуха во входном сечении компрессора, м/с;

$a_{кр}$  - критическая скорость воздуха в этом же сечении, м/с.

$a_1 = \sqrt{kRT_1}$  - скорость звука во входном сечении компрессора.

$R = 287,2$  - газовая постоянная, Дж/(кг·К);

$k$  - показатель адиабаты (для воздуха  $k \approx 1,4$ );

$T_1$  - температура на всасывании компрессора, К.

Расчёт по приведённым зависимостям позволяет по заданной величине скорости во входном сечении компрессора и по температуре воздуха в этом же сечении получить значение газодинамической функции расхода. При этом можно убедиться, что относительное значение этой функции  $\bar{q}(\lambda_1) = q(\lambda_1)/q(\lambda_{10})$

совпадает с величиной  $X = \frac{G/G_0 \cdot \sqrt{T_1/T_{10}}}{P_1/P_{10}}$  - относительного приведённого расхода воздуха.

Поэтому часто вместо приведённого расхода на оси абсцисс универсальной характеристике компрессора используют газодинамическую функцию расхода в абсолютном или относительном значении.

Расчет по уравнению (2.12) даёт возможность построить на характеристике компрессора линии  $T_3/T_1 = \text{const}$ . Аналогично получаются зависимости для нахождения линий постоянного расхода топлива или постоянства любого нужного параметра.

Уравнение для вычисления точек на линии равновесных режимов получается из баланса работ компрессора и турбины  $l_k = l_m \cdot \beta^*$ , откуда следует

$$c_{pk} \cdot T_1 \cdot \frac{1}{\eta_{ik}} \cdot \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = c_{pm} \cdot \beta^* \cdot \eta_{it} \cdot \eta_{mtk} \cdot T_3 \cdot \left( 1 - e_t^{\frac{k-1}{k}} \right). \quad (2.13)$$

Из выражения (2.13) можно найти отношение температур  $T_3/T_1$

$$\frac{T_3}{T_1} = \frac{c_{pk} \cdot \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{c_{pm} \cdot \eta_{ik} \cdot \eta_{it} \cdot \eta_{mtk} \cdot \beta^* \cdot \left( 1 - e_t^{\frac{k-1}{k}} \right)}. \quad (2.14)$$

Подставив (2.14) в (2.12) получим искомое уравнение

$$\pi_k = A \cdot q(\lambda_1) \cdot \sqrt{\frac{c_{pk} \cdot \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{c_{pm} \cdot \eta_{ik} \cdot \eta_{it} \cdot \eta_{mtk} \cdot \beta^* \cdot \left( 1 - e_t^{\frac{k-1}{k}} \right)}}, \quad (2.15)$$

которое в неявном виде связывает степень повышения давления  $\pi_k$  в компрессоре и расход воздуха (в виде газодинамической функции расхода  $q(\lambda_1)$ ) для случая, когда полезная работа на валу равна нулю. Уравнение (2.15) определяет линию рабочих режимов для случая, когда нагрузкой турбины служит только компрессор. Результаты расчёта приведены на рис.2.7.

Как показано на рис.2.7, при уменьшении режима работы от номинального линия статических рабочих режимов смещается вниз от точки А и последовательно пересекая изотермы приближается к границе помпажа.

В уравнении (2.13) коэффициенты полезного действия турбины и компрессора вычисляются по следующим зависимостям:

- КПД компрессора

$$\bar{\eta}_k = \frac{\eta_k}{\eta_{k0}} = 0,4513 + 1,8090 \cdot \bar{n}_{np} - 2,4317 \cdot \bar{n}_{np}^2 + (-2,2014 + 10,4975 \cdot \bar{n}_{np} - 5,8354 \cdot \bar{n}_{np}^2) \cdot Y + (-8,6302 + 10,3877 \cdot \bar{n}_{np} - 3,0437 \cdot \bar{n}_{np}^2) \cdot Y^2. \quad (2.16)$$

- КПД турбины

$$\bar{\eta}_T = \frac{\eta_T}{\eta_{T0}} = \bar{\eta}_T^{(1)} \cdot \bar{\eta}_T^{(2)}, \quad (2.17)$$

где

$$\bar{\eta}_T^{(1)} = \bar{x}_T \cdot (2 - \bar{x}_T),$$

$$\bar{x}_T = \frac{\bar{n}_T}{\sqrt{\bar{H}_T}} - \text{относительное изменение отношения скоростей в турбине};$$

$\bar{n}_T$  - относительное изменение частоты вращения турбины;

$\bar{H}_T$  - относительное изменение теплоперепада в турбине;

$$\bar{\eta}_T^{(2)} = 0,348777 + 1,218836 \cdot \bar{e}_T - 0,271641 \cdot \bar{e}_T^2 - 0,5111274 \cdot \bar{e}_T^3 + 0,214286 \cdot \bar{e}_T^4;$$

$$\bar{e}_T = \frac{e_T}{e_{T0}} = \frac{\pi_T}{\pi_{T0}} - \text{относительная степень понижения давления в турбине.}$$

Механический КПД турбины на режимах, отличающихся от номинального, определяется по зависимости

$$\eta_{MT} = 1 - (1 - \eta_{MT0}) \frac{\bar{n}_T^\alpha}{\bar{N}_T}, \quad (2.18)$$

где  $\eta_{MT0}$  - механический КПД турбины на номинальном режиме работы;

$\bar{N}_T$  - относительная мощность турбины;

$\bar{n}_T$  - частота вращения турбины;

$\alpha = 1,5$  при учёте потерь только в подшипниках турбины и  $\alpha = 1,8$  при учёте общих потерь энергии в подшипниках и в передаче (редукторе).

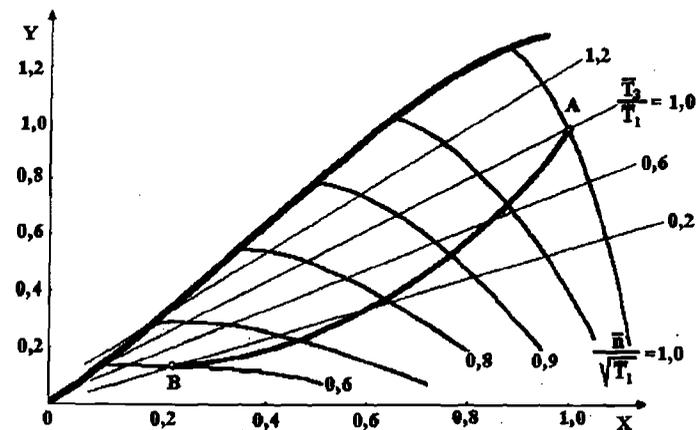


Рис.2.7. Линия статических рабочих режимов ТК на универсальной характеристике компрессора

АВ - линия статических рабочих режимов

### Двухкомпрессорный турбокомпрессор прямой схемы

Турбокомпрессор, содержащий два последовательно расположенных осевых компрессора с индивидуальным приводом от турбин высокого и низкого давления соответственно, также широко применяется в ГТУ (рис.2.8). Подобную схему соединения турбомашин называют прямой.

Для двухкомпрессорных ТК прямой схемы проблема устойчивости работы компрессоров стоит более остро в связи с необходимостью обеспечить согласованную работу компрессоров в широком диапазоне изменения нагрузки, особенно на режимах малой мощности. Для анализа процессов в таких ТК на частичных нагрузках так же рассчитывают линии статических рабочих режимов и представляют их на характеристиках КНД и КВД. Для удобства анализа на универсальные характеристики обоих компрессоров наносят характерные линии постоянных температур газа  $\bar{T}_3/\bar{T}_1 = const$  перед соплами ТВД (изотермы).

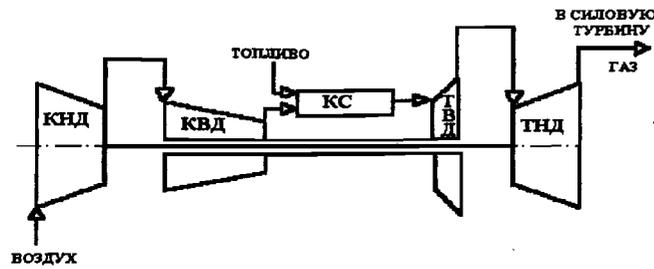


Рис.2.8. Двухкомпрессорный ТК прямой схемы

При построении изотерм на характеристике компрессоров используют уравнения вида (2.11), что позволяет получить для КНД

$$Y_1 = \frac{\bar{G}_{пр1} \cdot e_{T1}^{\frac{2-m_T}{k}} \cdot \sqrt{\bar{T}_{31}} \cdot \pi_{k10} / \pi_{k2} - 1}{\pi_{k10} - 1}, \quad (2.19)$$

где  $Y_1 = \frac{\pi_{k1} - 1}{\pi_{k10} - 1}$  - приведённая степень повышения давления на универсальной характеристике КНД;

$\bar{G}_{пр1} = X_1$  - относительный приведённый расход воздуха через КНД;

$e_{T1}$  - относительная степень понижения давления в ТВД;

$\bar{T}_{31}$  - относительное значение температуры газа перед соплами ТВД;

$\pi_{k10}$  - степень повышения давления в КНД на номинальном режиме;

$\pi_{k2}$  - относительная величина степени повышения давления в КВД;

$m_T = (k-1)/k$  - показатель степени;  $k \approx 1,33$  - показатель адиабаты для газа.

Для компрессора высокого давления уравнение изотермы имеет вид

$$Y_2 = \frac{\bar{G}_{пр2} \cdot \sqrt{\bar{T}_{31}} \cdot \sqrt{1/\pi_{k1}^{m_k}} \cdot \pi_{k20} - 1}{\pi_{k20} - 1}, \quad (2.20)$$

где  $Y_2 = \frac{\pi_{k2} - 1}{\pi_{k20} - 1}$  - приведённая степень повышения давления на

универсальной характеристике КВД;

$\bar{G}_{пр2} = X_2$  - относительный приведённый расход воздуха через КВД;

$\pi_{k20}$  - степень повышения давления в КВД на номинальном режиме;

$\pi_{k1}$  - относительная величина степени повышения давления в КНД.

Граница помпажа на универсальной характеристике КВД представляется в виде следующих аппроксимационных уравнений

$$Y_2^{помп} = 1,948908 \cdot (\bar{n}_{пр} - 0,216245)^{2,238063}; \quad (2.21)$$

$$X_2^{помп} = -4,84452 + 18,35159 \cdot \bar{n}_{пр} - 21,4762 \cdot \bar{n}_{пр}^{-2} + 8,888889 \cdot \bar{n}_{пр}^{-3},$$

где  $\bar{n}_{пр}$  - относительная приведённая частота вращения компрессора.

Для компрессора низкого давления используются уравнения (2.8,2.9).

При известных параметрах двухкомпрессорного ТК на номинальном режиме для расчёта линии статического режима могут быть использованы различные алгоритмы, например, предложенный Б.В. Ребровым<sup>1</sup>. Результаты расчёта показаны на рис. 2.9,2.10.

Как видно на рис.2.9,2.10, линия статических рабочих режимов на характеристиках компрессоров расположена не одинаково. На характеристике КНД она пересекает границу помпажа (точка С), что свидетельствует о потере устойчивости этим компрессором при уменьшении режима ниже определённого значения.

Потеря устойчивости вызывается уменьшением коэффициента расхода на первых ступенях КНД вследствие рассогласования характеристик ступеней

<sup>1</sup> Б.В. Ребров. Судовые газотурбинные установки. Л.: Судпромгиз. 1961.

при уменьшении частоты вращения и степени понижения давления компрессора. Снижению запаса устойчивости способствует ужесточение характеристики сети - в данном случае это КВД и весь газо-воздушный тракт, включая камеру сгорания и турбины.

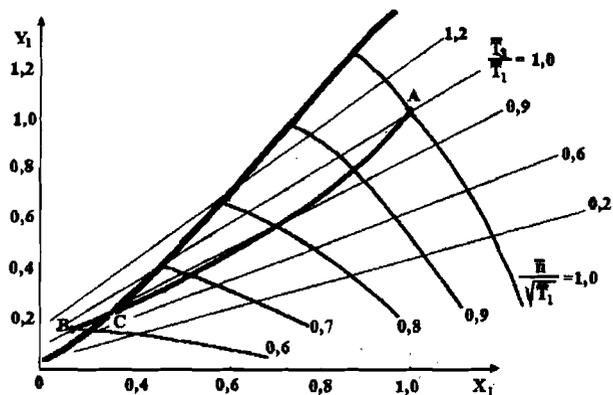


Рис.2.9. Универсальная характеристика КВД с линией статических рабочих режимов ТК

Характеристика сети меняется из-за изменения подачи топлива в КС, а также из-за уменьшения частоты вращения КВД. Следовательно, изменение частоты вращения КВД на режимах пониженной мощности способствует снижению запаса устойчивости компрессора низкого давления.

На характеристике КВД запасы устойчивости во всём диапазоне изменения режима работы ТК значительно больше, и проблемы потери устойчивости не возникает.

Энергетические ГТУ на режимах пониженной мощности требуют решения специальных вопросов согласования характеристик турбомашин. Это обусловлено спецификой влияния компрессоров и турбин друг на друга в ГТУ определённой схемы, а также принятым законом регулирования мощности.

Как уже отмечалось, в двигателях открытого цикла практически осуществимо только смешанное регулирование мощности, при котором невоз-

можно обеспечить стабильность показателей экономичности на всех режимах использования.

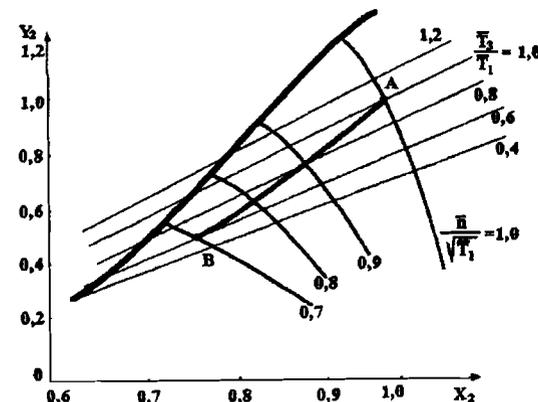


Рис.2.10. Универсальная характеристика КВД с линией статических рабочих режимов ТК

Поэтому двигатели различных схем и при различных законах регулирования всегда ухудшают экономичность на режимах пониженной мощности. Выбором оптимальных схем ГТУ и соответствующих законов регулирования можно получить приемлемую экономичность на пониженной мощности.

При уменьшении мощности двигателей возникает проблема обеспечения устойчивости рабочего процесса, которая связывается с газодинамической устойчивостью компрессоров. Неустойчивая работа компрессоров вызывается неизбежным рассогласованием характеристик турбомашин в двигателях различных схем на режимах пониженной мощности. Путём согласования характеристик турбомашин при проектировании, главным образом за счёт выбора оптимальных по запасам устойчивости схем ГТУ, можно добиться устойчивой работы установок в эксплуатации.

## 2.4.2. Расчёт характеристик ГТУ на режимах пониженной мощности

Как отмечено выше, целью расчёта ГТУ на режиме пониженной мощности (как и на режиме номинальной мощности) является получение оценок экономичности установки и определение основных параметров, характеризующих рабочий процесс. Для установки простого цикла, работающей для привода электрического генератора, особенность режимов пониженной мощности заключается в том, что частота вращения ротора турбокомпрессора на всех режимах остаётся постоянной. Такая установка выше была классифицирована как однокомпрессорная и блокированная.

В блокированной газотурбинной установке с потребителем мощности, который имеет постоянную частоту вращения, изменение мощности происходит вследствие уменьшения подачи топлива в камеру сгорания, что вызывает снижение температуры газа.

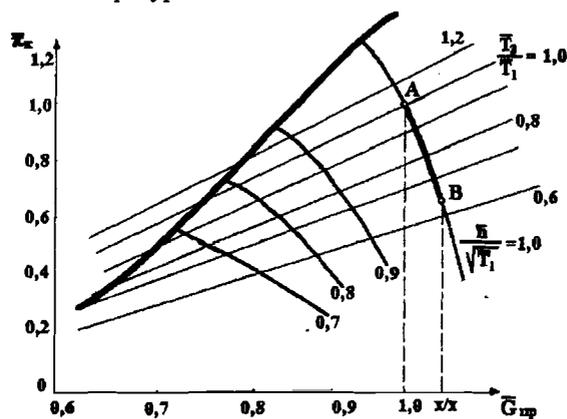


Рис.2.11. Характеристики блокированной ГТУ, работающей на электрогенератор

Как следует из рис.2.11, в этом случае точка равновесных режимов смещается по изодроме от номинальной мощности (точка А) в сторону холостого хода (точка В).

В таком двигателе на режиме холостого хода расход воздуха через компрессор будет больше, чем на номинальной мощности. Запас устойчивой работы ГТУ с уменьшением нагрузки на электрический генератор повышается. Одновременное снижение температуры газа перед соплами турбины и повышение расхода воздуха приводит к ухудшению экономичности двигателя. Зависимость изменения основных параметров ГТУ от мощности показана на рис. 2.12.

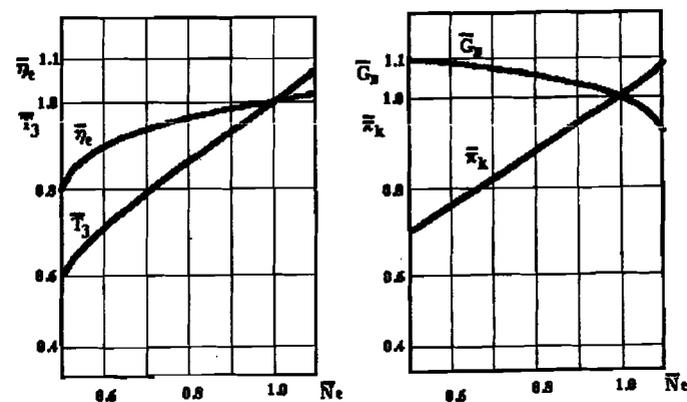


Рис.2.12. Характеристики блокированной ГТУ, работающей на электрогенератор

Высокая устойчивость работы установки в широком диапазоне изменения нагрузки, простота конструкции делают эту ГТУ широко распространенной также в качестве привода вспомогательных механизмов, в частности, резервных электрических генераторов, аварийных пожарных насосов и т.п.

### Алгоритм расчёта

Существует несколько алгоритмов расчёта ГТУ на режиме пониженной мощности. Один из них приведён в табл.2.5. В нём использованы общепринятые допущения о постоянстве теплоёмкостей воздуха и газа. Кроме того, для

простоты принято, что основные коэффициенты, учитывающие потери энергии в ГТУ (КПД турбомашин и коэффициенты гидравлических сопротивлений) не меняются при изменении режима работы. Это упрощение предполагает, что при необходимости расчёт можно повторить с использованием зависимостей (2.16, 2.17, 2.18).

Анализ результатов расчёта характеристик ГТУ по предложенному алгоритму показал, что его можно использовать для получения приближённой оценки параметров на этапе принятия решения о выборе типа установки или для предэскизного проектирования.

Для использования алгоритма из табл.2.5 необходимо заранее иметь все параметры установки на режиме номинальной мощности, что предполагает предварительное выполнение расчётов, в соответствии с табл.2.2.

В алгоритме расчёта на пониженной мощности использованы те же условные обозначения, что и в предыдущих расчётах.

Как следует из табл.2.5, необходимым условием для вычисления параметров ГТУ является наличие универсальной характеристики компрессора (рис.2.13).

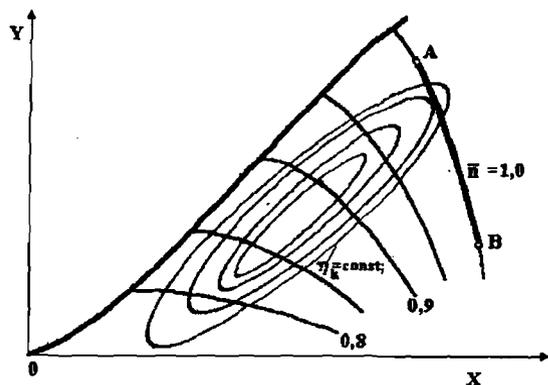


Рис.2.13. Универсальная характеристика многоступенчатого осевого компрессора с линией рабочих режимов ГТУ

Эта характеристика позволяет найти зависимость относительной степени повышения давления в компрессоре от приведённого расхода воздуха через компрессор. Такая зависимость, полученная при номинальной частоте вращения ротора, позволяет использовать приведённый расход воздуха в качестве аргумента и затем последовательно определять все остальные параметры установки.

При отсутствии приведённой характеристики компрессора можно использовать аппроксимационные зависимости, полученные для некоторой обобщённой характеристики. В этом случае точность выполненных расчётов снижается.

Две такие зависимости приведены ниже, а одна из них (2.23) использована в примере расчёта, показанном в табл.2.5.

$$Y = 4,7515489 - 3,7515587 \cdot \bar{G}_{np} \quad (2.22)$$

$$Y = -35,561097 + 73,09804 \cdot \bar{G}_{np} - 36,536938 \cdot \bar{G}_{np}^2 \quad (2.23)$$

Уравнение (2.22) предназначено для использования при небольшой степени повышения давления на номинальном режиме работы ( $\pi_k \leq 10$ ), а другое уравнение при  $10 < \pi_k \leq 18$ .

Таблица 2.5

## Алгоритм расчёта ГТУ (рис.2.1) на режиме пониженной мощности

№ п/п	Наименование	Раз-мерн.	Расчётная формула	Величина	
1	Номинальная мощность ГТУ	кВт	Задана	50 000	
2	Расход воздуха на номинальной мощности, $G_0$	кг/с	Из расчёта ГТУ на режиме номинальной мощности (см. табл.2.2)	169,3	
3	Температура газа на режиме номинальной мощности, $T_{30}$	К	"	1373	
4	Степень повышения давления на режиме номинальной мощности, $\pi_{к0}$	-	"	16	
5	Коэффициенты полезного действия турбомашин, относительные потери давления в газозо-воздушном тракте ГТУ	-	Принимаются в первом приближении такими же, как и на режиме номинальной мощности (см. табл.2.1, 2.2)	-	
6	Относительный приведённый расход воздуха через компрессор на режиме пониженной мощности	-	$\bar{G}_{np}$ - принимаем 5-6 значений с произвольным шагом в диапазоне от 1,01 до 1,16	1,01	1,075

Продолжение табл. 2.5

7	Относительная степень повышения давления воздуха в компрессоре	-	По универсальной характеристике компрессора или по аппроксимационной зависимости $Y(\bar{G}_{np}) = -35,561097 + 73,09804 \cdot \bar{G}_{np} - 36,536938 \cdot \bar{G}_{np}^2$	0,997	0,796
8	Степень повышения давления воздуха в компрессоре	-	$\pi_k = 1 + Y(\pi_{к0} - 1)$	15,949	12,944
9	Потребная работа сжатия в компрессоре	кДж/кг	$l_{ik} = c_{pk} \cdot \frac{T_1}{\eta_{ik}} (\pi_k^{m_k} - 1)$	400,10	357,81
10	Температура газа перед соплами турбины	К	$T_3 = \frac{T_{30} p_3^2 - p_4^2}{\bar{G}_{np}^2 p_{30}^2 - p_{40}^2}$	1337	776
11	Давление газа перед турбиной	МПа	$p_3 = p_1 \cdot \pi_k \cdot \sigma_{ax} \cdot \sigma_{kc}$	1,536	1,246

Продолжение табл. 2.5

12	Относительный температурный перепад в турбине	-	$\Delta\theta_1 = 1 - \pi_k^{-m_t}$	0,499	0,472
13	Температура газа за турбиной	К	$T_4 = T_3(1 - \Delta\theta_1\eta_{it})$	670	409
14	Работа расширения в турбине	кДж/ кг	$l_{it} = c_{pt} \cdot T_3 \cdot \eta_{it} \cdot \beta^* \cdot (1 - \pi_i^{-m_t})$ где $\pi_i = \pi_k$	677,48	371,18
15	Внутренняя полезная работа ГТД	кДж/ кг	$l_i = l_{it} - l_{ik}$	277,37	133,66
16	Эффективная работа ГТД	кДж/ кг	$\tilde{l} = l_i \cdot \eta_m \cdot \eta_n$	271,85	131,00
17	Температура воздуха за компрессором	К	$T_2 = T_1 \left( 1 + \frac{\pi_k^{mk} - 1}{\eta_{ik}} \right)$	684	642
18	Теплота, подведённая в цикл в камере сгорания при сжигании топлива	кДж/ кг	$Q = \frac{1}{\eta_{kc}} \left[ c_{pt} \cdot \beta^* \cdot T_3 - \frac{(c_{pk} + c_{pt})}{2} T_2 \right]$	822,66	209,61

Окончание табл. 2.5

19	Внутренний КПД установки	-	$\eta_i = \frac{l_i}{Q}$	0,337	0,064
20	Эффективный КПД установки	-	$\eta_e = \eta_i \eta_m \eta_n$	0,330	0,062
21	Удельный расход топлива	кг/ (кВт·ч)	$b_e = \frac{3600}{Q \frac{H}{P} \cdot \eta_e}$	0,259	1,371
22	Расход воздуха	кг/с	$G = G_0 \cdot \bar{G}_{np}$	171	182
23	Эффективная мощность установки	кВт	$N_e = G \cdot l_e$	47 425	2 432
24	Часовой расход топлива	кг/ч	$B = b_e \cdot N_e$	12 301	3 336

### 3. Расчет долговечности газотурбинных установок

#### 3.1. Ресурс ГТУ. Основные понятия и определения

*Ресурс технического объекта* – показатель долговечности, характеризующий запас возможной его наработки [7]. Согласно ГОСТ 27.002-89 «Надежность в технике. Термины и определения», ресурсом называют наработку объекта от начала или возобновления эксплуатации до наступления предельного состояния.

Единицы для измерения ресурса выбирают применительно к каждой отрасли и к каждому классу машин, агрегатов и конструкций отдельно. Для самолетов и авиационных двигателей естественной мерой ресурса служит налет в часах, для автомобилей пробег в километрах и т.д. Если наработку измерять числом производственных циклов, то ресурс будет принимать дискретные значения. С точки зрения теории и общей методологии, наилучшей и универсальной единицей остается единица времени.

Во-первых, время эксплуатации технического объекта в общем случае включает не только время его полезного функционирования, но и перерывы, в течение которых суммарная наработка не возрастает. Между тем, в эти часы объект подвергается воздействиям окружающей среды, нагрузкам, возникающим при транспортировании. Кроме того, за это время происходит изменение свойств материалов из-за процесса старения.

Во-вторых, назначенный ресурс тесно связан с назначенным сроком службы, определяемым как календарная продолжительность эксплуатации объекта до его списания и измеряемым в единицах календарного времени.

В-третьих, в задачах прогнозирования остаточного ресурса функционирование объекта на отрезке прогнозирования представляет собой случайный процесс, аргументом которого служит время.

Начальный момент времени при исчислении ресурса и срока службы на стадии проектирования и на стадии эксплуатации выбирают по-разному. На

стадии проектирования за начальный момент времени обычно принимают момент ввода объекта в эксплуатацию. Для эксплуатируемых объектов в качестве начального можно выбрать момент последней инспекции или профилактического мероприятия.

Понятие *предельного состояния*, соответствующего исчерпанию ресурса, также допускает различное толкование. В одних случаях причиной прекращения эксплуатации служит моральный износ, в других – чрезмерное снижение эффективности, в третьих – снижение показателей безопасности ниже предельно допустимого уровня.

*Назначенный ресурс* – является величиной, заданной на стадии проектирования. Его величина определяется на основании нормативных документов, которые, в свою очередь, основаны на статистических данных о материалах, воздействиях и условиях эксплуатации аналогичных объектов.

*Остаточный ресурс* – продолжительность эксплуатации от данного момента времени до достижения предельного состояния.

Для эксплуатационников остаточный ресурс является наиболее важной величиной. На основе достоверных данных о расходе остаточного ресурса планируются сроки проведения очередных профилактических работ, осуществляются своевременный заказ необходимых запасных частей, а также планируется использование ГТУ в соответствии с ее фактическим техническим состоянием. К тому же, появляется возможность предотвращать отказы ГТУ и тем самым повышать эффективность функционирования тепловой электростанции.

Остаточный ресурс – комплексная величина, включающая в себя множество величин, которое можно разделить на три части. Во-первых, это данные текущего поиска дефектов в процессе эксплуатации. Во-вторых, это данные о нагрузках и других условиях взаимодействия объекта с окружающей средой. В-третьих, весь объем априорных данных о материалах, элементах, узлах, нагрузках.

Таким образом, достоверная оценка остаточного ресурса ГТУ невозможна без знания основных особенностей протекания в основных элементах ГТУ

рабочих процессов, вызывающих возникновение и изменение прочностных характеристик материала. Комплекс задач, решаемый при оценке остаточного ресурса ГТУ, в общем виде, должен включать вопросы оценки напряжений эксплуатационного нагружения и сопротивляемости материала элементов в различных условиях и на различных этапах эксплуатации.

### 3.2. Факторы, влияющие на ресурс ГТУ

Решение проблемы обеспечения надежности ГТУ в период эксплуатации неразрывно связано с совершенствованием методов расчета на прочность и долговечность самых ответственных элементов двигателей.

Определяющими, с точки зрения прочности, являются:

- рабочие, сопловые лопатки и диски турбин;
- направляющие аппараты турбин и камер сгорания;
- рабочие лопатки компрессоров;
- газосборники;
- элементы редуктора;
- внутренние валы и подшипниковые узлы.

В процессе эксплуатации ГТД в данных элементах накапливаются повреждения, происходят структурные изменения материала, что в конечном итоге при полной выработке ресурса (или раньше) приводит к выходу из строя деталей и ГТД в целом.

Наступление предельных состояний для ГТД происходит в одной из двух больших групп элементов. Первую группу образуют элементы, предельные состояния которых наступают в результате постепенного накопления в материале рассеянных повреждений. Это приводит к зарождению и развитию микроскопических трещин. Часто зародыши и очаги таких трещин содержатся в объекте до начала его функционирования из-за несовершенства технологических процессов при его производстве. Причиной выхода объекта из строя является развитие трещин до опасных или нежелательных размеров. Если трещина не обнаружена своевременно, ее развитие может привести к аварийной ситуации.

Вторая группа состоит из элементов, предельное состояние которых связано с чрезмерным износом трущихся деталей и поверхностей, находящихся в контакте с рабочей или окружающей средой.

Для ГТД чрезвычайно опасны ситуации, связанные с возникновением трещин, в первую очередь, для рабочих лопаток турбин. Велика роль усталостных повреждений и развития трещин для деталей и узлов, испытывающих вибрационные нагрузки в условиях высоких температур и под действием скоростных потоков.

На этапах проектирования, испытания опытного образца и последующей доводки ГТД перед специалистами стоит задача обоснованного назначения и проверки при эксплуатации ресурса.

Решение данной задачи зависит от множества факторов:

от условий работы элементов ГТД и всего агрегата в целом (температура и давление газа, скорость газового потока, расход газа и т.д.);

от напряжений, возникающих в материале элементов ГТД в зависимости от условий работы двигателя и его конструктивных особенностей;

от характеристик материала элементов ГТД (предела длительной прочности, предела текучести, предела выносливости и др.);

от условий и характера эксплуатации ГТД (арктические условия, тропики, пустыня, пиковые нагрузки и т.д.).

Решение задачи значительно усложняется в связи с взаимным влиянием факторов друг на друга. Существующие методики подтверждения назначенного ресурса ГТД в ходе ускоренных испытаний позволяют в сильно приближенном виде оценить состояние двигателя в зависимости от отдельных факторов (температуры газа, частоты вращения турбокомпрессорных блоков, количества запусков и др.). Приближенность возникает из-за того, что оценка основывается не на определении характеристик внутренней структуры материала ГТД, являющихся основным критерием сохранения работоспособности двигателя, а на выполнении программных испытаний.

Теоретической основой для прогнозирования ресурса в условиях накопления повреждений и развития трещин служит механика разрушений. Ее основными задачами являются поиск закономерностей накопления повреждений при различных свойствах материала и различных процессах нагружения, а также определение условий, при которых малые приращения нагрузок или процесс накопления повреждений не приводят к интенсивному разрушению элементов.

В теории прочности для элементов ГТД рассматриваются характеристики длительной прочности материала в зависимости от действующих напряжений и температуры, а также характеристики малоциклового усталости (МЦУ) в зависимости от количества циклов (в качестве циклов могут выступать запуск, достижение определенной температуры и т.д.). При проектировании ГТД характеристики длительной прочности представлены в аппроксимированном виде по результатам испытаний отдельных образцов на определенных режимах (по температуре, оборотам и т.д.). Характер аппроксимации не позволяет дать точное обоснование степени влияния на характеристики длительной прочности каких – либо факторов.

На практике элементы ГТД подвержены воздействию следующих эксплуатационных факторов:

- длительная работа при высокой температуре;
- циклический характер тепловой нагрузки при переходных режимах;
- коррозионно-эрозийное действие газового потока, содержащего агрессивные компоненты;
- воздействие окружающей среды (пыль, соль, обледенение, переменная температура наружного воздуха и др.).

Кроме того, работа отдельных элементов ГТД протекает в различных условиях, что требует внесения соответствующих корректив при оценке состояния ГТД.

Так, прочность и долговечность деталей проточной части ГТД и, в первую очередь, рабочих лопаток турбин определяются характером и параметрами

температурного потока. Рабочие лопатки ГТД являются основным элементом, определяющим ресурс двигателей.

Особенностью эксплуатации рабочих лопаток ГТД является циклическая тепловая нагрузка, вызываемая пусками и остановками ГТД, а также сменой режимов (остановки в том числе и для промывки проточной части от солевых отложений).

В проблеме определения ресурса ГТУ предлагается рационально сочетать, с одной стороны, максимальный учет всех воздействий и явлений, а с другой стороны, выбор практически реализуемых возможностей расчетных и экспериментальных подходов к количественной и качественной оценке степени влияния этих воздействий и явлений.

Наибольшая опасность таится в возможности пропуска фактора или факторов, которые могут оказать существенное влияние на ресурс ГТД. Очень важен вопрос их ранжирования по ожидаемой степени влияния на расход ресурса. Необходимо рассматривать в максимально возможной степени взаимодействие и взаимовлияние факторов, влияющих на расход ресурса.

В настоящее время для ГТД отсутствует нормативная документация, определяющая факторы, влияющие на расход ресурса, и характер их влияния на надежность двигателей.

Проблема оценки остаточного ресурса ГТД неразрывно связана с индивидуальными прочностными свойствами элементов ГТД в определенный момент времени.

Ниже рассмотрены основные свойства материалов, определяющие ресурс деталей ГТД:

- длительная прочность;
- малоцикловая усталость;
- многоцикловая усталость;
- коррозионная устойчивость;
- влияния покрытий на характеристики прочности материала;

### 3.2.1. Длительная прочность

Время до разрушения является характеристикой, определяющей сопротивление материала действию длительно приложенных нагрузок при соответствующих температурах [8]. Способность сопротивляться длительному действию нагрузок на металл называют длительной прочностью. Длительная прочность уменьшается с ростом температуры и времени. Поэтому принятый критерий длительного разрушения материала – предел длительной прочности  $\sigma_{д.п}$  является функцией времени и температуры [9]. Пределом длительной прочности материала называют то минимальное значение напряжения, которое может выдержать материал без разрушения за заданное время при данной температуре. Под материалом в этом случае следует понимать материал разных плавов и размеров сечения, термически обработанный в производственных условиях по режиму, регламентированному техническими условиями, и имеющий соответствующие техническим условиям размеры зерен и механические свойства.

Длительную прочность, или предел длительной прочности, принято выражать как напряжение (получаемое от деления нагрузки на первоначальное сечение образца), вызывающее разрушение материала при постоянной температуре за определенный промежуток времени. Предел длительной прочности обозначают через напряжение с индексом времени, вызывающего разрушение материала, например  $\sigma_{100}$ ,  $\sigma_{1000}$  и т.д. Это означает, что напряжение  $\sigma$  вызывает разрушение материала через 100 и 1000 ч. Длительная прочность является важной характеристикой материала, так как она определяет срок службы его до разрушения или, образно выражаясь, его живучесть. Сопоставление при расчетах предела длительной прочности с рабочими напряжениями позволяет определять запас прочности материала как по напряжениям, так и по времени. Результаты испытаний на длительную прочность наносят на диаграмму с простыми, полулогарифмическими или логарифмическими координатами напряжение-время (рис 3.1).

Данные по испытаниям на длительную прочность можно представить как функцию температуры, относя значения напряжений, т.е. предел длитель-

ной прочности, к определенному времени испытания. Предел длительной прочности принято определять за 10, 100, 1000, 10000 ч пользуясь для этого данными логарифмических диаграмм.

Прямолинейная зависимость, получаемая при нанесении результатов испытаний по длительной прочности на диаграмму с логарифмическими координатами, послужила основанием для их экстраполяции с вычислением предела длительной прочности за 10000 и 100000 ч, т.е. на заданные сроки службы агрегатов. (Основной задачей при определении длительной прочности материалов является построение диаграмм  $\sigma - t$  на больших базах [до 100000 ч] на основе результатов относительно кратковременных испытаний [менее 10000 ч] или замены длительных испытаний менее длительными, но при более высокой температуре. Такая необходимость возникает из условий расчетного времени работы газотурбинных установок 100000–200000 ч[10]).

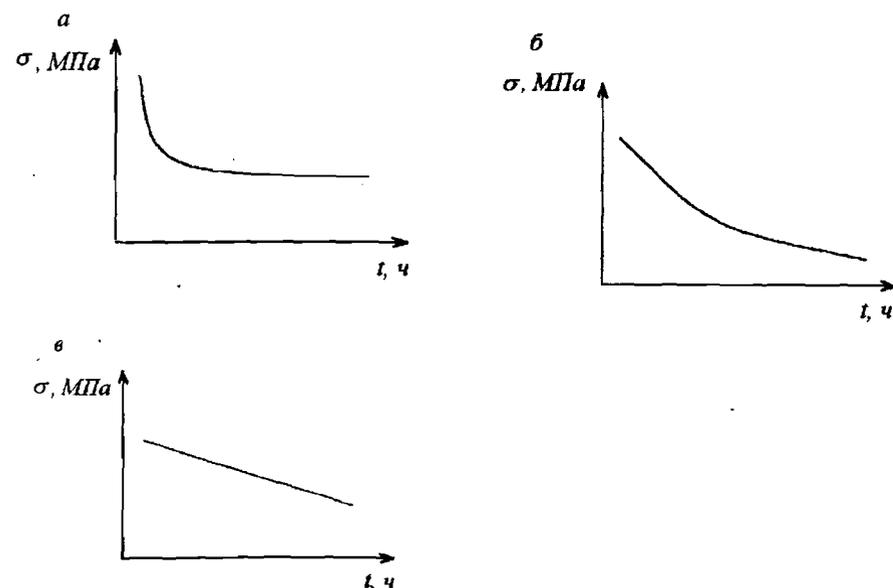


Рис.3.1 Результаты испытаний на длительную прочность: а - в простых; б – полулогарифмических; в - логарифмических координатах

При определении предела длительной прочности возникает ряд проблем, связанных с необходимостью предсказания значений  $\sigma_{дл}$ : - для времени до разрушения, большего, чем экспериментально полученное при испытаниях данного материала при данной температуре; - для температур, при которых испытания не проводились вообще.

Для описания зависимости  $\sigma_{дл}$  от времени до разрушения гладких образцов  $\tau_p$  при постоянных температурах предложен ряд эмпирических формул:

степенная

$$\tau_p = A \cdot \sigma^{-m_c}; \quad (3.1)$$

экспоненциальная

$$\tau_p = A_1 \cdot \exp(-B \cdot \sigma); \quad (3.2)$$

смешанного типа

$$\tau_p = A_2 \cdot \sigma^{m_0} \cdot \exp(-\gamma \cdot \sigma); \quad (3.3)$$

формула Криша

$$\tau_p = \exp(\sqrt{C - D_1 \cdot \lg(\tau)}), \quad (3.4)$$

где  $A, m_c, A_1, B, A_2, m_0, \gamma, D_1, C$  - константы.

Указанные зависимости позволяют с достаточной степенью достоверности описывать характеристики длительной прочности промышленных сплавов. Но распространение интерполяционных формул для определения экстраполированных значений длительной прочности может в ряде случаев привести к значительным ошибкам, кроме того, в этих формулах отсутствует связь напряжений с температурой.

Влияние температуры на сопротивление материала длительному разрыву сказывается двояко: меняется как уровень длительной прочности, так и наклон кривых. При увеличении температуры испытания наклон кривых (показатель степени  $m_c$ ), как правило, уменьшается.

В общем виде длительную прочность, время и температуру можно представить в следующем виде:

$$P = F(\sigma_{дл}) = \Phi(T, \tau_p). \quad (3.5)$$

Широкое распространение получили следующие параметрические зависимости, связывающие начальное напряжение  $\sigma$ , время до разрушения  $\tau_p$  и температуру [9]:

параметр Ларсона-Миллера

$$P_{л-м} = F(\sigma_{дл}) = T \cdot (C + \lg[\tau_p]), \quad (3.6)$$

параметр Дорна

$$P_d = F(\sigma_{дл}) = \lg[\tau_p] - \frac{B}{T}, \quad (3.7)$$

параметр Менсона-Саккопа и Клауса

$$P_k = F(\sigma_{дл}) = \lg[\tau_p] + A \cdot t, \quad (3.8)$$

параметр Менсона-Хэферда

$$P_{м-х} = F(\sigma_{дл}) = \frac{T - T_a}{\lg(\tau_a) - \tau_p}, \quad (3.9)$$

где  $A, B, T_a, \tau_a$  - константы материала,  $C=20$ .

Для различных напряжений зависимости (3.6 - 3.9) можно представить в виде прямых:  $\lg(\tau_p) = f(T)$ ,  $\lg(\tau_p) = f(1/T)$ , изображенных на рис.3.2. Отличие зависимости Менсона-Хэферда от зависимости Ларсона-Миллера видно из сопоставления рис. 3.2, а и г: прямые, соответствующие  $\sigma = \text{const}$ , согласно зависимости Ларсона-Миллера, пересекаются в одной точке на оси ординат, а именно в точке  $1/T = 0$ , а согласно зависимости Менсона-Хэферда - в точке, не лежащей на оси.

В практической деятельности наиболее часто применяют для определения длительной прочности параметрические зависимости (Дорна, Ларсона-Миллера), которые предусматривают аппроксимацию данных с последующим построением линий  $\sigma = \text{const}$ , определение параметра, вычисление коэффициентов параметрической кривой и на завершающем этапе - построение кривой длительной прочности по заданной долговечности и температуре.

Недостатком этого способа является нестабильное поведение аппроксимирующих зависимостей  $\sigma - \tau$  на границах заданных временных интервалов, что не позволяет в ряде случаев довести расчет экстраполированных напряжений до конца.

Основным проблемным вопросом при построении кривых длительной прочности является достоверная оценка действующих напряжений на элементы ГТД (в дальнейшем под элементом ГТД рассматриваются рабочие лопатки газовых турбин).

Рабочие лопатки при эксплуатации ГТД подвержены воздействию центробежных, вибрационных, изгибающих и т.д. нагрузок, что вызывает появление соответствующих напряжений. Раздельный учет каждой из составляющих чрезвычайно затруднителен. Суммарное напряжение может быть вычислено с определенной погрешностью только в условиях лабораторных испытаний по специальным методикам с использованием тензодатчиков.

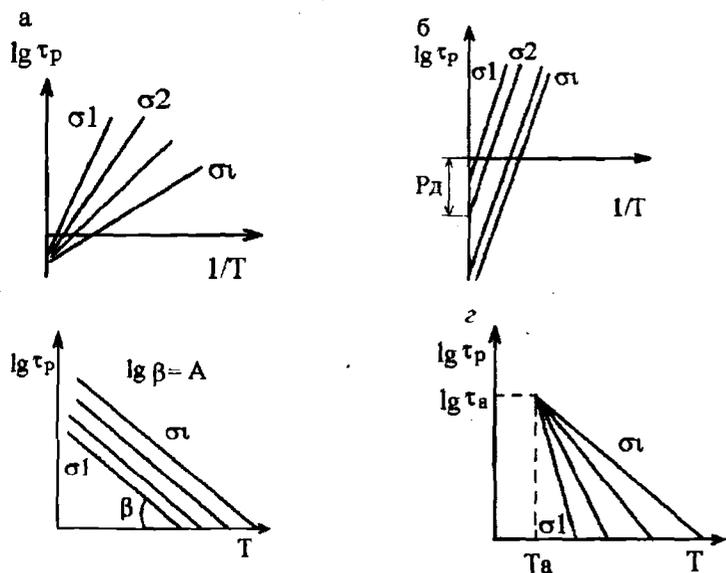


Рис.3.2. Графический метод оценки приемлемости параметрических зависимостей: а - Ларсона-Миллера; б - Дорна; в - Клауса; г - Менсона-Хеферда

Эксплуатационные факторы, коррозия, эрозия приводят к возникновению концентраторов напряжений на поверхности рабочих лопаток, что в условиях ползучести и пластичности вызывает перераспределение напряжений в концентраторе в процессе длительного статического разрушения.

Построенные кривые длительной прочности используют для проведения ускоренных ресурсных испытаний. Замена длительных расчетных режимов эквивалентным ускоренным осуществляется с помощью кривых длительной прочности. Форсирование испытаний практически происходит как за счет повышения температуры, так и путем увеличения действующих напряжений.

При оценке ресурса элементов ГТД по кривым длительной прочности очень важное значение имеют величины запасов прочности и долговечности.

Запас по долговечности

$$n_t = \frac{t_p}{t}, \quad (3.10)$$

где  $t_p$  - время до разрушения при расчетном напряжении;

$t$  - требуемое по проектным данным время до разрушения.

Запас по прочности

$$n_\sigma = \frac{\sigma_p}{\sigma}, \quad (3.11)$$

где  $\sigma_p$  - разрушающее напряжение;

$\sigma$  - расчетное напряжение при заданном сроке службы.

Между  $n_t$  и  $n_\sigma$  имеется зависимость:

$$n_t = (n_\sigma)^m, \quad (3.12)$$

где  $m$  определяется по наклону кривых длительной прочности.

Для ГТД запас по долговечности  $n_t = 10$ .

Закономерности накопления длительного статического повреждения для ГТД в эксплуатации в общем случае должны устанавливаться опытным путем, а линейное суммирование может быть использовано лишь в качестве первого приближения при отсутствии опытных данных.

Таким образом, использование кривых длительной прочности для оценки ГТД без учета факторов, влияющих на длительную прочность материала, приводит к погрешностям и неточностям. Ошибки значительно возрастают в случае, если нет достоверной оценки действующих напряжений.

### 3.2.2. Малоцикловая усталость

Усталость – наиболее частая причина отказов и предельных состояний деталей машин. Число циклов до разрушения при малоцикловой усталости имеет порядок  $10^2-5 \cdot 10^4$  [11].

Работа элементов ГТД в условиях эксплуатации характеризуется частыми пусками, остановками и изменением режимов. Это определяет повторно - статический характер нагружения элементов, вызывающий малоцикловую усталость (МЦУ) материала и его разрушение после определенного количества циклов.

Механизм МЦУ определяется в основном повторно – пластическими деформациями, поэтому для его описания возможно использование деформационных критериев. Для экспериментальной проверки критериев и оценки их параметров обычно проводят испытания при жестком нагружении, задаваясь определенными амплитудами пластических или полных деформаций.

Рядом авторов [9] были предложены универсальные эмпирические зависимости между размахом деформаций за цикл и числом циклов до разрушения материалов при низкочастотном упругопластическом деформировании.

Простейший деформационный критерий МЦУ – критерий Коффина

$$N^\mu \cdot \Delta \varepsilon = C, \quad (3.13)$$

где  $N$  - циклическая долговечность;

$\Delta \varepsilon$  - размах пластической деформации цикла;

$C, \mu$  - эмпирические постоянные.

Критерий Лэнджера

$$\Delta \varepsilon = \frac{2 \cdot \sigma_{-1}}{E} + 0,5 \cdot \varepsilon_B \cdot N_0^{-0,5}; \quad (3.14)$$

критерий Мэнсона

$$\Delta \varepsilon = \left[ \frac{3,5 \cdot (\sigma_B - \sigma_m)}{E} \right] \cdot N_0^{-0,12} + \varepsilon_B^{0,6} \cdot N_0^{-0,5}; \quad (3.15)$$

критерий Марина

$$(4 \cdot N_0 - 1) \cdot \left( \frac{\Delta \varepsilon}{2 \cdot \varepsilon_B} \right)^a + \left( \frac{0,5 \cdot \Delta \varepsilon}{\varepsilon_B} + \frac{\varepsilon_m}{\varepsilon_B} \right)^b = 1; \quad (3.16)$$

где  $\varepsilon_B = \ln(1 - \psi)^{-1}$ ,  $\varepsilon_m$  и  $\sigma_m$  - средние деформация и напряжение. Значение  $\varepsilon_B$  определяется либо при статических испытаниях, либо путем подбора значений, наилучшим образом удовлетворяющих экспериментальной кривой. В отличие от зависимости (3.15), соотношения (3.14) и (3.16) не позволяют учесть изменение асимметрии цикла, которое может иметь место в реальных условиях.

Соотношение (3.13) было экспериментально подтверждено многими исследователями. Однако при неправильном его использовании могут иметь место некоторые противоречия.

Помимо различных эмпирических зависимостей, для оценки МЦУ используется гипотеза линейного суммирования повреждений, оценивающая усталостные и длительные статические повреждения

$$\frac{N_{ц}}{N} + \frac{k_1 \cdot N_{ст} \cdot \tau_{ц}}{\tau} = 1, \quad (3.17)$$

где  $N$  - число циклов до разрушения при отсутствии длительного статического повреждения;  $k_1$  - коэффициент приведения действительного цикла нагружения к прямоугольному.

При эксплуатации ГТД в материале рабочих лопаток происходит накопление как усталостных, так и длительных статических повреждений. При высоком уровне деформаций в цикле соотношение между этими видами повреждений неодинаково.

При высоких значениях деформаций основную роль играют усталостные повреждения. В случае относительно низкого их уровня и большого числа цик-

лов нагружения в материале накапливаются значительные деформации ползучести, которые и определяют характер его разрушения.

Рабочие лопатки ГТД работают при высокой температуре, вызывающей ползучесть материала. При этом оценка МЦУ представляет собой чрезвычайно сложную задачу, решение которой требует проведения целого комплекса испытаний и исследовательских работ.

В последние годы получен ряд эмпирических зависимостей, позволяющих оценить долговечность с учетом влияния ползучести. Одной из таких зависимостей является уравнение Мэнсона – Коффина

$$\Delta \epsilon_p \cdot N_{ц}^k = C, \quad (3.18)$$

где  $N_{ц}$  - число циклов до разрушения с учетом длительности циклов;

$k$  и  $C$  - экспериментальные коэффициенты.

При эксплуатации ГТД учет МЦУ не ведется. Проектировщик-изготовитель считает, что выполнение программы испытаний ГТД на долговечность и проверка по МЦУ гарантирует надежную работу двигателя.

В реальных условиях эксплуатации ГТД учет МЦУ необходим в связи с тем, что на практике гипотеза линейного суммирования повреждений не подтверждается, существуют погрешности при аппроксимации кривых длительной прочности, на характеристики длительной прочности влияют многочисленные эксплуатационные факторы.

### 3.2.3. Многоцикловая усталость

Число циклов до разрушения при многоцикловой усталости имеет порядок от  $8 \cdot 10^4$  до  $10^8$ . Многоцикловая (классическая) усталость происходит при напряжениях, не превышающих макроскопический (осредненный по объему образца) предел упругости. Механизм классической усталости состоит в накоплении рассеянных повреждений в наиболее слабых и наиболее напряженных зернах [11].

Следует отметить, что при переходе с высокой амплитуды на низкую повреждение происходит интенсивнее, нежели при постоянном уровне работы

или при переходе с низкой на более высокую амплитуду работы. В последнем случае даже наблюдается эффект тренировки, увеличивающий общую долговечность.

В практической деятельности учет всех циклических нагрузок специалистами по эксплуатации ГТД не ведется. Считается, что программа циклических испытаний при доводке ГТД, в случае ее успешного выполнения, гарантирует циклическую прочность в течение всего срока эксплуатации двигателя.

### 3.2.4. Коррозионная устойчивость

Высокотемпературный газовый поток, взаимодействуя с металлом лопаток газовых турбин, при определенных условиях вызывает интенсивные коррозионные процессы. Их действие приводит к изменениям в составе, структуре и свойствах поверхностного слоя материалов лопаток.

Степень агрессивности газового потока определяется главным образом составом топлива и условиями эксплуатации.

Качество горюче - смазочных материалов, используемых в ГТД, оказывает серьезное влияние на его ресурс. Понятие качества топлива связано с понятием надёжности работы двигателя и объясняется характером работы ГТД, где топливо и продукты сгорания взаимодействуют при высоких температурах с поверхностью узлов и деталей двигателя. Поэтому присутствие в топливе некоторых химических элементов и различных механических примесей приводит к сильной коррозии и нагарообразованию, так как при повышении температуры скорость коррозии резко возрастает. Таким образом, можно сделать вывод, что качество топлива существенно влияет на показатели долговечности, сохраняемости, безотказности ГТД.

Опыт эксплуатации энергетических ГТД показывает, что до 80 % всех отказов происходит из-за неправильного содержания и эксплуатации топливных систем, некачественной топливоподготовки. Основной причиной выхода из строя топливорегулирующей аппаратуры является работа ГТД на загрязненном и обводненном топливе. Особую опасность представляет накопление в то-

пливе микроорганизмов, что приводит к быстрому забиванию фильтров, дроссельных пакетов и, как следствие, отказу топливорегулирующей аппаратуры.

Длительная прочность материала рабочих лопаток ГТД в присутствии коррозионных сред значительно уменьшается. Кроме того, коррозионная среда существенно снижает усталостную прочность сплавов, причем воздействие среды усиливается при увеличении базы испытаний.

Например, при  $t = 1073 \text{ }^\circ\text{K}$  и  $\sigma = 400 \text{ МПа}$  число циклов до разрушения сплава ЭИ-765 на воздухе и в коррозионной среде практически одинаково. Вместе с тем, условный предел выносливости на воздухе на базе испытаний  $2 \cdot 10^8$  циклов равен 240 МПа, а при контакте с коррозионной средой составляет 140 МПа.

В настоящее время известны лишь отдельные экспериментальные разработки, отражающие влияние коррозии на ресурс ГТД, несмотря на значительное влияние коррозионных сред [11].

Существующие подходы к оценке влияния на расход ресурса ГТД коррозионных сред заключаются только в выдаче рекомендаций по обслуживанию двигателей (ужесточению требований по вопросу проверки качества топлива, промывки проточной части ГТД и т.д.).

В существующих методиках коэффициент, учитывающий влияние коррозии на снижение ресурса ГТД, принимают равным 0,5 и умножают на величину усталостной прочности материалов.

Таким образом, отсутствие методических рекомендаций по учету коррозионных процессов, протекающих в ГТД, существенно снижает достоверность оценки ресурса двигателя.

Влияние качества топлива на ресурс ГТД необходимо учитывать при расчетах, но сделать это сложно из-за отсутствия закона этого влияния. Потому что качество топлива есть величина случайная, зависящая от множества дополнительных факторов.

Для реальных условий эксплуатации ГТД целесообразна выдача рекомендаций проектантом – изготовителем по величине коэффициента, учиты-

вающего влияние коррозии на снижение ресурса ГТД, в зависимости от времени эксплуатации, района эксплуатации, используемого топлива, состояния двигателя. Для этого необходимо проведение специальных исследований.

### 3.2.5. Влияния покрытий на характеристики прочности материала

Влияние газовой коррозии на ресурс лопаток зависит от характеристик газового потока (температура, количество вредных примесей и т.д.). Изменить указанные характеристики практически не удается. Борьба с газовой коррозией ведется, главным образом, с помощью защитных покрытий, наносимых на поверхность.

Основные свойства покрытий:

высокая жаростойкость, стойкость в агрессивных средах и эрозионная стойкость;

высокая прочность к воздействию эксплуатационных, статических и динамических напряжений;

высокая стабильность на поверхности лопаток, стойкость к взаимодействию с защитным сплавом;

отсутствие влияния на основные механические свойства деталей: жаропрочность, жаростойкость и т.д.

В настоящее время широко применяются покрытия на основе алюминидов никеля или кобальта с легирующими добавками. Надежным средством защиты поверхностей рабочих и сопловых лопаток турбин от сульфатной коррозии является алитирование.

При обработке сплавов ЭП-99, ЖС-64, ЭП-539, ЭИ-686 и других установлено, что после алитирования жаростойкость деталей увеличивается в несколько раз.

Покрытия, применяемые для защиты деталей газовых турбин от высокотемпературной коррозии в качестве теплозащитных и износостойких, целесообразно разбить на две группы.

К первой группе относятся покрытия, при использовании которых изменяется состав поверхностного слоя материала путем диффузионного его насыщения различными элементами (алюминием, хромом, кремнием и др.). Это покрытие обычно называют диффузионным.

Вторая группа объединяет различные металлические и керамические, так называемые покровные покрытия, которые наносятся на материал-основу принципиально различными методами.

Существует зависимость, определяющая долговечность образца с покрытием:

$$\tau_p = \tau_p^{(M)} \left[ 1 + \alpha \cdot \left\{ 1 - \left( 1 + \frac{\pi \cdot d \cdot \delta}{F} \right)^{-m} \right\} \right], \quad (3.19)$$

где  $\tau_p^{(M)} = \frac{\epsilon_p^M}{v}$  - время разрушения сплава без покрытия;

$\alpha = \frac{\epsilon_p^K}{\epsilon_p^M}$ ,  $\epsilon_p^M$  и  $\epsilon_p^K$  - деформационная способность в условиях длительного

нагружения сплава и керамики;  $\delta$  - толщина керамики;  $d$  - диаметр образца;  $v$  - средняя скорость ползучести;  $F$  - площадь образца без покрытия;  $m$  - коэффициент показывающий, угол наклона кривой разрушения образца.

Если же керамический слой многослойный, тогда для покрытия:

$$\tau_{kc} = \left[ \frac{\delta_{kc}}{\sum_{i=1}^k B \cdot \exp\left(\frac{-U_0}{T_i}\right) \cdot \sqrt{\tau_i}} \right]^2, \quad (3.20)$$

где  $\delta_{kc}$  - толщина керамического слоя;

$B$  и  $U_0$  коэффициенты зависящие от содержания алюминия;

$T_i$  - температура при различных циклах;

$\tau_i$ ;  $\tau_{общ}$  - время  $i$  цикла и общее время нагрева образца.

При учете влияния покрытий на ресурс ГТД следует отметить, что разрушение покрытия начинается с возникновением отдельных язв окислов, постепенно проникающих в глубь покрытия. Наличие ванадия и серы в топливе способствует появлению и развитию коррозионных язв.

Наиболее интенсивная язвенная коррозия наблюдается при температуре 620 - 760 °С и значительно снижается в диапазоне температур 780 - 900 °С.

Таким образом, при расчете ресурса элементов ГТД следует обоснованно выбирать тип и толщину защитных покрытий материала.

Нарушение целостности защитного покрытия приводит к резкому снижению долговечности основного материала. Рекомендаций и методик для оценки снижения долговечности рабочих лопаток из-за повреждения покрытий нет. Как и для случаев коррозионных повреждений рабочих лопаток ГТД, необходимы специальные исследования.

### 3.3. Расчет ресурса ГТУ

#### 3.3.1. Модели расчета ресурса

До последнего времени основным методом установления ресурса двигателя был метод, заключающийся в проведении длительных стендовых испытаний. В настоящее время проводить такие испытания, связанные с большими затратами времени и денег, практически невозможно, и от них постепенно отказываются. На смену старому методу, благодаря широкому внедрению вычислительной техники, пришел новый метод математического моделирования. Благодаря ему исследования проводят на ЭВМ, где моделируется поведение разрабатываемого объекта в различных ситуациях. Основой этого метода является математическая модель или несколько моделей. Под математической моделью обычно понимают взаимосвязанную совокупность аналитических и логических выражений, а также начальные и граничные условия, отражающие с определенным приближением реальные процессы функционирования объекта. *Мате-*

*математическая модель* – это информационный аналог натурального объекта, с помощью которого можно получить знания о создаваемом проекте. Считают, что способность вырабатывать предсказания является определяющим свойством модели. При построении модели процесс изменения состояния определенным образом упрощается, схематизируется. Из большого количества действующих на натуральный объект факторов выделяются основные, изменение которых может вызвать заметные изменения надежности. Модель строится только для определенного объекта, или точнее для группы однотипных объектов с учетом особенностей их будущей эксплуатации. Она должна удовлетворять следующим требованиям:

модель должна учитывать максимальное количество факторов, оказывающих влияние на ресурс объекта;

модель должна быть достаточно простой, чтобы с использованием типовых вычислительных средств получать выходные показатели ресурса в зависимости от изменения входных факторов.

Существует много классификаций моделей ресурса, одна из которых представлена ниже [12].

По принципам реализации моделей они различаются на аналитические, статистические и комбинированные (иначе функционально-статистические).

Аналитические модели содержат математические зависимости между параметрами, характеризующими ресурс ГТУ, и выходным показателем ресурса. Для получения таких зависимостей приходится ограничивать количество значимых факторов и значительно упрощать физическую картину процесса изменения ресурса. В результате аналитические модели могут с достаточной точностью описывать только сравнительно простые задачи изменения показателей расхода ресурса установок. С усложнением системы и увеличением количества факторов, влияющих на ресурс, на первый план выходят статистические модели.

Метод статистического моделирования позволяет решать многомерные задачи большой сложности за короткое время и с приемлемой точностью. С развитием вычислительной техники возможности этого метода расширяются.

Еще большими возможностями обладает комбинированный метод, который предусматривает создание функционально-статистических моделей. В таких моделях для элементов создаются аналитические модели, а система в целом моделируется в статистическом режиме.

Общей задачей моделей оценки ресурса ГТД является оценка технического состояния элементов двигателя по прочностным критериям. Под оценкой технического состояния по прочностным критериям подразумевается комплекс операций по сбору сведений о параметрах нагружения основных деталей ГТД и обработке указанных сведений по соответствующим алгоритмам и программам, в результате чего определяется степень истощения ресурса двигателя на различных этапах (за один рабочий цикл, с начала эксплуатации), а также прогнозируется время израсходования ресурса при условии, что эксплуатация ГТД будет осуществляться по некоторым, наперед заданным программам.

В качестве критического элемента ГТД чаще всего выбирается рабочая лопатка первой ступени турбины, так как она является одним из наиболее нагруженных элементов двигателя и может быть использована в качестве образца теплового и нагруженного состояния остальных узлов ГТД.

В общем виде существуют однофакторные, двухфакторные, трехфакторные модели и т.д. Увеличение количества учитываемых факторов повышает точность расчетов, но приводит к усложнению моделей.

Чем удачнее подобрана модель, чем лучше она отражает характерные особенности функционирования объекта, тем точнее будет оценен его ресурс и тем лучше обоснованы рекомендации для принятия решения.

### 3.3.2. Расчет ресурса ГТУ по упрощенным моделям

Однофакторная модель является наиболее простой и поэтому широко применяется в практической деятельности.

Достаточно широко распространена модель расчета остаточного ресурса с помощью характеристик длительной прочности без учета работы ГТД на переходных режимах.

Основное уравнение для расчёта - это уравнение Ларсона - Миллера в виде

$$p = T \cdot (c + \log(\tau)) \cdot 10^{-3}, \quad (3.21)$$

где  $p$  - параметр;  $T$  - температура металла, К;  $\tau$  - время, ч.

После преобразования уравнения (3.21) получим

$$\tau = 10^{\left[ \frac{p}{T} \cdot 10^3 - c \right]}. \quad (3.22)$$

#### Пример.

Определить назначенный ресурс лопаток газовой турбины, изготовленных из материала ЭИ-689.

Аппроксимационная зависимость параметра Ларсона-Миллера от напряжения имеет вид (материал ЭИ-689)

$$p(\sigma) = 19,382566 + 8,8567737 \cdot \log(\sigma) - 4,8990403 \cdot \log^2(\sigma), \quad (3.23)$$

где  $\sigma$  - действующее напряжение. Коэффициент запаса прочности  $k=2$ .

Напряжение в лопатке равно 12 МПа при температуре металла 1073 °К.

#### Решение:

1. Из уравнения (3.23) получим

$$p = 19,382566 + 8,8567737 \cdot \log(12 \cdot 2) - 4,8990403 \cdot \log^2(12 \cdot 2) = 24,845.$$

2. Из уравнения (3.22) длительная прочность лопатки равна

$$\tau = 10^{\left[ \frac{24,845}{1073} \cdot 10^3 - 20 \right]} = 1427,5 \text{ ч.}$$

3. При большей температуре, например, при  $T = 1173$  °К время до разрушения сокращается

$$\tau = 10^{\left[ \frac{24,845}{1173} \cdot 10^3 - 20 \right]} = 15,2 \text{ ч,}$$

а при снижении температуры металла, соответственно, увеличивается

$$\tau = 10^{\left[ \frac{24,845}{873} \cdot 10^3 - 20 \right]} = 287,9 \cdot 10^6 \text{ ч.}$$

#### Ответ:

Таким образом назначенный ресурс лопатки составил при данных температурах  $T_{1073} - 1427,5$  ч;  $T_{1173} - 15,2$  ч;  $T_{873} - 287,9 \cdot 10^6$  ч.

Обычно при таких больших значениях расчётного ресурса вводят ограничение по ресурсу других элементов ГТУ, например, подшипников. Поэтому ресурс  $4,1 \cdot 10^6$  ч считают оценочным для металла лопаток, а назначают другой ресурс в соответствии с ограничениями по остальным элементам ГТУ (как правило - это меньшая величина, например,  $1 \cdot 10^5$  ч или  $0,5 \cdot 10^5$  ч и т.п.).

В соответствии с гипотезой линейного суммирования повреждений предельно-допустимое повреждение ГТД за счет работы двигателя на  $n$  режимах может быть определено по уравнению

$$\Pi_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Pi_i, \quad (3.24)$$

где  $\Pi_i$  - предельно-допустимое повреждение ГТД на  $i$ -м режиме.

Значение  $\Pi_i$  может быть определено в соответствии с выражением, полученным на основе анализа механизма разрушения материала в зависимости от размаха деформаций, действующих напряжений и др [13]

$$\Pi_i = \frac{1}{k_i^{m_i}}, \quad (3.25)$$

где  $k_i$  - запас прочности рабочей лопатки ГТД на  $i$ -м режиме;  $m_i$  - показатель длительной прочности материала на  $i$  режиме (уровень температур  $T_i$  и напряжений  $\sigma_i$ ).

Применительно к выработке ресурса ГТД по техническому условию определяется суммарное повреждение детали, исходя из того, что общее число циклов по техническому условию

$$N_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^n n_i, \quad (3.26)$$

где  $n_i$  – общее число рабочих циклов в ГТД на  $i$ -м режиме.

Повреждение за один  $j$ -й цикл на  $i$ -м режиме определяется следующим образом:

$$\Pi_{i,j} = \frac{1}{k_i^{m_i} \cdot N_{\text{общ}}}. \quad (3.27)$$

Относительное повреждение рабочей лопатки ГТД за один  $j$ -й цикл на  $i$ -м режиме

$$\chi_i = \frac{\Pi_{i,j}}{\Pi_{\Sigma}}. \quad (3.28)$$

В процессе эксплуатации суммарное относительное повреждение ГТД по циклам нагружения определяется в соответствии с выражением

$$\chi_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \chi_i \cdot n_i. \quad (3.29)$$

Если величина  $\chi_{\Sigma}$  будет  $<1$ , то материал лопатки не достиг своего предельного состояния (не исчерпал свой ресурс) и его эксплуатация еще возможна. Если  $\chi_{\Sigma}$  будет  $=1$ , то это показывает что лопатка исчерпала свой ресурс. Если  $\chi_{\Sigma} >1$ , лопатка давно исчерпала свой назначенный ресурс и работа проходит в опасной для эксплуатации временной зоне.

### Пример

Рассматриваемые режимы циклической нагрузки ГТД и их количество по техническому условию:

Общее количество циклических нагрузок по ТУ: 5600.

Показатель степени в зависимости длительной прочности материала  $m=10$ .

Запас прочности материала при всех видах циклических нагрузок  $k=1,4$ .

Данные эксплуатации:

Вид нагрузки	Количество
Запуск	2200
Реверс	180
Переход (XX-1.0Ne) (1.0Ne-XX)	340

Определить допустимо ли такое количество циклических нагрузок или нет.

### Решение:

1. Предельно допустимое повреждение рабочих лопаток ГТД за счет воздействия циклических нагрузок

$$\sum_{i=1}^n \Pi_i = \sum_{i=1}^3 \frac{1}{k_i^{m_i}} = \frac{1}{1,4^{10}} + \frac{1}{1,4^{10}} + \frac{1}{1,4^{10}} = 0,104.$$

2. Общее количество запланированных циклических нагрузок ГТД

$$N_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^3 n_i = 5600.$$

3. Предельное повреждение материала на одном виде циклического нагружения

$$\Pi_{i,j} = \frac{1}{k_i^{m_i} \cdot N_{\text{общ}}} = \frac{1}{1,4^{10} \cdot 5600} = 6,17 \cdot 10^{-6}.$$

4. Величина относительного предельно-допустимого повреждения материала на одно циклическое нагружение

$$\chi_i = \frac{\Pi_{i,j}}{\Pi_{\Sigma}} = \frac{6,17 \cdot 10^{-6}}{0,104} = 5,95 \cdot 10^{-5}.$$

5. Величина повреждения материала лопаток ГТД под воздействием циклических нагрузок при эксплуатации

$$\chi_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \chi_i \cdot n_i = (5,95 \cdot 10^{-5} \cdot 2200 + 5,95 \cdot 10^{-5} \cdot 180 + 5,95 \cdot 10^{-5} \cdot 340) = 0,162.$$

### Ответ:

При данных циклах нагружения лопатка выработала свой ресурс на 16,2 % от назначенного.

### 3.3.3. Расчет ресурса ГТУ по многофакторным моделям

#### 3.3.3.1 Независимый учет характеристик длительной и циклической прочности

В реальных условиях эксплуатации повреждаемость, соответствующая одному циклу работы ГТД  $j$ , рассматривается как сумма повреждаемостей на стационарных  $\Pi_{\Sigma_{ст\_j}}$  и переходных  $\Pi_{\Sigma_{пер\_j}}$  режимах, т.е.

$$\Pi_{\Sigma j} = \Pi_{\Sigma_{ст\_j}} + \Pi_{\Sigma_{пер\_j}} \quad (3.30)$$

В свою очередь, если за один цикл ГТД работал на стационарном  $k$  и переходном  $q$  режимах работы, то выражение (3.30) можно видоизменить:

$$\Pi_{\Sigma j} = \sum_{k=1}^m \Pi_{\Sigma_{ст\_k}} + \sum_{q=1}^p \Pi_{\Sigma_{пер\_q}} \quad (3.31)$$

Повреждаемость на каждом стационарном режиме может быть рассчитана с использованием характеристик длительной прочности по выражению (3.31), если известны длительность режима и показатели напряженного состояния  $\sigma_i$  и  $T_i$ .

Переходные режимы работы двигателя сопровождаются изменениями температуры материала рабочей лопатки  $T_i$  и действующих в ней напряжений  $\sigma_i$ , а соответствующая им повреждаемость имеет термоциклический характер. Поэтому для определения повреждаемости на каждом переходном режиме  $q_i$  необходимо располагать показателями термоциклического нагружения и прежде всего размахом термоцикла  $\Delta T$  и размахом цикла термонапряжений  $\Delta \sigma$ , а также характеристиками термоциклической долговечности.

В этом случае повреждаемость за каждый  $q_i$  переходный процесс может быть вычислена по формуле

$$\Pi_{\Sigma_{пер\_q}} = \frac{m_{q_i}}{N_{q_i}}, \quad (3.32)$$

где  $N_q$  – термоциклическая долговечность, соответствующая термоциклу с показателями цикла  $\Delta T_q$  и  $\Delta \sigma_q$ ;  $m_q$  – количество  $q$  переходных процессов.

С учетом вышесказанного, суммарное повреждение за рабочий цикл (запуск-остановка ГТД) может быть определено в соответствии с зависимостью

$$\Pi_{\Sigma j} = \sum_{k=1}^m \frac{t_k}{\tau_{ст} \cdot (\sigma_k \cdot T_k)} + \sum_{q=1}^p \frac{m_q}{N_q} \quad (3.33)$$

Исходя из линейной гипотезы суммирования статических и циклических повреждений и предполагая аддитивное их действие, исчерпание долговечности рабочей лопатки можно выразить в следующем виде

$$\Pi_{разр} = \sum_{j=1}^w \Pi_{\Sigma j}, \quad (3.34)$$

где  $\Pi_{разр}$  – предельная повреждаемость, соответствующая разрушению материала лопатки;  $w$  – количество рабочих циклов (запусков) ГТД, соответствующее исчерпанию долговечности лопатки.

Все изложенные выше рассуждения строились на предположении о том, что предельным состоянием рабочей лопатки является ее состояние, соответствующее исчерпанию долговечности, т.е. разрушению. Однако в качестве критического состояния лопатки ГТД необходимо рассматривать состояние, соответствующее израсходованию назначенного гарантийного ресурса. В соответствии с этим, условие наступления критического состояния, т.е. условие исчерпание ресурса ГТД можно выразить равенством

$$\Pi_{рес} = \sum_{j=1}^u \Pi_{\Sigma j} = 1 \quad (3.35)$$

где  $u$  – число запусков, соответствующее исчерпанию ресурса ГТД.

### Пример

Исходные данные взяты из параграфа 3.3.2 "Расчет ресурса ГТУ по упрощенным моделям".

Определить, допустимы ли нагрузки, оказываемые на лопатки турбины.

**Решение:**

Суммарное повреждение ГТД при действии статических и циклических нагрузок:

$$\Pi_{\Sigma j} = \sum_{k=1}^m \Pi_{\Sigma ст\_k} + \sum_{q=1}^p \Pi_{\Sigma пер\_q} = 0,0143 + 0,162 = 0,1763.$$

**Ответ:**

Заданные параметры не являются критическими, и имеется большой запас рабочего времени для нашей детали, так как ресурс исчерпан на 17,63 %.

**3.3.3.2 Учет влияния переходных режимов на уменьшение напряжений длительной прочности**

Допустим, для определения длительной прочности материала используется уравнение Ларсона-Миллера (3.21). Для практических расчетов  $C=20$ .

По этому уравнению может быть определено время до разрушения материала (3.22)

Если известно время переходного режима  $\tau$  и закон изменения температуры материала от времени переходного режима ( $T(\tau)$ ), то в общем виде повреждение материала за счет снижения длительной прочности в течение переходного режима определится в соответствии с выражением

$$\left(\Pi_{пер}\right)_{\tau} = \int_0^{\tau} \frac{d\tau}{[t]} = \int_0^{\tau} \frac{d\tau}{10^{\left(\frac{const}{T(\tau)} - C\right)}}. \quad (3.36)$$

Используя выражение (3.33) и (3.36), можно определить суммарное повреждение материала (остаточный ресурс) при работе ГТД на  $m$  режимах статического нагружения и  $p$  режимах переходных процессов:

$$\tau_{ост} = \left( \frac{k}{\sum_{i=1}^m (\Pi_i)_{стат} + \sum_{j=1}^p (\Pi_j)_{перех}} - 1 \right) \cdot \left( \sum_{i=1}^m t_i + \sum_{j=1}^p t_j \right), \quad (3.37)$$

где  $\sum_{i=1}^m (\Pi_i)_{стат}$  - суммарное повреждение материала при стационарных

процессах;  $\sum_{j=1}^p (\Pi_j)_{перех}$  - суммарное повреждение материала при переходных

процессах;  $\sum_{i=1}^m t_i$  - суммарная продолжительность стационарных процессов;

$\sum_{j=1}^p t_j$  - суммарная продолжительность переходных процессов;  $k=(0,8 \div 0,95)$  ко-

эффициент, учитывающий влияние неучтенных факторов.

**Пример**

Определить количество запусков на переходном режиме

1. Уравнение Ларсона-Миллера для материала рабочих лопаток ГТД  $T \cdot (\lg[t] + 20) \approx 22$ .
2. Нарботка ГТД на статических режимах и характеристика рабочих режимов:

Режим	Нарботка двигателя на режиме, ч	Температура лопатки, °C
1,0	100	890
0,9	500	855
0,8	5000	755
0,7	4250	715

3. Характеристика переходных режимов (закон изменения температуры при запуске):

Начальная температура материала $T_n, ^\circ\text{K}$	288
Температура материала в конце запуска $T_{\text{max}}, ^\circ\text{K}$	1050
Время запуска (время роста температуры) $\Delta\tau$	30 (0,5 мин ~ 0,0083 ч)
Закон изменения температуры $T(\tau)$ от времени ( $\tau$ )	$T(\tau) = T_n + (T_{\text{max}} - T_n) \cdot \tau / \Delta\tau$ $T(\tau) = 288 + 25,5 \cdot \tau$

Упрощенно рассматривается только процесс, связанный с достижением максимальной температуры запуска, без последующего снижения температуры до параметров холостого хода.

#### Расчет:

Параметр Ларсона -Миллера принят условно постоянным  $p = 22$ .

1. Для нахождения суммарного повреждения материала при работе на статических режимах с помощью уравнения Ларсона-Миллера определяется длительная прочность материала:

Температура лопатки, $^\circ\text{K}$	Длительная прочность материала [t], ч
1163	9535
1128	$5,3 \cdot 10^5$
1028	$1,43 \cdot 10^8$
988	$1,69 \cdot 10^9$

2. Суммарное повреждение материала при статических нагрузках

$$\sum_{i=1}^m (\Pi_i)_{\text{стат}} = \frac{100}{9,535 \cdot 10^3} + \frac{500}{5,3 \cdot 10^5} + \frac{5000}{1,43 \cdot 10^8} + \frac{4250}{1,69 \cdot 10^9} = 0,0203$$

3. Повреждение материала при одном запуске ГТД

$$(\Pi_{\text{пер}})_{\tau} = \int_0^{\tau} \frac{d\tau}{[t]} = \int_0^{\tau} \frac{d\tau}{10^{\left(\frac{\text{const}}{T(\tau)} - C\right)}} = \int_0^{0,0083} \frac{d\tau}{10^{\left(\frac{22 \cdot 10^3}{288 + 25,5 \cdot \tau} - 20\right)}} = 0,00001.$$

Из уравнения (3.37) можно получить очевидное равенство

$$\left[ \frac{k}{\sum_{i=1}^m (\Pi_i)_{\text{стат}} + \sum_{j=1}^p (\Pi_j)_{\text{перек}}} - 1 \right] = 0, \text{ из которого следует}$$

$$\sum_{i=1}^m (\Pi_i)_{\text{стат}} + \sum_{j=1}^p (\Pi_j)_{\text{перек}} = k. \quad (3.38)$$

Решая последнее уравнение относительно неизвестного количества числа запусков при условии, что  $\sum_{j=1}^p (\Pi_j)_{\text{перек}} = p \cdot \Pi_{\text{перек}}$  можно получить

$$p = \frac{k - \sum_{i=1}^m (\Pi_i)_{\text{стат}}}{\Pi_{\text{перек}}} = \frac{0,95 - 0,0203}{0,00001} = 9,297 \cdot 10^4. \quad (3.39)$$

#### Ответ:

При заданном температурном графике пускового режима установка может выдержать более 90 000 запусков.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1

Основные характеристики существующих и проектируемых отечественных газотурбинных установок

Наименование	Фирма	Начало эксплуатации, год	Основные параметры			
			КПД, %	Ne, МВт	t <sub>3</sub> , °C	p <sub>3</sub> , МПа
1	2	3	4	5	6	7
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

Окончание табл.П1

1	2	3	4	5	6	7
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

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

## Механические свойства жаропрочных сплавов, применяемых для изготовления лопаток ГТД

Марка	Температура испытания , °С	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\sigma_B$ , МПа	$\delta$ , %	$\psi$ , %	$A_{\psi}$ , кг·см/см <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6	7
ЭИ-607А	20	49-63	90-106	36-44	40-42	11-18
	450	42-55	80-82	48-40	49-44	-----
	600	40-50	73-79	45-43	48-51	-----
	650	44-53	73-80	35-36	31-39	-----
	700	40-52	63-75	27-39	27-39	-----
ЭИ-607	20	65	105	24-30	28-35	10-12
	500	61	100	26	26	-----
	600	60	83	11	-----	-----
	650	55	72	7-12	10-15	-----
	700	50	68	7	6	-----
ЦЖ-24	20	76	122	31	38	10
	500	68	103	28	35	13
	600	67	98	20	29	12
	700	65	91	33	40	13
	750	64	79	26	48	11
	800	55	60	32	60	12

Продолжение табл. П2

1	2	3	4	5	6	7
ЭП-539ВД	20	83	130	14	10	2
	700	68,5	111,5	11,5	14,5	-----
	800	77	87	14	19	-----
	850	66,5	74	18	18,5	-----
	20	70-88	115-130	18-28	18-30	4-7
ЭП-800	500	65-80	110-120	20-28	22-30	5-8
	600	65-80	105-115	15-25	18-30	5-8
	700	65-80	100-110	12-23	14-25	5-8
	800	65-75	80-95	8-20	12-22	5-8
	850	60-70	70-80	10-20	14-25	5-8
	20	80	124	15,5	20	2
ЭП-738	650	77	110	24,5	27	-----
	700	74,5	92	28	31	-----
	800	73,5	92,5	24	32	-----
	850	69,5	77	19	28	-----
	20	68-72	110-123	17-18	17-27	3-4,5
ЭП-929ВД	550	63	99	19-23	23-26	-----
	600	61	97	18-21	22-23	-----
	650	61-63	98-101	15-20	22-23	-----
	700	59-63	100	20-22	23-27	-----
	750	61-63	93-97	18-20	22-24	-----
	800	54-62	81-92	17-20	20-30	-----
	850	54-59	70-76	17-26	25-39	-----

Окончание табл. П2

1	2	3	4	5	6	7
ЭП-220	20	79-81	123-130	21-17	19-15	3,3-4,6
	650	72	114	14	15	-----
	800	69	97,5	17	24	-----
	850	68	82	18	21,5	-----
ЭИ-893Л	20	49-57	68-73	13-18	16-21	4-6
	600	53	64	18	32	-----
	650	56	64	10	25	-----
	700	56	65	11	23	-----
	750	53	66	9	17	-----
	800	49	56	11	23	-----
ЛДЖ-20	20	71-87	79-74	3,3-6	11	2-3,5
	400	77	93,5	9	13	-----
	600	75	96	9,8	14	-----
	700	62-72	76-96	3,8-8,8	6-8	-----
	800	64-72	81-85	6-13	10	3
	850	63	72	7,2	19	2,8
ЖС-6К	20	82-95	95-110	2,5-7	3-13	1,5-3,5
	800	80-92	95-110	1,5-1,7	2-3,5	-----
	850	80-85	90-95	1,8-1,9	3-3,5	-----
	900	72-78	80-82	2-2,3	2,9-5	-----
	950	50-58	63-67	1,5-2,1	2-4	-----

Таблица П3

Пределы длительной прочности жаропрочных сплавов, применяемых для изготовления лопаток ГТД (Мпа)

Марка	Температура испытания, °C	Продолжительность, ч					
		1000	3000	5000	10000	20000	30000
1	2	3	4	5	6	7	8
ЭИ-607А	600	51	-----	-----	48	-----	41
	650	37	-----	-----	28	-----	24
	700	25	-----	-----	19	-----	15
ЭИ-607	650	42	-----	-----	30	-----	23
	700	29	-----	-----	17	-----	13
ЛДЖ-24	750	-----	-----	-----	22-25	-----	19-21
	800	-----	-----	-----	14	-----	11-13
ЭП-539ВД	700	48-52	45-48	44-46	44-45	39-42	-----
	800	28	23	21	19	17	-----
	850	17-20	13-15	11-13	9,5-11	7,5-9	-----
ЭП-800	700	-----	-----	-----	45	-----	40
	750	-----	-----	-----	34	-----	26
	800	-----	-----	-----	21	-----	17
	850	-----	-----	-----	13	-----	8,5
ЭП-783	650	67	62	60	56	51	-----
	700	65	51	50	48	45	-----
	750	41-43	37-39	35-37	38-35	31-34	-----
	800	28	26	24	23	22	-----

Окончание табл. ПЗ

1	2	3	4	5	6	7	8
ЭП-783	850	20	15	14	12	10	-----
	700	60	52	51	49	46	-----
ЭИ-929ВД	750	43	39	37	35	33	-----
	800	30	27	26	25	24	-----
	850	24	19	17	15	-----	-----
ЭП-220	800	35	31	30	28	-----	-----
	850	24	21	20	18	-----	-----
ЭИ-893Л	650	-----	-----	46	45	-----	-----
	700	-----	-----	32-33	29-31	28-30	27-29
	750	-----	-----	22-24	21-23	19-21	18-20
ЦЖ-20	800	-----	-----	14-16	12-15	11-13	10-12
	800	-----	-----	-----	28	-----	24
	850	-----	-----	-----	17,5	-----	14
	800	-----	-----	32	29	27	25
ЖС-6К	850	-----	-----	22	19	18	16
	900	-----	-----	13	11	9,5	8,5
	950	-----	-----	8	6,5	5,5	-----
	1000	-----	-----	4	-----	-----	-----

ЛИТЕРАТУРА

- Макаров А.А. Перспективы развития энергетики России в первой половине XXI века. М.: РАН. Известия Академии наук. Энергетика. Март-апрель №2. 2000, С.3-5.
- Ольховский Г.Г. Газотурбинные и парогазовые установки за рубежом// Теплоэнергетика.1999. №1. С.71-80.
- Лейзерович А.Ш. Некоторые современные аспекты развития теплоэнергетики Японии// Теплоэнергетика, №10, 1999, С. 71-77.
- Ивановская ГРЭС: большое будущее большого проекта. Редакционная статья// Газотурбинные технологии.1999. №2.С.3.
- Березнец П. Перспективы использования ГТЭ-110 в тепловой энергетике// Газотурбинные технологии.2000.№6.С15-17.
- Бойс М. Турбомашиностроение в следующем тысячелетии //Газотурбинные технологии.2000.№5.С.3-7.
- РТМ 108.022.101-77 Выбор материалов для деталей газотурбинных установок.
- Химушин Ф.Ф Жаропрочные стали и сплавы. М.:Металлургия,1964.
- Гецов Л.Б. Материалы и прочность деталей газовых турбин. М.: Недра,1996.
- Тешлухин Г.Н. Длительная прочность сталей и сплавов: Учеб.пособие. СПбГТУРП. СПб, 1999.
- Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. М.: Машиностроение,1984.
- Червоный А.А., Лукьященко В.И., Котин Л.В. Надежность сложных систем. Изд.2-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1976.
- Бабичев А.А. Корабельные газотурбинные энергетические установки, организация разработки и эксплуатации: Учеб.пособие/ ВМА им.Кузнецова; СПб, 1999.

## Содержание

Введение.....	3
1. Характеристики рабочего процесса газотурбинных установок, применяемых в стационарной энергетике.....	7
1.1. Классификация циклов и схем газотурбинных установок.....	-
1.2. Зависимость между параметрами рабочего процесса ГТУ.....	24
2. Расчет характеристик газотурбинных установок.....	30
2.1. Расчет характеристик однокомпрессорных ГТУ простого цикла на режиме номинальной мощности.....	-
2.2. Расчет характеристик двухкомпрессорных ГТУ простого цикла на режиме номинальной мощности.....	41
2.3. Расчет характеристик ГТУ сложного цикла на режиме номинальной мощности.....	49
2.4. Рабочий процесс ГТУ на режимах пониженной мощности.....	55
2.4.1. Теоретические основы рабочего процесса ГТУ на режимах пониженной мощности.....	-
2.4.2. Расчет характеристик ГТУ на режимах пониженной мощности.....	72
3. Расчет долговечности газотурбинных установок.....	80
3.1. Ресурс ГТУ. Основные понятия и определения.....	-
3.2. Факторы, влияющие на ресурс ГТУ.....	82
3.2.1. Длительная прочность.....	86
3.2.2. Малоцикловая усталость.....	92
3.2.3. Многоцикловая усталость.....	94
3.2.4. Коррозионная устойчивость.....	95
3.2.5. Влияние покрытий на характеристики прочности материала.....	97
3.3. Расчет ресурса ГТУ.....	99
3.3.1. Модели расчета ресурса.....	-
3.3.2. Расчет ресурса ГТУ по упрощенным моделям.....	101
3.3.3. Расчет ресурса ГТУ по многофакторным моделям.....	106
Приложение.....	112
Литература.....	119

Владимир Владимирович Рыбалко  
Алексей Андреевич Часовских

**МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РАСЧЁТА ГАЗОТУРБИННЫХ  
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК**

Учебное пособие

Редактор и корректор Н.П. Новикова

Техн. редактор Л.Я. Титова

Тем. план 2002 г., поз. №23

---

Лицензия ЛР №020410 от 14.05.97. Подп. к печати 18.04.02.

Формат 60x84/16. Бумага тип.№1. Печать офсетная.

Объём 7,5 уч.-изд.л. Усл.-печ.л.6,97. Усл.-кр.отт.7,09. Тираж  
150 экз.

Изд.№ 23. Цена "С" 23. Заказ 221

---

Ризограф Санкт-Петербургского государственного  
технологического университета растительных полимеров,  
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.