

В. Г. Злобин
А. А. Верхованцев

ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГТУ НА НОМИНАЛЬНОЙ
МОЩНОСТИ, ПОНИЖЕННОЙ МОЩНОСТИ,
РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ УСТАНОВКИ**

Практикум

Санкт-Петербург
2021

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

**«Санкт-Петербургский государственный университет
промышленных технологий и дизайна»
Высшая школа технологии и энергетики**

**В. Г. Злобин
А. А. Верхоланцев**

ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГТУ НА НОМИНАЛЬНОЙ
МОЩНОСТИ, ПОНИЖЕННОЙ МОЩНОСТИ,
РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ УСТАНОВКИ**

Практикум

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД

Санкт-Петербург
2021

УДК 621.438 (07)
ББК 31.383р
З 680

Рецензенты:

кандидат технических наук, доцент, зав. кафедры промышленной энергетики
Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета
им. С. М. Кирова

А. А. Куликов;

кандидат технических наук, доцент Санкт-Петербургского государственного
университета промышленных технологий и дизайна

А. М. Хлыновский

Злобин, В. Г., Верхованцев, А. А.

З 680 Газотурбинные установки. Методика расчета ГТУ на номинальной мощности, пониженной мощности, расчет долговечности установки: практикум / В. Г. Злобин, А. А. Верхованцев. – СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2021. – 68 с.
ISBN 978-5-91646-280-7

Практикум «Газотурбинные установки. Методика расчета ГТУ на номинальной мощности, пониженной мощности, расчет долговечности установки» предназначен для бакалавров направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» и магистров направления подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», профиля «Технология производства электрической и тепловой энергии». Материал, изложенный в практикуме, может быть использован бакалаврами направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» при изучении дисциплин «Инновационные теплогенерирующие технологии в промышленной энергетике»; «Нагнетатели и тепловые двигатели в промышленной теплоэнергетике»; «Промышленные тепловые электростанции», а также магистрами направления подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» при изучении дисциплин «Автономные энергетические установки малой мощности при производстве тепловой и электрической энергии» и «Энергетические установки высокой эффективности в производстве электрической и тепловой энергии».

УДК 621.438 (07)
ББК 31.383р

ISBN978-5-91646-280-7

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2021

© Злобин В. Г., Верхованцев А. А., 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
УЧЕБНЫЙ МОДУЛЬ 1. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК ГТУ НА РЕЖИМЕ ПОЛНОЙ МОЩНОСТИ.....	5
1.1. Методика расчета оптимальных параметров цикла ГТУ.....	6
1.2. Методика расчета параметров ГТУ на режиме полной мощности.....	8
1.3. Графическое представление и анализ результатов расчета.....	9
1.4. Расчет характеристик двухкомпрессорной ГТУ простого цикла на режиме номинальной мощности.....	11
1.5. Расчет характеристик ГТУ сложного цикла на режиме номинальной мощности.....	14
УЧЕБНЫЙ МОДУЛЬ 2. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ГТУ НА РЕЖИМАХ ПОНИЖЕННОЙ МОЩНОСТИ.....	16
2.1. Теоретические основы рабочего процесса ГТУ на режимах пониженной мощности.....	16
2.2. Характеристики турбокомпрессоров ГТУ.....	19
2.3. Расчет характеристик ГТУ на режимах пониженной мощности.....	27
УЧЕБНЫЙ МОДУЛЬ 3. РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ГАЗОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК.....	32
3.1. Ресурс ГТУ. Основные понятия и определения.....	32
3.2. Факторы, влияющие на ресурс ГТУ.....	33
3.2.1. Длительная прочность.....	36
3.2.2. Малоцикловая усталость.....	40
3.2.3. Многоцикловая усталость.....	42
3.2.3. Влияние покрытий на характеристики прочности материала.....	43
3.2.4. Коррозионная устойчивость.....	44
3.3. Расчет ресурса ГТУ.....	46
3.3.1. Модели расчета ресурса.....	46
3.3.2. Расчет ресурса ГТУ по упрощенным моделям.....	47
3.3.3. Расчет ресурса ГТУ по многофакторным моделям.....	51
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	56
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	57

ВВЕДЕНИЕ

Газотурбинные энергетические установки (ГТЭУ) как источник электрической, тепловой и механической энергии, использующий традиционное органическое топливо, возникли и существенно развились в середине XX века.

В то время как в Европе 20 – 30-е гг. прошлого века прошли под знаком развития ГТУ прерывистого горения, в Харьковском политехническом институте в газотурбинной лаборатории, организованной еще в начале 20-х годов профессором В. М. Маковским, создавались научные основы газовых турбин постоянного действия. Маковский был убежденным сторонником развития газотурбостроения по пути использования ГТУ непрерывного горения. В 1925 г. была опубликована его монография «Опыт исследования турбин внутреннего сгорания». Этой работой В. М. Маковский активизировал деятельность отечественных исследователей и конструкторов по решению проблем создания ГТД, работающих по циклу $p = \text{const}$.

Теоретические и экспериментальные исследования, выполненные В. М. Маковским и его учениками в газотурбинной лаборатории, позволили создать проект ГТУ непрерывного горения с использованием газообразного топлива. В 1936 г. проект был готов, а в 1940 г. Харьковским турбогенераторным заводом была изготовлена экспериментальная установка мощностью 735 кВт с начальной температурой газа 850 °С. Турбина имела две ступени скорости. Рабочие лопатки приварены к диску. Корпус и ротор турбины охлаждались водой. Охлаждающая ротор вода специальным насосом подавалась через один конец полого вала, проходила через радиальные сверления и кольцевую полость в диске, а также через сообщающиеся между собой радиальные каналы в рабочих лопатках и отводилась через другой конец полого вала.

Газотурбинная установка Маковского была установлена на руднике в Горловке (1941 г.). Топливом служил подземный газ, который подавался в камеру сгорания поршневым компрессором. Сюда же, в камеру сгорания, подавался необходимый для сгорания воздух при давлении 3 – 4 ата. Испытания показали, что газовая турбина может надежно работать длительное время с начальной температурой газа 815 °С при включенном охлаждении и с начальной температурой газа 600 С – при отключенном охлаждении. Создание установки В. М. Маковского дало много ценного материала для последующего строительства газотурбинных установок.

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 37 % и более) свидетельством очередного этапа революции в промышленной энергетике.

Постоянное улучшение конструкции ГТУ привели к созданию высокоэкономичных энергоблоков единичной мощностью до 1200 МВт (Костромская ГРЭС, Россия) и больше (1365 МВт, США) при высоком КПД 39 –

42 %. С учетом использования тепловой энергии для технических и бытовых нужд общий КПД таких установок достигает 60 % и выше.

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

- высокой энергоемкостью, характеризующейся удельной мощностью 1 – 3 МВт/м³ (1 – 2 МВт/т) и значительной агрегатной мощностью (50 – 100 МВт);
- приемлемой экономичностью на режимах номинальной нагрузки ($0,190 - 0,200 \frac{\text{кг}}{\text{кВтч}}$) и малым расходом ГСМ в целом;

- высокой маневренностью и готовностью к действию (экстренное приготовление к действию – 10 – 15 мин., время запуска – 120 – 180 с, время выхода на номинальный режим – 5 – 15 мин.);

- простой автоматизации процессов управления, малой трудоемкостью технического обслуживания, высокой ремонтпригодностью.

Основные положения расчета характеристик ГТУ на режиме полной мощности, на режимах пониженной мощности и расчет долговечности установок приведены в предложенном практикуме.

УЧЕБНЫЙ МОДУЛЬ 1. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК ГТУ НА РЕЖИМЕ ПОЛНОЙ МОЩНОСТИ

Целью расчета характеристик ГТУ на режиме полной мощности является получение оценок экономичности двигателя и выбор основных параметров, определяющих рабочий процесс. Этот выбор может быть произведен только с учетом предварительно сформулированной цели создания двигателей, изложенной в техническом задании (ТЗ) на проектирование.

В техническом задании указывается, для какого объекта создается 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 маневренности (время запуска, время реверса и др.), основные показатели надежности (например, назначенный ресурс установки), требуемый сорт топлива, а также ряд других показателей, от которых может зависеть оценка результатов расчета.

Перед началом расчета параметров ГТУ в соответствии с требованиями ТЗ выбирается схема установки. На этом этапе может быть принято решение о применении ГТУ сложной схемы с промощением и регенерацией или двигателя закрытого цикла. Однако для принятия подобного решения могут быть необходимы предварительные данные о параметрах ГТУ, которые можно получить только путем соответствующих расчетов.

Таким образом, расчет 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 расчет должен производиться только после выбора конкретной схемы установки.

Расчет параметров ГТУ любого цикла и любой схемы должен предваряться расчетом оптимальных параметров цикла. Это необходимо для того, чтобы выявить диапазон изменения допустимых параметров цикла, который может заметно меняться в зависимости от назначения ГТУ и выбранной схемы.

1.1. Методика расчета оптимальных параметров цикла ГТУ

Расчет выполняется при известных параметрах рабочего тела, которые задаются в ТЗ. Примерный состав исходных параметров приведен в приложении, табл. 1.1.

Для расчета степени повышения давления в цикле, при которой обеспечивается максимальная полезная работа, используют следующее уравнение:

$$\pi_{optim}^l = 2m \sqrt{\eta_{ik} \eta_{it} \lambda}, \quad (1.1)$$

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

Зависимость внутренней полезной работы ГТУ (в относительных единицах) от степени повышения давления показана на рис. 1.1.

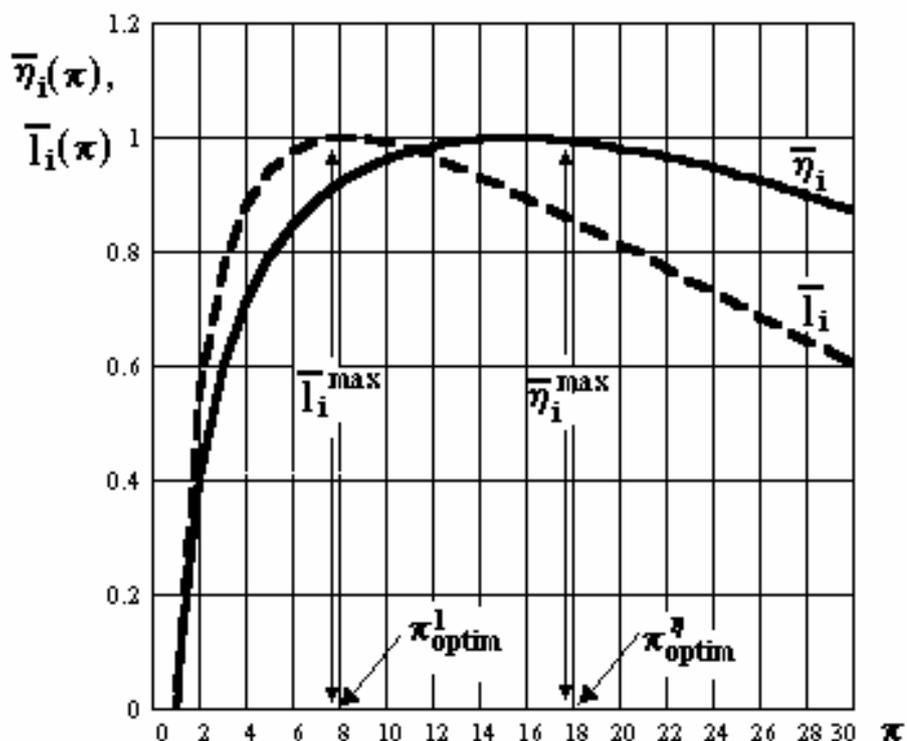


Рис. 1.1. Зависимость внутренней полезной работы и КПД ГТД в действительном цикле от степени повышения давления

Для наглядности ниже приведены численные примеры расчета оптимальных параметров ГТУ.

Пример: Определить оптимальную степень повышения давления действительного цикла ГТУ, обеспечивающую получение максимальной полезной работы при следующих исходных данных: $T_1 = 288 \text{ K}$; $T_3 = 1273 \text{ K}$; $\eta_{ik} = \eta_{it} = 0,89$; $m = (k-1) / k = 0,286$.

Решение:

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

Ответ: при $\pi = 8,80$ полезная работа цикла будет максимальной. Для нахождения степени повышения давления, при которой достигается максимальный КПД цикла, используется следующее выражение:

$$\pi_{optim}^\eta = \left[\frac{2 \cdot a + \sqrt{4a^2 - 4ab(a-b+1)}}{2ab} \right]^{-\left(\frac{1}{m}\right)}, \quad (1.2)$$

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

Пример: (образец расчета (исходные данные по вариантам представлены в приложении, табл. 1)): найти значение степени повышения давления действительного цикла, при котором КПД ГТУ будет максимальным для следующих исходных данных:

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

Решение:

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

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

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

$$= \left[\frac{2 \cdot 3,423 + \sqrt{4 \cdot 3,423^2 - 4 \cdot 3,423 \cdot 3,976(3,423 - 3,976 + 1)}}{2 \cdot 3,423 \cdot 3,976} \right]^{-0,291} = 18,821.$$

Ответ: при $\pi_k = 18,821$ КПД цикла будет максимальным.

Из рис. 1.1 видно, что максимальные значения полезной работы и КПД достигаются при различных степенях повышения давления. Это объясняется влиянием на величину подведенного тепла q_1 и, следовательно, влиянием на КПД температуры воздуха за компрессором T_2 (температурой газа перед соплами турбины T_3).

1.2. Методика расчета параметров ГТУ на режиме полной мощности

Существует несколько методик расчета 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 методики тепловых диаграмм, предложенные И. И. Кирилловым и И. В. Котляром, удобна и проста для освоения методика, созданная Г. Г. Жаровым, в которой широко используются вспомогательные таблицы.

Авторы различных методик отмечают, что в предварительных оценках параметров ГТУ наиболее прост и удобен при достаточной точности, аналитический способ расчета при постоянных теплоемкостях воздуха и газа.

Неоднократно проверено, что допущение о постоянстве теплоемкостей при различных температурах рабочего тела оказывается правомочным, т. к. дает в результате некоторое незначительное занижение коэффициента полезного действия ГТУ. Таким образом, данная методика позволяет иметь определенный «запас» в экономичности, что для предварительных оценок характеристик ГТУ вполне оправдано и даже удобно. Рассмотрим на конкретном примере алгоритм расчета параметров однокомпрессорного ГТУ, схема которого показана на рис. 2.

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

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

Эту информацию можно получить из технической и справочной литературы, а также из характеристик установки, принятой в качестве аналога. Все исходные данные, которые обычно известны перед началом расчета, представлены в общем блоке исходной информации приложения, табл. 1.

В алгоритме использованы условные обозначения:

$c_{pk} = c_{pв}$ – средняя теплоемкость воздуха при сжатии в компрессоре, кДж/(кг·К);

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

$m_k = \frac{k_k - 1}{k_k}$, $m_t = \frac{k_t - 1}{k_t}$ – коэффициент;

$\beta^* = (1 + \beta)$ – величина, учитывающая увеличение массы рабочего тела за счет подачи топлива в камеру сгорания;

$\sigma = 1 - \frac{\Delta p}{p}$ – коэффициент гидравлических сопротивлений, где Δp –

абсолютная величина гидравлических сопротивлений на определенном участке газоздушного тракта ГТУ;

p – давление воздуха или газа на входе в участок газоздушного тракта, МПа.

Алгоритм расчета представлен в приложении, в табл. 1.2. Расчеты производить при $\pi_k = 2 \div 42$ с шагом 2. По результатам расчетов построить графики зависимостей $\eta(\pi); l(\pi); d(\pi); b(\pi)$.

Как отмечено выше, алгоритм расчета параметров ГТУ может заметно меняться при изменении схемы двигателя. Поэтому для нескольких наиболее распространенных схем ГТУ созданы отдельные программы расчета. Каждая программа снабжена подробными комментариями, которые позволяют пользователю самостоятельно получить требуемые характеристики двигателей.

1.3. Графическое представление и анализ результатов расчета

Как известно, зависимости КПД и полезной работы от степени повышения давления изображаются в виде кривых с явно выраженными максимумами. Это позволяет выбирать значение π_k оптимальным в зависимости от поставленной перед проектантом цели.

Так, например, если в техническом задании требуется разработать ГТУ с максимальным КПД, то, очевидно, придется выбирать π_{optim}^n (см. рис. 1.2), чтобы обеспечить максимальную экономичность на режиме номинальной мощности. При необходимости выбрать установку для «пиковых нагрузок» следует принять π_{optim}^l , так как двигатель получается минимальных размеров, но его экономичность будет несколько хуже, чем в предыдущем случае.

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

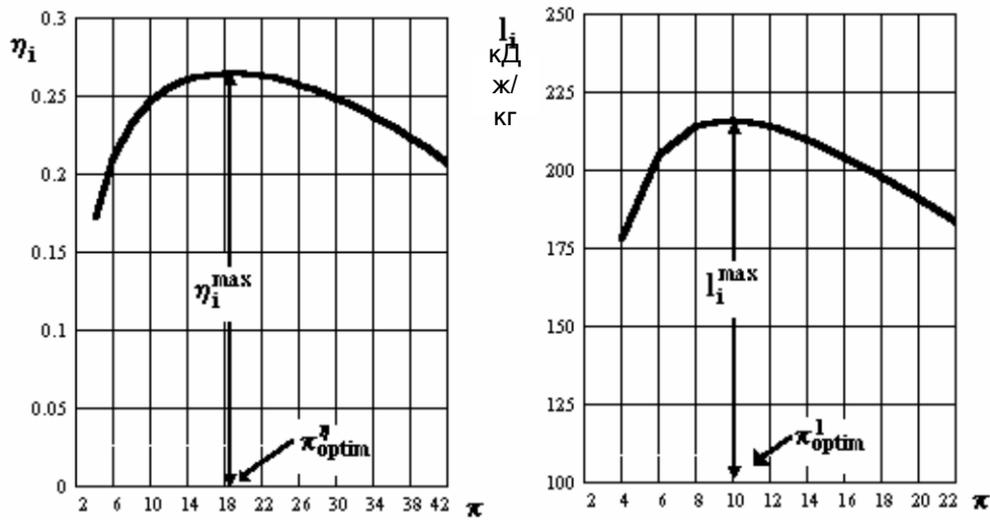


Рис. 1.2. Зависимости КПД и полезной работы от степени повышения давления

Известно, что ресурс лопаточного аппарата турбины высокого давления во многом определяется температурой металла рабочих лопаток первой ступени на номинальной мощности. Эта температура при прочих равных условиях (определенная 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 ρ и величиной теплоперепада в ТВД. Однако, в свою очередь, степень реактивности ступени связана с оптимальным значением параметра Парсона U/C_0 , который определяет возможность получения максимального КПД турбинной ступени.

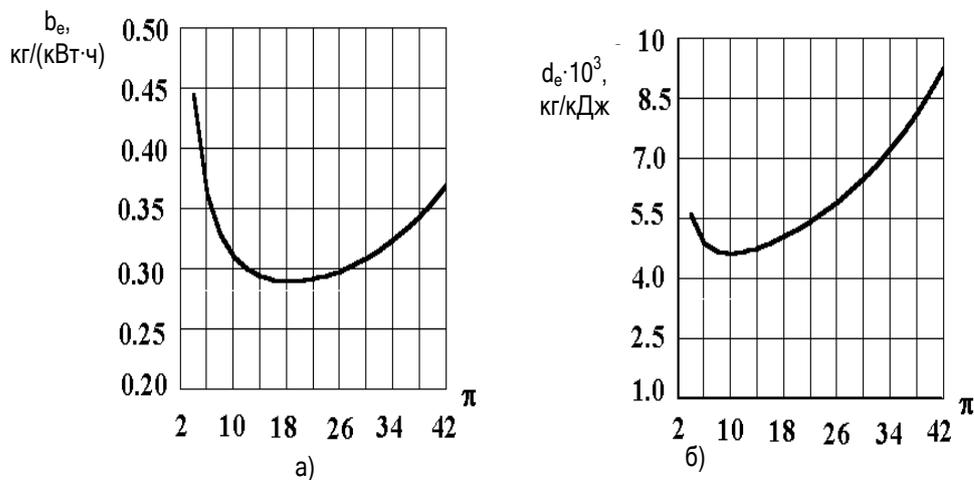


Рис. 1.3. Зависимости удельных расходов топлива (а) и воздуха (б) от степени повышения давления

Как следует из приведенных примеров, окончательный выбор параметров двигателя может потребовать неоднократного повторения расчетов по алгоритму, приведенному в приложении, табл. 1.2. Каждый расчет будет уточнять характеристики ГТУ при новой исходной информации в соответствии с задачами, которые стоят перед проектантом.

Рассмотренный алгоритм расчета ГТУ на режиме номинальной мощности пригоден для установки рассмотренной выше схемы. При расчете, 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.

Приведенный в приложении, табл. 1.2 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.

1.4. Расчет характеристик двухкомпрессорной ГТУ простого цикла на режиме номинальной мощности

Рассмотрим на конкретном примере алгоритм расчета параметров ГТУ, схема которой показана на рис. 1.4.

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.

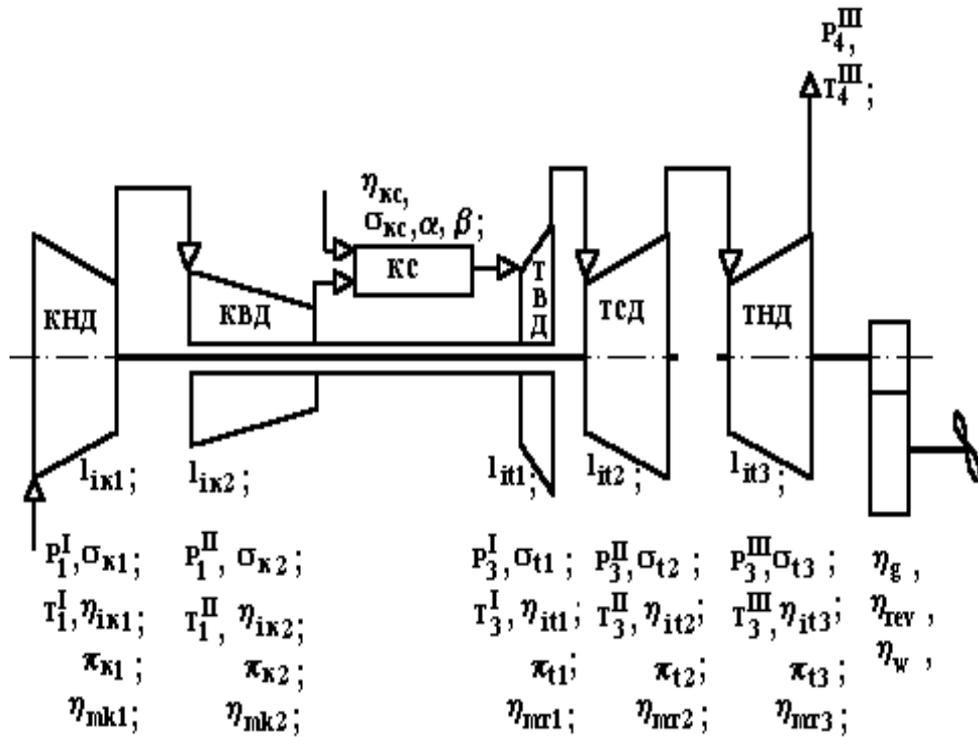


Рис. 1.4. Принципиальная схема двухкомпрессорной ГТУ с условными обозначениями параметров рабочего процесса

При использовании исходных значений параметров рабочего процесса, указанных в приложении, табл. 1, алгоритм расчета двухкомпрессорной установки на режиме номинальной мощности выполняется по уравнениям, аналогичным тем, которые были показаны выше. Однако имеются некоторые особенности. Так, в частности, при вычислении полезной работы ГТУ, создаваемой турбиной высокого давления, приходится решать последовательно два уравнения. Первое из них (1.3) неявно определяет искомую переменную $\Delta\theta_1$, содержащую степень понижения давления в этой турбине. Второе уравнение (1.4) дает 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 определен только после того, как будут вычислены параметры газа за турбиной высокого давления, т. е. рассчитана величина полезной работы.

Для того чтобы разрешить указанную неопределенность, получено уравнение (1.3), содержащее искомую переменную в неявном виде:

$$\frac{l_{ик1}}{c_{pt}\beta^*\eta_{и2}\left\{1-\left[\pi^{m_t}(1-\Delta\theta_1)\right]^{-1}\right\}}-T_{31}(1-\eta_{ит1}\Delta\theta_1)=0, \quad (1.3)$$

$$l_i = c_{pt}T_{31}\beta^*\eta_{ит1}\Delta\theta_1 - l_{ик2}, \quad (1.4)$$

где $\Delta\theta_1 = 1 - \pi_{11}^{-m_1}$ – относительный температурный перепад в ТВД; π – общая степень повышения давления в цикле.

Решение уравнения (1.3) можно выполнить методом последовательных приближений, задавая начальным значением корня $\Delta\theta_1 = 0,1$. Путем постепенного увеличения этого параметра можно найти такое значение, при котором уравнение превратится в тождество. Найденное значение корня следует подставить в уравнение (1.4) 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 π . В полном объеме алгоритм расчета представлен в приложении, табл. 1.3.

Как и в предыдущем случае, после расчета 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 расчетов и позволяет выбирать оптимальные значения параметров установки.

Дополнительно для ГТУ рассматриваемой схемы после выбора π может возникнуть необходимость распределить степени повышения давления между компрессорами (расчет представлен в приложении, табл. 1.3), чтобы согласовать параметры компрессоров и турбин или чтобы обеспечить назначенный ресурс двигателя.

Как известно, долговечность лопаточного аппарата турбины высокого давления 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 ρ и величиной теплоперепада в ТВД. Для снижения температуры газа, поступающего на рабочие лопатки, необходимо при невысокой и постоянной степени реактивности ступени ($\rho = const$) повышать теплоперепад на ТВД, что потребует соответственного увеличения π_{k2} . Во многих двухкомпрессорных ГТУ принято, что $\pi_{k2} > \pi_{k1}$.

При одинаковых величинах π_{k2} и π_{k1} в двигателе 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 π_{k2} уменьшается объемный 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 давления. Это вызовет необходимость увеличения числа ступеней турбины и при

ограниченной температуре металла рабочих лопаток приведет к вынужденному уменьшению теплоперепада на ТВД. В результате придется снижать π_{k2} .

Как следует из приведенных примеров, окончательный выбор параметров двигателя может потребовать неоднократного повторения расчетов по алгоритму, приведенному в приложении, табл. 1.3. Каждый расчет будет уточнять характеристики ГТД при новой исходной информации в соответствии с задачами, которые стоят перед проектантом.

1.5. Расчет характеристик ГТУ сложного цикла на режиме номинальной мощности

Как отмечено выше, что сложный цикл ГТД применяется в том случае, когда возникает необходимость повысить экономичность установки и нет существенных ограничений на ее массогабаритные характеристики и стоимость. Газотурбинная установка, схема которой показана на рис. 1.5, при прочих равных условиях сложнее в производстве и эксплуатации.

При расчете параметров установки требуется дополнительная информация в виде величины недоохлаждения воздуха перед КВД $\Delta T_{ox} = T_1'' - T_1'$, где T_1'' – температура воздуха на всасывании КВД после его охлаждения в промежуточном охладителе (ПО). При уменьшении величины недоохлаждения снижается работа сжатия компрессора высокого давления, но одновременно растет поверхность теплообмена ПО и увеличиваются затраты энергии на охлаждение воздуха. Значение величины ΔT_{ox} в каждом конкретном случае должно уточняться путем проведения нескольких расчетов 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 растет 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 газоздушном тракте установки. Это может несколько понизить полезную работу цикла и тем самым уменьшить эффект от усложнения цикла.

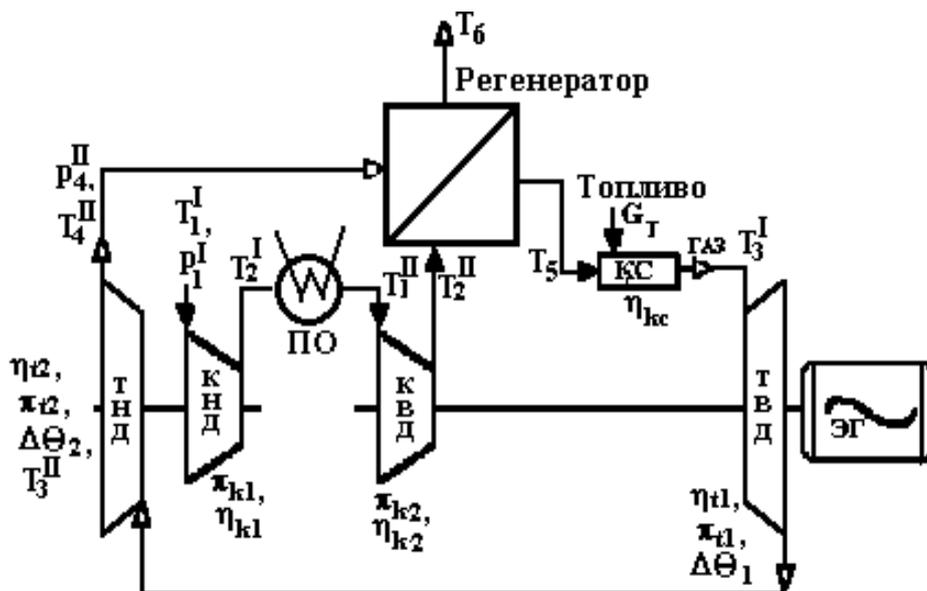


Рис. 1.5. Принципиальная схема ГТУ сложного цикла с условными обозначениями параметров

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 π между компрессорами остается 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, четырех: $T_3, \pi, \Delta T_{ox}, r$), с учетом соответствующего распределения π между компрессорами, требует дополнительного исследования. В простейшем случае можно ограничиться несколькими вариантами расчета с последующим выбором наилучшего. Важно при этом учитывать существующие ограничения по стоимости и массогабаритным параметрам создаваемого двигателя.

УЧЕБНЫЙ МОДУЛЬ 2. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ГТУ НА РЕЖИМАХ ПОНИЖЕННОЙ МОЩНОСТИ

2.1. Теоретические основы рабочего процесса ГТУ на режимах пониженной мощности

Расчетный режим работы стационарных ГТУ – это, как правило, номинальный режим, параметры которого устанавливаются в техническом задании (ТЗ) на проектирование, обеспечиваются конструкцией и выбранными параметрами и проверяются на приемочных испытаниях. Однако на расчетном режиме установки при функционировании по назначению работает только незначительная часть назначенного ресурса, иногда не более $0,5 \div 1,0$ %. 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 ГТУ на таких режимах должны быть тщательно изучены и предсказуемы, а сами установки 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 нерасчетными режимами, тем самым, подчеркивая их отличие от номинального расчетного 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 обеспечению устойчивости и достижению высокой экономичности установки в требуемом диапазоне изменения мощности.

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

$$N_e = G_g \cdot l_e, \quad (2.1)$$

где G_g – расход газа через турбину, кг/с; l_e – полезная работа турбины, кДж/кг.

Получение мощности ГТУ ниже номинальной происходит путем 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 установки, но и снижением мощности, подводимой к

компрессору, что неизбежно вызывает изменение его частоты вращения. Производительность осевого компрессора прямо пропорциональна частоте вращения ротора и поэтому подача воздуха в камеру сгорания уменьшается.

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

$$\frac{G_g}{G_{g0}} = \sqrt{\frac{T_{30}}{T_3}} \cdot \frac{p_3}{p_{30}} \cdot \sqrt{\frac{1-e^{-2}}{1-e_0^{-2}}}, \quad (2.2)$$

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:

$$l_e \approx c_{pt} \cdot T_3 \cdot \eta_{it} \cdot (1 + \beta) \cdot \left(1 - e^{-\frac{k-1}{k}} \right). \quad (2.3)$$

Если упростить уравнение (2.2) путем объединения всех параметров с индексом «0» в общую константу, то можно записать:

$$\frac{G_g \cdot \sqrt{T_3}}{p_3} = K \cdot \sqrt{1 - e^{-2}}, \quad (2.4)$$

где $K = \frac{G_{g0} \cdot \sqrt{T_{30}}}{p_{30} \cdot \sqrt{1 - e_0^{-2}}}$.

Обозначим давление газа на выходе из турбины p_4 и примем его равным атмосферному на всех режимах работы ГТУ, т. е. $p_4 = p_{40} \approx 0,981 \cdot 10^5 \text{ Pa} (1 \text{ кг/см}^2)$. Тогда в выражении (2.4) можно принять $p_3 = p_{30} / p_{40} = e$. Это приведет к дальнейшему упрощению уравнения (2.4):

$$\frac{G_g \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{e^2 - 1}} = K = const. \quad (2.5)$$

С использованием этого уравнения проанализируем возможности двух способов регулирования мощности ГТУ на частичных нагрузках: 1 – количественного, т. е. $G_g = var; l_e = const$; 2 – качественного, т. е. $G_g = const; l_e = var$.

Как следует из (2.3), поддержание постоянного значения полезной работы ГТУ при количественном способе регулирования мощности можно обеспечить только за счет согласованного изменения температуры газа T_3 и степени понижения давления e . Причем это изменение должно удовлетворять также уравнению (2.5), откуда следует, что при понижении мощности за счет уменьшения расхода газа G_g отношение $\frac{\sqrt{T_3}}{\sqrt{e^2 - 1}}$ должно возрасти. Даже при

наличии регулируемого соплового аппарата в турбине выполнить такое согласование параметров будет затруднительно. Не исключено, что при этом потребуются увеличивать температуру газа перед соплами турбины выше

номинальной. Все эти обстоятельства делают количественное регулирование мощности ГТУ открытого цикла неосуществимым на практике.

Как частный случай количественного регулирования можно рассмотреть способ, при котором на всех режимах частичных нагрузок ГТУ поддерживается постоянная температура газа. При условии $T_3 = const$ из (2.3) следует $\frac{G_g}{\sqrt{e^2 - 1}} = const$. Это

означает, что на всех режимах ниже номинального в установке 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 установки на частичных нагрузках по сравнению с другими способами регулирования.

Аналогичный результат получается при другом частном случае количественного регулирования мощности $e = const$. Как следует из (2.3), для достижения такого закона регулирования необходимо, чтобы на всех режимах пониженной мощности выполнялось условие $G_g \cdot \sqrt{T_3} = const$. Это предполагает с понижением мощности ГТУ либо увеличение производительности компрессора, либо повышение температуры газа выше номинального значения. То и другое явно неприемлемо.

Использование качественного способа регулирования мощности ГТУ на частичных нагрузках требует, чтобы на всех режимах обеспечивался постоянный расход воздуха через компрессор. Изменение мощности будет достигаться путем понижения температуры газа и изменения степени расширения газа в турбине. Причем, как это видно из (2.5), указанные параметры должны изменяться согласованно, в соответствии с уравнением $\frac{\sqrt{T_3}}{\sqrt{e^2 - 1}} = const$. Обеспечить такое

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

Уравнение (2.5) 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, путем его стравливания в запасные емкости, и тем самым снижать расход рабочего тела. Это вызовет понижение мощности ГТУ (см. формулу (2.1)). Для повышения мощности потребуются вспомогательным компрессором системы регулирования добавить из запасных баллонов сжатый газ в цикл.

Выполненный анализ способов регулирования мощности ГТУ позволяет сделать следующие выводы:

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

2) в ГТУ открытого цикла осуществим только смешанный способ регулирования мощности на частичных нагрузках, когда с уменьшением подачи топлива в камеру сгорания меняется расход рабочего тела и все параметры

двигателя. Отсюда следует, что невозможно обеспечить КПД ГТУ на частичных нагрузках таким же, как и на номинальной мощности;

3) 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.

2.2. Характеристики турбокомпрессоров ГТУ

Простейший турбокомпрессор. Принципиальная схема простейшего турбокомпрессора (ТК), состоящего из компрессора, камеры сгорания и турбины, была приведена на рис. 2.1.

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 путем расчета и наложения на эту характеристику линии статических рабочих режимов.

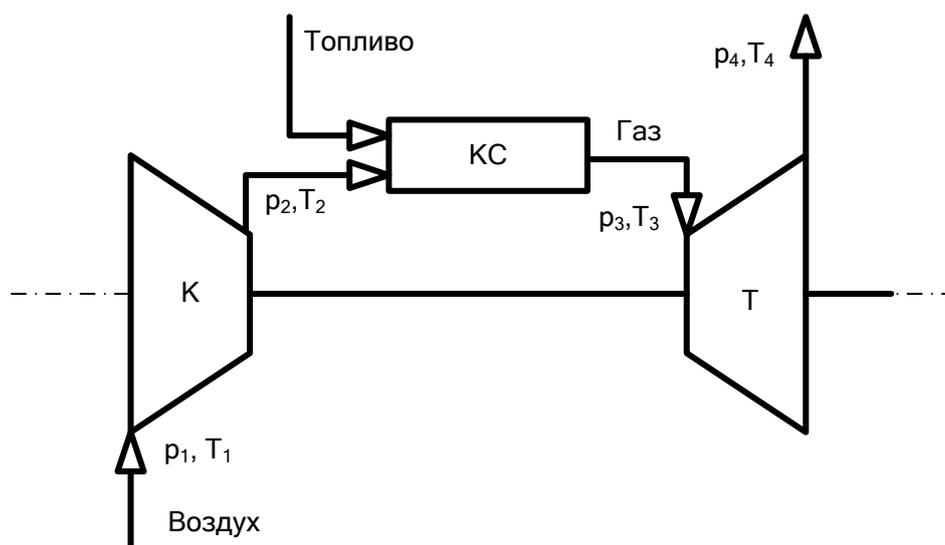


Рис. 2.1. Принципиальная схема простейшего ГТД:
К – компрессор; КС – камера сгорания; Т – турбина

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

Параметры на границе помпажа на универсальной характеристике вычисляются по зависимостям, полученным для обобщенного многоступенчатого осевого компрессора. При использовании этих уравнений первоначально по расчетным значениям приведенного расхода воздуха и степени повышения давления вычисляется приведенная частота вращения компрессора. Все параметры в этих уравнениях подставляются в относительных единицах:

$$\overline{n_{np}} = 0,1416 + 1,1471 \cdot Y - 0,3085 \cdot Y^2 + (0,7711 - 2,3499 \cdot Y + 1,22 \cdot Y^2) \cdot X + (0,1454 + 0,9193 \cdot Y - 0,6844 \cdot Y^2) \cdot X^2$$

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

степень повышения давления в компрессоре; $X = \frac{G/G_0 \cdot \sqrt{T_1/T_{10}}}{p_1/p_{10}}$ – относительный приведенный 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 «0» соответствует значениям параметров на номинальном режиме работы.

Параметры компрессора на границе помпажа вычисляются по уравнениям:

$$Y^{помпаж} = (-0,003402 + 0,19002384 \cdot \overline{n_{np}}) / (1 + 1,744562 \cdot \overline{n_{np}} + 0,869701 \cdot \overline{n_{np}}^2) \quad (2.6)$$

$$X^{помпаж} = -0,79569 + 3,789277 \cdot \overline{n_{np}} - 4,29138 \cdot \overline{n_{np}}^2 + 2,191142 \cdot \overline{n_{np}}^3, \quad (2.7)$$

$$\overline{n_{np}} = \frac{n/n_0}{\sqrt{T_1/T_{10}}}$$

где $\overline{n_{np}}$ – относительная приведенная частота вращения компрессора, вычисленная по уравнению (2.6).

Коэффициент запаса устойчивости компрессора определяется по уравнению:

$$\Delta K_y = (K_y - 1) \cdot 100 = \left(\frac{Y^{помпаж} \cdot X}{Y \cdot X^{помпаж}} - 1 \right) \cdot 100, \quad (2.8)$$

где $Y^{помпаж}$, $X^{помпаж}$ – относительная степень повышения давления и относительный приведенный расход воздуха в компрессоре, определенные по универсальной характеристике компрессора на границе помпажа при $\overline{n_{np}} = const$, например, с помощью уравнений (2.7); Y , X – относительная степень повышения давления и относительный приведенный 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:

$$G_k \cdot \beta^* = G_T, \quad (2.9)$$

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
$$\pi_k = \frac{p_3}{p_1} = A \cdot q(\lambda_1) \cdot \sqrt{\frac{T_3}{T_1}} \quad (2.10)$$

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; $g = \sqrt{\frac{k \cdot 2}{R \cdot (k+1)}}$ – константа; k – показатель адиабаты; $R = 287,2$ — газовая постоянная, Дж/(кг·К); $\beta^* = 1 + \beta$ – коэффициент учета массы топлива в цикловом воздухе.

Все величины в (2.10) необходимо подставлять в параметрах торможения. 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:

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

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:

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

где $\lambda_1 = c_1 / \alpha_{кр}$ – коэффициент скорости на входе в компрессор. Коэффициент скорости можно определить через параметр динамического подобия: $M_1 = c_1 / a_1$:

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

c_1 – осевая скорость воздуха во входном сечении компрессора, м/с; $a_{кр}$ – критическая скорость воздуха в этом же сечении, м/с; $a_1 = \sqrt{k \cdot R \cdot T_1}$ – 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.

Расчет по приведенным 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

$$\bar{q}(\lambda_1) = q(\lambda_1) / q(\lambda_{10}) \text{ совпадает с величиной } X = \frac{G/G_0 \cdot \sqrt{T_1/T_{10}}}{p_1/p_{10}} -$$

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

Расчет по уравнению (2.10) дает возможность построить на характеристике компрессора линии $T_3/T_1 = const$. 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 $l_k = l_t \cdot \beta^*$, откуда следует:

$$c_{pk} T_1 \frac{1}{\eta_{ik}} \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = c_{pt} \beta^* \eta_{it} \eta_{m.tk} T_3 \left(1 - e_t^{\frac{k-1}{k}} \right). \quad (2.11)$$

Из выражения (2.11) можно найти отношение температур T_3/T_1 :

$$\frac{T_3}{T_1} = \frac{c_{pk} \cdot \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{c_{pt} \cdot \eta_{ik} \cdot \eta_{it} \cdot \eta_{m.tk} \cdot \beta^* \cdot \left(1 - e_t^{\frac{k-1}{k}} \right)}. \quad (2.12)$$

Подставив (2.12) в (2.10), получим искомое уравнение:

$$\pi_k = A \cdot q(\lambda_1) \sqrt{\frac{c_{pk} \cdot \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{c_{pt} \cdot \eta_{ik} \cdot \eta_{it} \cdot \eta_{m.tk} \cdot \beta^* \cdot \left(1 - e_t^{\frac{k-1}{k}} \right)}}, \quad (2.13)$$

которое в неявном виде связывает степень повышения давления π_k в компрессоре и расход воздуха (в виде газодинамической функции

расхода $q(\lambda_1)$) для случая, когда полезная работа на валу равна нулю. Уравнение (2.13) определяет линию рабочих режимов для случая, когда нагрузкой турбины служит только компрессор. Результаты расчета показаны на рис. 2.2.

Как показано (см. рис. 2.2), при уменьшении режима работы от номинального линия статических рабочих режимов смещается от точки А и последовательно пересекая изотермы приближается к границе помпажа.

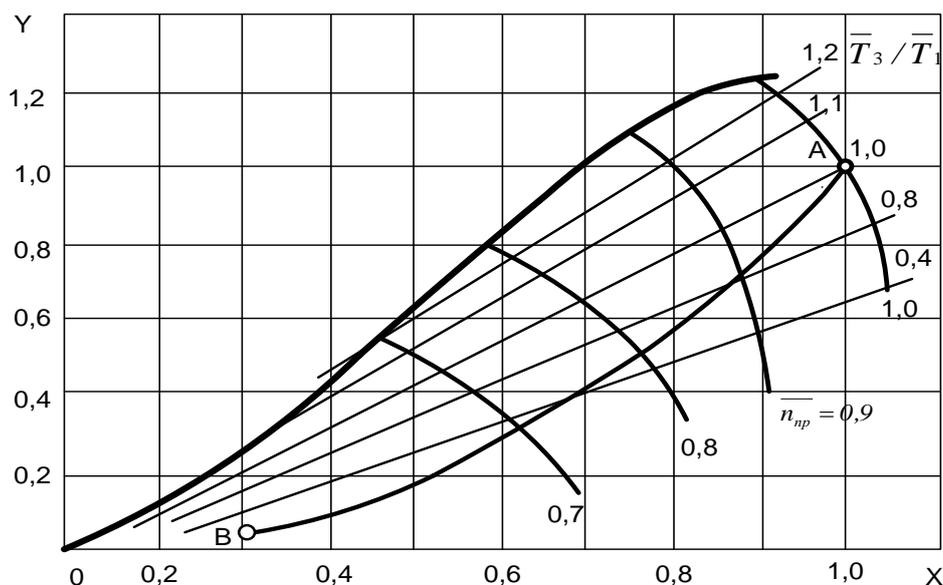


Рис. 2.2. Линия статических рабочих режимов ТК на универсальной характеристике компрессора

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

– КПД компрессора:

$$\bar{\eta}_k = \frac{\eta_k}{\eta_{k0}} = 0,4513 + 1,8090 \cdot \bar{n}_{np} - 2,4317 \cdot \bar{n}_{np}^2 + (-2,2014 + 10,4975 \cdot \bar{n}_{np} - 5,8354 \cdot \bar{n}_{np}^2) \cdot Y + (-8,6302 + 10,3877 \cdot \bar{n}_{np} - 3,0437 \cdot \bar{n}_{np}^2) \cdot Y^2 \quad (2.14)$$

– КПД турбины:

$$\bar{\eta}_t = \frac{\eta_t}{\eta_{t0}} = \bar{\eta}_t^{-(1)} \cdot \bar{\eta}_t^{-(2)} \quad (2.15)$$

где $\bar{\eta}_t^{-(1)} = \bar{x}_t \cdot (2 - \bar{x}_t)$; $\bar{x}_t = \frac{\bar{n}_t}{\sqrt{\bar{H}_t}}$ – относительное изменение отношения скоростей в турбине; \bar{n}_t – относительное изменение частоты вращения турбины; \bar{H}_t – относительное изменение теплоперепада в турбине;

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

$$\eta_{mi} = 1 - (1 - \eta_{M10}) \cdot \frac{\overline{n}_i^{-\alpha}}{\overline{N}_i}, \quad (2.16)$$

где η_{M10} – механический КПД турбины на номинальном режиме работы; \overline{N}_i – относительная мощность турбины; \overline{n}_i – частота вращения турбины; $\alpha = 1,5$ при учете потерь только в подшипниках турбины и $\alpha = 1,8$ при учете общих потерь энергии в подшипниках и в передаче (редукторе); $\overline{e}_i = \frac{e_i}{e_{i0}}$ – относительная

степень понижения давления в турбине.

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

Двухкомпрессорный турбокомпрессор прямой схемы. Турбокомпрессор, содержащий два последовательно расположенных осевых компрессора с индивидуальным приводом от турбин высокого и низкого давления соответственно, широко применяется в ГТУ (рис. 2.3). Подобную схему соединения турбомашин называют прямой.

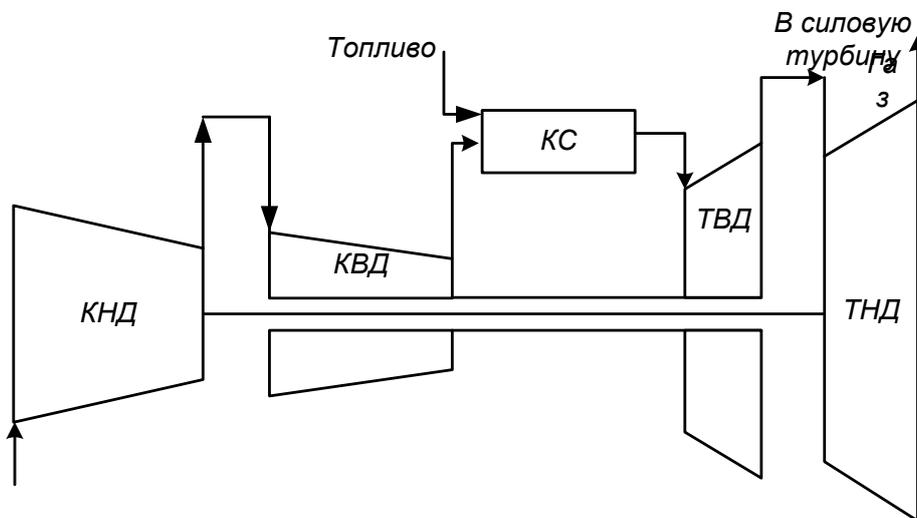


Рис. 2.3. Двухкомпрессорный ТК прямой схемы

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 также 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).

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

$$Y_1 = \frac{\bar{G}_{np1} \cdot \bar{e}_{t1}^{-\frac{2-m_t}{2}} \cdot \sqrt{\bar{T}_{31}} \cdot \pi_{k10} / \pi_{k2}^{-1}}{\pi_{k10} - 1}, \quad (2.17)$$

где $Y_1 = \frac{\pi_{k1} - 1}{\pi_{k10} - 1}$ – приведенная степень повышения давления на универсальной характеристике КНД; $\bar{G}_{np1} = X_1$ – относительный приведенный расход воздуха через КНД; \bar{e}_{t1} – относительная степень понижения давления в ТВД; \bar{T}_{31} – относительное значение температуры газа перед соплами ТВД; π_{k10} – степень повышения давления в КНД; π_{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:

$$Y_2 = \frac{\bar{G}_{np2} \cdot \sqrt{\bar{T}_{31}} \cdot \sqrt{1/\pi_{k1}^{-m_k}} \cdot \pi_{k20} - 1}{\pi_{k20} - 1}, \quad (2.18)$$

где $\bar{G}_{np2} = X_2$ – относительный приведенный расход воздуха через КВД; π_{k20} – степень повышения давления в КВД на номинальном режиме; π_{k1} – относительная величина степени повышения давления в КНД.

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

$$Y_2^{помпаж} = 1,95 \cdot (\bar{n}_{np} - 0,216)^{2,238};$$

$$X_2^{помпаж} = -4,84 + 18,35 \cdot \bar{n}_{np} - 21,47 \cdot \bar{n}_{np}^{-2} + 8,89 \cdot \bar{n}_{np}^{-3} \quad (2.19)$$

где \bar{n}_{np} – относительная приведенная частота вращения компрессора.

Для компрессора низкого давления используется уравнение (2.7).

При известных параметрах двухкомпрессорного ТК на номинальном режиме для расчета линии статического режима могут быть использованы различные алгоритмы, например, предложенный Б. В. Ребровым. Результаты расчета показаны на рис. 2.4 и 2.5.

Как видно на рис. 2.4 и 2.5, линия статических рабочих режимов на характеристиках компрессоров расположена не одинаково. На характеристике КНД она пересекает границу помпажа, что свидетельствует о потере устойчивости этим компрессором при уменьшении режима ниже определенного значения. Потеря устойчивости вызывается уменьшением коэффициента расхода на первых ступенях КНД вследствие рассогласования характеристик ступеней при уменьшении частоты вращения и степени повышения давления

компрессора. Снижению запаса устойчивости способствует ужесточение характеристики сети – в данном случае это КВД и весь газоздушный тракт, включая камеру сгорания и турбины.

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.

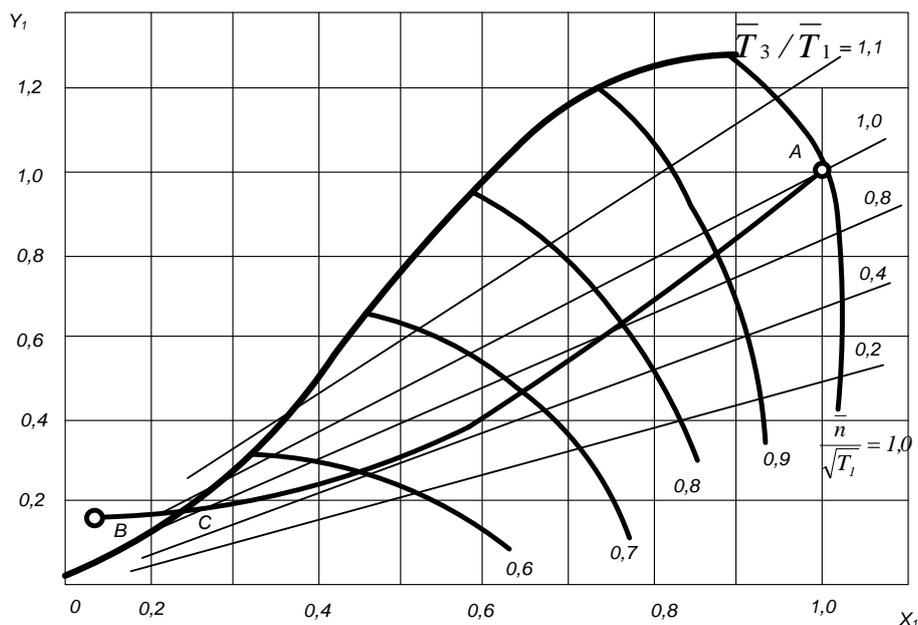


Рис. 2.4. Универсальная характеристика КНД с линией статических рабочих режимов ТК

На характеристике КВД запасы устойчивости во всем 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 определенной схемы, а также принятым законом регулирования мощности.

Как уже отмечалось, в двигателях открытого цикла практически осуществимо только смешанное регулирование мощности, при котором невозможно обеспечить стабильность показателей экономичности на всех режимах использования.

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.

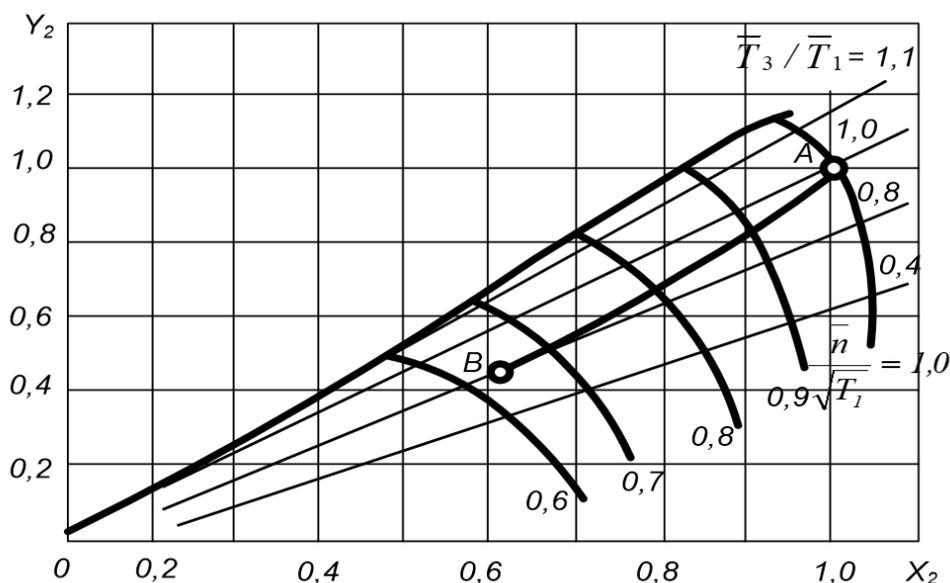


Рис. 2.5. Универсальная характеристика КВД с линией статических рабочих режимов ТК

Неустойчивая работа компрессоров вызывается неизбежным рассогласованием характеристик турбомашин в двигателях различных схем на режимах пониженной мощности. Путем согласования характеристик турбомашин при проектировании главным образом за счет выбора оптимальных по запасам устойчивости схем ГТУ можно добиться устойчивой работы двигателей в эксплуатации.

2.3. Расчет характеристик ГТУ на режимах пониженной мощности

Как отмечено выше, целью расчета ГТУ на режиме пониженной мощности (как и на режиме номинальной мощности) является получение оценок экономичности установки и определение основных параметров, характеризующих рабочий процесс. Для ГТУ простого цикла, работающего для привода электрического генератора, особенность режимов пониженной мощности заключается в том, что частота вращения ротора турбокомпрессора на всех режимах остается постоянной. Такая установка классифицируется как **блокированная**, которая может быть как однокомпрессорной (рис. 2.6), так и двухкомпрессорной (рис. 2.3).

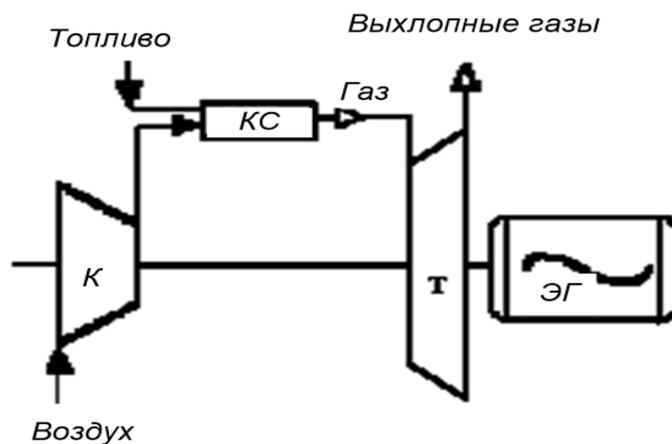


Рис. 2.6. Принципиальная схема ГТУ: К – компрессор; Т – турбина; ЭГ – электрический генератор; КС – камера сгорания

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

В таком двигателе на режиме холостого хода расход воздуха через компрессор будет больше, чем на номинальной мощности. Запас устойчивой работы ГТУ, как следует из рис. 2.7, точка равновесных режимов смещается по изодроме от номинальной мощности (точка А) в сторону холостого хода (точка В). 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. 2.8. 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.

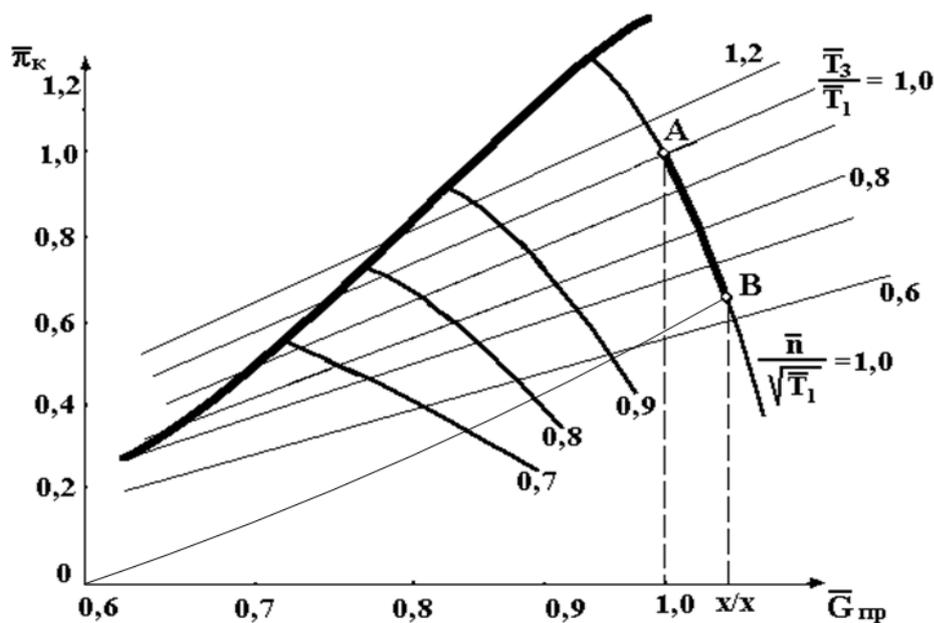


Рис. 2.7. Линия рабочих режимов заблокированной ГТУ, работающей на электрогенератор

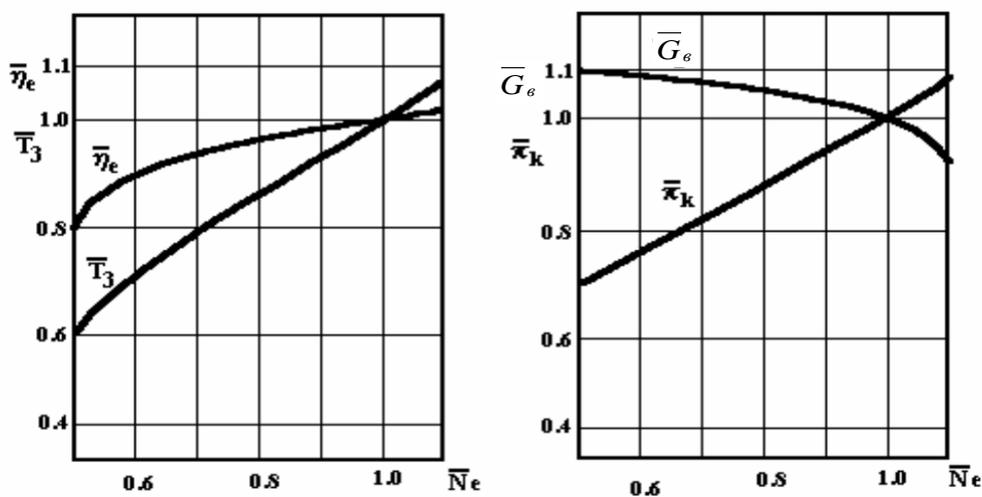


Рис. 2.8. Характеристики заблокированной ГТУ, работающей на электрогенератор

Алгоритм расчета. Существует несколько алгоритмов расчета ГТУ на режиме пониженной мощности. Один из них приведен в приложении, табл. 2.1. В нем использованы общепринятые допущения о постоянстве теплоемкостей 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 расчет можно повторить с использованием формул (2.14), (2.15), (2.16).

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

Для использования алгоритма из табл. 2.1 приложения необходимо заранее иметь все параметры установки на режиме полной мощности, что предполагает предварительное выполнение расчетов по соответствующим программам.

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

Как следует из табл. 2.1 приложения, необходимым условием для вычисления параметров ГТУ является наличие универсальной характеристики компрессора (рис. 2.9). Эта характеристика позволяет найти зависимость относительной степени повышения давления в компрессоре от приведенного расхода воздуха через компрессор.

Такая зависимость, полученная при номинальной частоте вращения ротора, позволяет использовать приведенный расход воздуха в качестве аргумента и затем последовательно определять все остальные параметры установки

При отсутствии приведенной характеристики компрессора можно использовать аппроксимационные зависимости, полученные для некоторой обобщенной характеристики. В этом случае точность выполненных расчетов снижается. Две такие зависимости приведены ниже.

$$Y = 4,7515489 - 3,7515587 \cdot \bar{G}_{np}, \quad (2.20)$$

$$Y = -35,561097 + 73,09804 \cdot \bar{G}_{np} - 36,536938 \cdot \bar{G}_{np}^2 \quad (2.21)$$

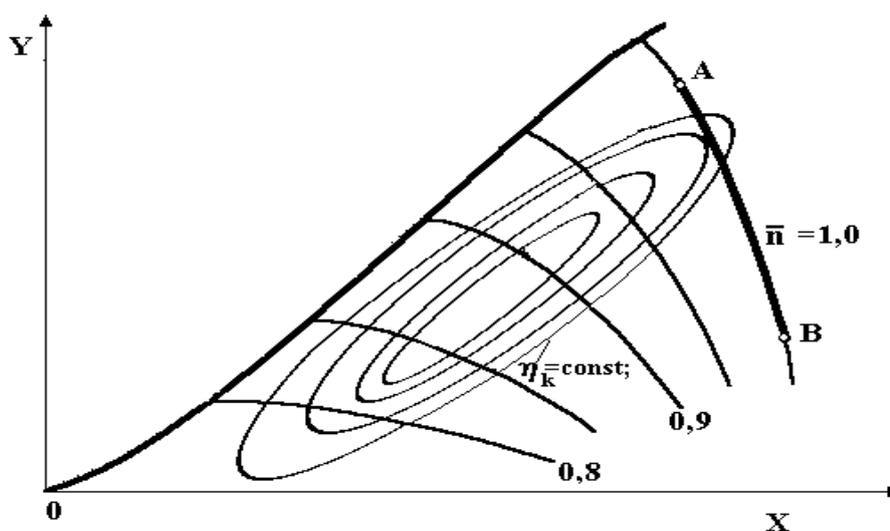


Рис. 2.9. Универсальная характеристика многоступенчатого осевого компрессора с линией рабочих режимов ГТУ

Уравнение (2.20) предназначено для использования при небольшой степени повышения давления на номинальном режиме работы ($\pi_k \leq 10$), а другое уравнение при $10 < \pi_k \leq 18$.

Алгоритмы оценки экономичности и устойчивости ГТУ на режимах пониженной мощности и соответствующие программы позволяют сравнительно просто получить информацию о работоспособности двигателей и об эффективности применяемых способов повышения устойчивости. Эти программы пригодны также для использования в автоматизированных системах параметрического диагностирования ГТУ при оценке степени загрязнения проточных частей компрессоров и турбин и выявления других различных дефектов проточной части установки.

УЧЕБНЫЙ МОДУЛЬ 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 27.002-20015 «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, осуществляют 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:

- 1) рабочие, сопловые лопатки и диски турбин;
- 2) направляющие аппараты турбин и камер сгорания;
- 3) рабочие лопатки компрессоров;
- 4) газосборники;
- 5) элементы редуктора;
- б) внутренние валы и подшипниковые узлы.

В процессе эксплуатации ГТУ 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 ГТУ в целом.

Наступление предельных состояний для ГТУ 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 ГТУ 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 к давлению 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 ГТУ, 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 ГТУ 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 ГТУ 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 ГТУ подвержены воздействию следующих эксплуатационных факторов:

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

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

Так, прочность и долговечность деталей проточной части ГТУ и, в первую очередь, рабочих лопаток турбин определяются характером и параметрами температурного потока. Рабочие лопатки ГТУ являются основным элементом, определяющим ресурс двигателей.

Особенностью эксплуатации рабочих лопаток ГТУ является цикличность тепловой нагрузки, вызываемая пусками и остановками ГТУ, 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 ГТУ. 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 ГТУ отсутствует нормативная документация, определяющая факторы, влияющие на расход ресурса, и характер их влияния на надежность двигателей.

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

Ниже рассмотрены основные свойства материалов, определяющие ресурс деталей ГТУ:

- 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 (см. приложение, табл. 3.1). Способность сопротивляться длительно действию нагрузок на металл называют длительной прочностью. Длительная прочность уменьшается с ростом температуры и времени. Поэтому принятый критерий длительного разрушения материала – предел длительной прочности $\sigma_{d,n}$ является функцией времени и температуры. 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 плавок 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 σ вызывает разрушение материала через 100 и 1000 ч. Длительная прочность является важной характеристикой материала, т. к. она определяет срок службы его до разрушения или, образно выражаясь, его живучесть. Сопоставление при расчетах предела длительной прочности с рабочими напряжениями позволяет определить 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 длительной

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

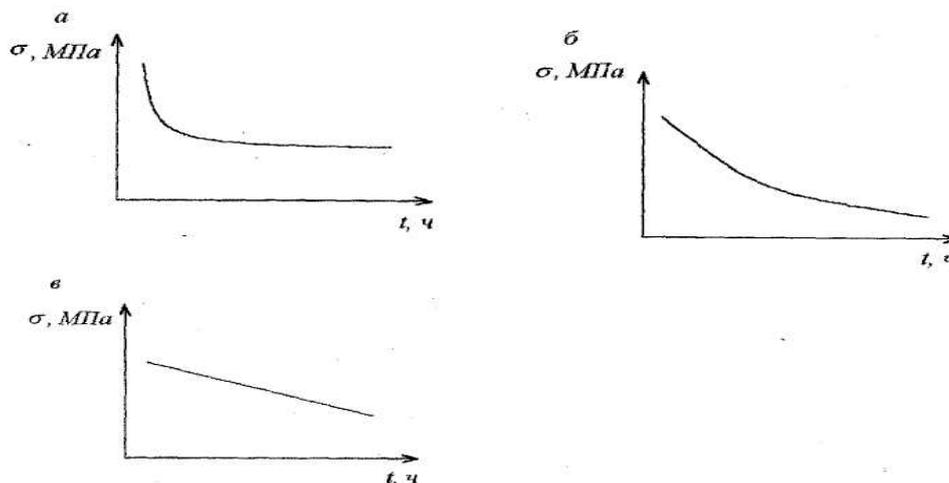


Рис. 3.1. Результаты испытаний на длительную прочность: а – в простых; б – полулогарифмических; в – логарифмических координатах

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 $\sigma - \tau$ 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.

При определении предела длительной прочности возникает ряд проблем, связанных с необходимостью предсказания значений $\sigma_{д.п}$:

- 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 $\sigma_{д.п}$ от времени до разрушения гладких образцов τ_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:

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

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:

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

Широкое распространение получили следующие параметрические зависимости, связывающие начальное напряжение σ , время до разрушения τ_p и температуру:

параметр Ларсона-Миллера:

$$P_{Л-М} = F(\sigma_{\partial.n}) = T \cdot (C + \lg[\tau_p]), \quad (3.6)$$

параметр Дорна:

$$P_D = F(\sigma_{\partial.n}) = \lg[\tau_p] - \frac{B}{T} \quad (3.7)$$

параметр Менсона-Саккопа и Клауса:

$$P_K = F(\sigma_{\partial.n}) = \lg[\tau_p] + A \cdot t \quad (3.8)$$

параметр Менсона-Хэферда:

$$P_{M-X} = F(\sigma_{\partial.n}) = \frac{T - T_a}{\lg(\tau_a) - \tau_p}, \quad (3.9)$$

где A, B, T_a, τ_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. 5.2, *a* и *г*: прямые, соответствующие $\sigma = const$, 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 $\sigma = const$, 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 *a-t* 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 ГТУ (в дальнейшем под элементом ГТУ рассматриваются рабочие лопатки газовых турбин).

Рабочие лопатки при эксплуатации ГТУ 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.

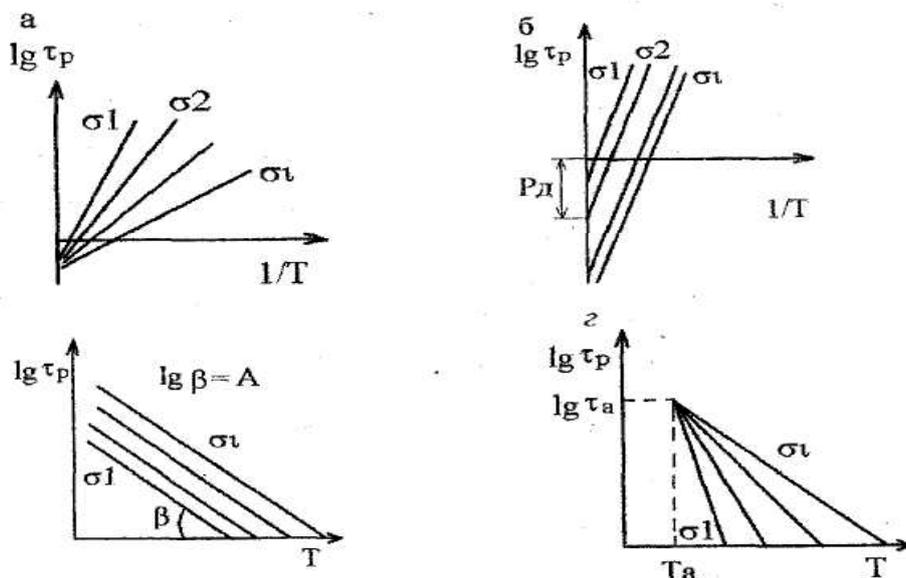


Рис. 3.2. Графический метод оценки приемлемости параметрических зависимостей: а – Ларсона-Миллера; б – Дорна; в – Клауса; г – Менсона-Хэферда

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 ГТУ по кривым длительной прочности очень важное значение имеют величины запасов прочности и долговечности.

Запас по долговечности: нумерация формул!

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

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 σ_p – разрушающее напряжение; σ – расчетное напряжение при заданном сроке службы.

Между n_t и n_σ имеется зависимость:

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

где m определяется по наклону кривых длительной прочности.

Для ГТУ запас по долговечности $n_t = 10$.

Закономерности накопления длительного статического повреждения для ГТУ 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 ГТУ 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 $10^2 \div 5 \cdot 10^4$.

Работа элементов ГТУ 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 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, μ – эмпирические постоянные.

Критерий Лэнджера:

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

Критерий Мэнсона:

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

Критерий Марина:

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

где $\varepsilon_g = \ln(1 - \psi)^{-1}$, ε_m, σ_m – средние деформация и напряжение. Значение ε_g 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:

$$\frac{N_y}{N} + \frac{k_I \cdot N_y \cdot \tau_y}{\tau} = 1 \quad (3.17)$$

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

При эксплуатации ГТУ в материале рабочих лопаток происходит накопление как усталостных, так и длительных статических повреждений. При разном 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 циклов нагружения в материале накапливаются значительные деформации ползучести, которые и определяют характер его разрушения.

Рабочие лопатки ГТУ 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:

$$\Delta\varepsilon_p \cdot N_u^k = C \quad (3.18)$$

где N_u – число циклов до разрушения с учетом длительности циклов; k и C – экспериментальные коэффициенты.

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

В реальных условиях эксплуатации ГТУ 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.

Следует отметить, что при переходе с высокой амплитуды на низкую повреждение происходит интенсивнее, чем 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 ГТУ не ведется. Считается, что программа циклических испытаний при доводке ГТУ, в случае ее успешного выполнения, гарантирует циклическую прочность в течение всего срока эксплуатации двигателя.

3.2.3. Влияние 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 удастся. 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 $\tau_p^{(M)} = \frac{\varepsilon_{II}^M}{v}$ – время разрушения сплава без покрытия; $\alpha = \frac{\varepsilon_{II}^K}{\varepsilon_{II}^M}, \varepsilon_{II}^M, \varepsilon_{II}^K$ – деформационная способность в условиях длительного нагружения сплава и керамики; δ – 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:

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

где δ_{KC} – толщина керамического слоя; B, U_0 – коэффициенты зависящие от содержания алюминия; T_i – температура при различных циклах; $\tau_i, \tau_{общ}$ – время i -го цикла и общее время нагрева образца.

При учете влияния покрытий на ресурс ГТУ 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 $620 \div 760$ °С и значительно снижается в диапазоне температур $780 \div 900$ °С.

Таким образом, при расчете ресурса элементов ГТУ 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 ГТУ, необходимы специальные исследования.

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 ГТУ, оказывает серьезное влияние на его ресурс. Понятие качества топлива связано с понятием надежности работы двигателя и объясняется характером работы ГТУ, 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, т. к. при повышении температуры скорость коррозии резко возрастает. Таким образом, можно сделать вывод, что качество топлива существенно влияет на показатели долговечности, сохраняемости, безотказности ГТУ.

Опыт эксплуатации энергетических ГТУ 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 ГТУ на загрязненном и обводненном топливе. Особую опасность представляет накопление в топливе микроорганизмов, что приводит к быстрому забиванию фильтров, дроссельных пакетов и, как следствие, отказу топливорегулирующей аппаратуры.

Длительная прочность материала рабочих лопаток ГТУ 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 $t = 1073 \text{ K}$ 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 ГТУ, несмотря на значительное влияние коррозионных сред.

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

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

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

Влияние качества топлива на ресурс ГТУ 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 ГТУ целесообразна выдача рекомендаций проектантом-изготовителем по величине коэффициента, учитывающего влияние коррозии на снижение ресурса ГТУ, в зависимости от времени эксплуатации, района эксплуатации, используемого топлива, состояния двигателя. Для этого необходимо проведение специальных исследований.

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. *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:

- 1) модель должна учитывать максимальное количество факторов, оказывающих влияние на ресурс объекта;
- 2) 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.

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 ГТУ 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 ГТУ 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 ГТУ будет осуществляться по некоторым, наперед заданным программам.

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

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 ГТУ на переходных режимах.

Основное уравнение для расчета – 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; τ – 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):

$$\rho(\sigma) = 19,383 + 8,957 \cdot \log(\sigma) - 4,899 \cdot \log^2(\sigma) \quad (3.23)$$

где σ – действующее напряжение. Коэффициент запаса прочности $k = 2$.

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

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 расчетного 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 ГТУ за счет работы двигателя на n режимах может быть определено по уравнению:

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

где P_i – предельно-допустимое повреждение ГТУ на i -м режиме.

Значение P_i может быть определено в соответствии с выражением, полученным на основе анализа механизма разрушения материала в зависимости от размаха деформаций, действующих напряжений и др.:

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

где k_i – запас прочности рабочей лопатки ГТУ на i -м режиме; m_i – показатель длительной прочности материала на i -м режиме (уровень температур T_i и напряжений σ_i).

Применительно к выработке ресурса ГТУ 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 ГТУ на i -м режиме. Повреждение за один j -й цикл на i -м режиме определяется следующим образом:

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

Относительное повреждение рабочей лопатки ГТУ за один j -й цикл на i -м режиме:

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

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

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

Если величина χ_{Σ} будет <1 , то материал лопатки не достиг своего предельного состояния (не исчерпал свой ресурс) и его эксплуатация еще возможна. Если χ_{Σ} 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 ГТУ 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 $k = 1,4$.

Определить допустимо ли такое количество циклических нагрузок или нет.

Данные эксплуатации:

Вид нагрузки	Количество
Запуск	2200
Реверс	180
Переход (XX-1,0·N _e) (1,0·N _e -XX)	340

Решение:

1. Предельно допустимое повреждение рабочих лопаток ГТУ 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 ГТУ:

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

3. Предельное повреждение материала на одном виде циклического нагружения:

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

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 ГТУ 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 ГТУ j , рассматривается как сумма повреждаемостей на стационарных $\Pi_{\Sigma cm_j}$ и переходных $\Pi_{\Sigma nep_j}$ режимах, т. е.:

$$\Pi_{\Sigma j} = \Pi_{\Sigma cm_j} + \Pi_{\Sigma nep_j} \quad (3.30)$$

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

$$\Pi_{\Sigma j} = \sum_{k=1}^m \Pi_{\Sigma cm_k} + \sum_{q=1}^p \Pi_{\Sigma nep_q} \quad (3.31)$$

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 σ_i и T_i .

Переходные режимы работы двигателя сопровождаются изменениями температуры материала рабочей лопатки T_i и действующих в ней напряжений σ_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 ΔT 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:

$$\Pi_{\Sigma nep_q} = \frac{m_{q_i}}{N_{q_i}} \quad (3.32)$$

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

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

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

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 $P_{разр}$ – предельная повреждаемость, соответствующая разрушению материала лопатки; w – количество рабочих циклов (запусков) ГТУ, 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 ГТУ необходимо рассматривать состояние, соответствующее израсходованию назначенного гарантийного ресурса. В соответствии с этим, условие наступления критического состояния, т. е. условие исчерпание ресурса ГТУ можно выразить равенством:

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

где u – число запусков, соответствующее исчерпанию ресурса ГТУ.

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 ГТУ при действии статических и циклических нагрузок:

$$P_{\Sigma j} = \sum_{k=1}^m P_{\Sigma m-k} + \sum_{q=1}^p P_{\Sigma nep-q} = 0,0143 + 0,162 = 0,1763$$

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 напряжения 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 τ 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:

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

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

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

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

$\sum_{i=1}^p (\Pi_i)_{перех}$ – 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;

$k = (0,8 \div 0,95)$ – коэффициент, учитывающий влияние неучтенных факторов.

Пример: определить количество запусков на переходном режиме.

1. Уравнение Ларсона-Миллера для материала рабочих лопаток ГТУ
 $T \cdot (\lg[t] + 20) \approx 22$.

2. Нарботка ГТД на статических режимах и характеристика рабочих режимов:

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

Характеристика переходных режимов (закон изменения температур при запуске):

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

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, К	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:

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

3. Повреждение материала при одном запуске ГТД:

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

Из уравнения (3.37) можно получить очевидное равенство:

$$\left(\frac{k}{\sum_{i=1}^m (\Pi_i)_{\text{сман}} + \sum_{i=1}^p (\Pi_i)_{\text{перех}}} - 1 \right) = 0, \text{ из которого следует}$$

$$\sum_{i=1}^m (\Pi_i)_{\text{сман}} + \sum_{i=1}^p (\Pi_i)_{\text{перех}} = k \quad (3.38)$$

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

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

Ответ: при заданном температурном графике пускового режима установка может выдержать более 90 000 запусков.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Расчет рабочего процесса ГТД с помощью единой виртуальной модели его рабочего процесса: метод. указания / О. В. Батулин и др. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2013. – 59 с.
2. Рыбалко В. В., Часовских А. А. Методика теплового расчета газотурбинных энергетических установок: учебное пособие. – Санкт-Петербург.: Изд-во Санкт-Петербургский государственный университет растительных полимеров, 2002. – 120 с.
3. Ахмедзянов Д. А. Термодинамический анализ рабочих процессов ГТД в компьютерной среде DVIgw. – Уфа: УГАТУ, 2003. – 162 с.
4. Дорошенко С. М., Глазков А. С. Газотурбинные двигатели гражданской авиации: Учебное пособие / Университет ГКА. – Санкт-Петербург, 2018. – 223 с.
5. Фалалеев, С. В. Конструкция ТРДД Д-36 [Текст] / С. В. Фалалеев. – Самара: СГАУ, 2013. – 140 с.
6. Киселев, Ю. В. Конструкция и техническая эксплуатация двигателя Д-36 / Ю. В. Киселев, С. Н. Тиц. – Самара: СГАУ, 2007. – 90 с.
7. Монтиле Н. Практика определения максимальной мощности с использованием иных величин мощности, указанных в документах о технологическом присоединении, 2015. – 134 с.
8. Рудаченко А. В., Чухаева Н. В., Байкин С. С. Газотурбинные установки: учебное пособие. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2008. – 139 с.
9. Костюк, А. Г. Динамика и прочность турбомашин: учебник для вузов. / А. Г. Костюк. – 3-е издание, переработанное и дополненное. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 476 с.
10. Оршаков Б. П., Апостолов А. А., Никишин В. И. Газотурбинные установки. – М: ГУП Издательство «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 2001. – 240 с.
11. Костюк А. Г., Фролов В. В., Булкин А. Е., Трухний А. Д. Паровые и газовые турбины для электростанций: учебник для вузов / под ред. А. Г. Костюка. – М: Издательский дом МЭИ, 2016. – 557 с.
12. Арсеньев Л. В., Тарышкин В. Г., Богов И. А. и др. Стационарные газотурбинные установки / под ред. Арсеньева Л. В., Тарышкина В. Г. – Л.: Машиностроение (Ленинградское отделение), 1989. – 543с.
13. Цанев С. В., Буров В. Д., Ремезов А. Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие для вузов / под ред. С. В. Цанева. – М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 384 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица 1 – Исходные данные для расчетов по учебному модулю 1 и 2

<i>Вариант</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>	<i>12</i>
$T_1, \text{К}$	288	288	288	288	288	288	288	288	288	288	288	288
$T_3, \text{К}$	1273	1277	1280	1283	1285	1290	1295	1379	1300	1310	1320	1350
$T_p \times 1000\text{ч}$	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85

<i>Вариант</i>	<i>13</i>	<i>14</i>	<i>15</i>	<i>16</i>	<i>17</i>	<i>18</i>	<i>19</i>	<i>20</i>	<i>21</i>	<i>22</i>	<i>23</i>	<i>24</i>
$T_1, \text{К}$	288	288	288	288	288	288	288	288	288	288	288	288
$T_3, \text{К}$	1360	1370	1380	1390	1400	1420	1440	1460	1480	1500	1520	1550
$T_p \times 1000\text{ч}$	90	95	100	72	76	82	86	92	96	45	40	47

Таблицы для расчетов в учебном модуле 1

Таблица 1.1 – Параметры рабочего тела и отдельные константы (международный стандарт ISO 2314) для расчета ГТУ

№ п/п	Наименование	Условное обозначение	Размерность	Значения исходных данных
1	Назначенный ресурс	T_p	ч	35000÷100000
2	Температура газа на выходе из КС	T_3^I	К	Исходные данные в табл.1 приложения
3	Температура воздуха перед КНД	T_1^I	К	288,15
4	Давление воздуха перед КНД	P_1^I	кПа	101,325
5	Коэффициент гидравлических потерь на всасывании КНД	σ_{k1}	-	0,97
6	Коэффициент полезного действия КНД	η_{ik1}	-	0,87÷0,89
7	Коэффициент гидравлических потерь на всасывании КВД (в переходнике)	σ_{k2}	-	0,99
8	Коэффициент полезного действия КВД	η_{ik2}	-	0,87÷
9	Механический КПД турбокомпрессора низкого давления	η_{mtk1}	кДж/кг	0,98
10	Механический КПД турбокомпрессора высокого давления	η_{mtk2}	кДж/кг	0,99
11	Коэффициент полезного действия камеры сгорания	η_{kc}	кДж/(кг·К)	0,98÷0,99
12	Коэффициент гидравлических потерь в камере сгорания	σ_{kc}	кДж/(кг·К)	0,98

№ п/п	Наименование	Условное обозначение	Размерность	Значения исходных данных
13	Коэффициент учета массы топлива, добавленного в цикловой воздух	β	-	0,01÷0,02
14	Коэффициент полезного действия турбины высокого давления	η_{it1}	-	0,89÷0,91
15	Коэффициент гидравлических потерь в переходнике между ТВД и ТСД	σ_{i1}	-	0,99
16	Коэффициент полезного действия турбины среднего давления	η_{it2}	-	0,88÷0,89
17	Коэффициент гидравлических потерь в переходнике между ТСД и ТНД	σ_{i2}	-	0,99
18	Коэффициент полезного действия турбины низкого давления	η_{it3}	-	0,87÷0,88
19	Коэффициент гидравлических потерь в газовыхлопном устройстве	σ_{i3}	-	0,98
20	Коэффициент полезного действия зубчатой передачи	η_g	-	0,985
21	Коэффициент полезного действия реверсивного устройства	η_{rev}	-	0,98
22	Низшая теплотворная способность топлива (природный газ)	H_u	кДж/кг	50056
23	Низшая теплотворная способность топлива (дизельное топливо)	H_u	кДж/кг	41900
24	Теплоемкость воздуха	$c_{pв}$	кДж/(кг·К)	1,01
25	Теплоемкость газа	$c_{pг}$	кДж/(кг·К)	1,15
26	Показатель адиабаты при сжатии воздуха	k_k	-	1,41
27	Показатель адиабаты при расширении газа	k_t	-	1,33

Таблица 1.2 – Алгоритм расчета ГТУ (рис. 1.1) на режиме номинальной мощности $N_e = 50\text{МВт}$

№ п/п	Наименование	Размерность	Расчетная формула	Величина
1	Общая степень повышения давления	-	π – 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 компрессора	кДж/кг	$l_{ik} = c_{pk} \cdot \frac{T_1}{\eta_{lk}} (\pi^{m_k} - 1)$	685
5	Давление воздуха перед турбиной	МПа	$p_3 = p_2 \cdot \sigma_{kc}$	1,541
6	Степень понижения давления в турбине	-	$\pi_t = \frac{p_3 \cdot \sigma_{блх}}{p_1}$	14,905
7	Давление газа за турбиной	МПа	$p_4 = \frac{p_1}{\sigma_{блх}}$	0,1034
8	Температура газа за турбиной	К	$T_4 = T_3 [1 - \eta_{it} (1 - \pi_t^{-m_t})]$ где $T_3 = 1373\text{К}$	774
9	Работа расширения в турбине	кДж/кг	$l_{it} = c_{pt} \cdot T_3 \cdot \eta_{it} \cdot \beta^* \cdot (1 - \pi_t^{-m_t})$	696,13
10	Полезная работа ГТУ	кДж/кг	$l_i = l_{it} - l_{ik}$	295,36
11	Теплота подведенная в цикле в камере сгорания при сжигании топлива	кДж/кг	$Q = \frac{l}{\eta_{kc}} [c_{pt} \cdot \beta^* \cdot T_3 - c_{pk} \cdot T_2]$	863,79
12	Внутренний КПД установки	-	$\eta_i = \frac{l_i}{Q}$	0,342
13	Удельный расход топлива	кг/(кВт·ч)	$b_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}$	0,251
14	Часовой расход топлива	кг/ч	$B = b_i \cdot N_e$	12534
15	Удельный расход воздуха	кг/кДж	$d_i = \frac{1}{l_i}$	0,0034
16	Расход воздуха в цикле ГТУ	кг/с	$D = d_i \cdot N_e$	168,3

Таблица 1.3 – Алгоритм расчета двухкомпрессорной ГТУ на режиме номинальной мощности

№ п/п	Наименование	Размерность	Расчетная формула	Исходные данные
1	Мощность ГТУ	кВт	кВт	Заданы в табл.1
2	Температура газа перед ТВД	К	К	Заданы в табл.1
3	Общая степень повышения давления	-	π – принимаем 5 – 6 значений с равномерным шагом	Max 29 Min = 13
4	Степень повышения давления в КНД	-	$\pi_{k1} = \sqrt{\pi}$	Max = 5,4 Min = 3,4
5	Степень повышения давления в КВД		$\pi_{k2} = \sqrt{\pi}$	
6	Давление воздуха за КНД	кПа	$p_{12} = p_1 \cdot \sigma_{k1} \cdot \pi_{k1}$	4012
7	Температура воздуха за КНД	К	$T_{12} = T_1 \cdot \left[1 + \frac{\pi_{k1}^{m_k} - 1}{\eta_{ik1}} \right]$	448
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	$l_{k1} = c_{pk} \cdot \frac{T_1}{\eta_{1k1}} (\pi_{k1}^{m_k} - 1)$	-
11	Работа сжатия в КВД	кДж/кг	$l_{k2} = c_{pk} \cdot \frac{T_{12}}{\eta_{1k12}} (\pi_{k12}^{m_k} - 1)$	-
12	Давление воздуха перед ТВД	кПа	$p_{31} = p_{22} \cdot \sigma_{kc}$	-

№ п/п	Наименование	Размерность	Расчетная формула	Исходные данные
13	Относительный температурный перепад в ТВД	-	$\frac{l_{ikl}}{c_{pt} \beta^* \eta_{it2} \{1 - [\pi^{m_i} (1 - \Delta\theta_1)]\}} - T_3^I (1 - \eta_{it1} \Delta\theta_1) = 0$ Где $\pi = \pi_{k1} \cdot \pi_{k2} \cdot \sigma_{ax} \cdot \sigma_{kc} \cdot \sigma_{ox} \cdot \sigma_{pez} \cdot \sigma_{blyx}$	0.393
14	Степень понижения давления в ТВД	-	$\pi_{t1} = (1 - \Delta\theta_1) \frac{1}{m_t}$	7,4
15	Полезная работа цикла	кДж/кг	$l_i = c_{pt} T_{31} \beta^* \eta_{t1} \Delta\theta_1 - l_{k2}$	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	$T_{32} = T_{31} \cdot [1 - \eta_{it1} (1 - \pi_{t1}^{-m_t})]$	892
18	Степень понижения давления в ТНД	-	$\pi_{t2} = \frac{p_{32} \cdot \sigma_{blyx}}{p_4}$	2,2
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, подведенная в цикл в камере сгорания	-	$\pi_{t2} = \frac{p_{32} \cdot \sigma_{blyx}}{p_4}$	2,2
21	Эффективный КПД установки	кДж/кг	$l_e = l_i \cdot \eta_{mt} \cdot \eta_g \cdot \eta_{rev} \cdot \eta_w$	290,1
22	Удельный расход топлива	кДж/кг	$Q = \frac{1}{\eta_{kc}} [c_{pt} \cdot \beta^* \cdot T_{31} - c_{pk} \cdot T_{22}]$	859,9
23	Часовой расход топлива	кг/ч	$B = b_e \cdot N_e$	13483
24	Удельный расход воздуха	кг/кДж	$d_e = \frac{1}{l_e}$	0,00345

Таблицы для расчетов в учебном модуле 2

Таблица 2.1 – Алгоритм расчета ГТУ (рисунок 2.1) на режиме пониженной мощности

№ п/п	Наименование	Размерность	Расчетная формула	Величина	
1	Номинальная мощность ГТУ	кВт	Задана	50 000	
2	Расход воздуха на номинальной мощности, G_0	кг/с	Из расчета ГТУ на режиме номинальной мощности (см. табл.1.2)	169,3	
3	Температура газа на режиме номинальной мощности, T_{30}	К	_____ " _____	1373	
4	Степень повышения давления на режиме номинальной мощности, π_{k0}	–	_____ " _____	16	
5	Коэффициенты полезного действия турбомашин, относительные потери давления в газоздушном тракте ГТУ	–	Принимаются в первом приближении такими же, как и на режиме номинальной мощности (см. табл.3.1, 3.2)	–	
6	Относительный приведенный 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

№ п/п	Наименование	Размер- ность	Расчетная формула	Величина	
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	-	$\pi_k = 1 + Y(\pi_{k0} - 1)$	15,949	12,944
9	Потребная работа сжатия в компрессоре	кДж/ кг	$l_{ik} = c_{pk} \cdot \frac{T_1}{\eta_{ik}} \left(\pi_k^{m_k} - 1 \right)$	400,10	357,81
10	Температура газа перед соплами турбины	К	$T_3 = \frac{T_{30}}{\bar{G}_{np}^2} \frac{p_3^2 - p_4^2}{p_{30}^2 - p_{40}^2}$	1337	776
11	Давление газа перед турбиной	МПа	$p_3 = p_1 \cdot \pi_k \cdot \sigma_{ex} \cdot \sigma_{ks}$	1,536	1,246
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

№ п/п	Наименование	Размерность	Расчетная формула	Величина	
14	Работа расширения в турбине	кДж/кг	$l_{it} = c_{pt} \cdot T_3 \cdot \eta_{it} \cdot \beta^* \cdot \left(1 - \pi_t^{-m} \right),$ где $\pi_t = \pi_k$	677,48	371,18
15	Внутренняя полезная работа ГТУ	кДж/кг	$l_i = l_{it} - l_{ik}$	277,37	133,66
16	Эффективная работа ГТУ	кДж/кг	$l_e = l_i \cdot \eta_m \cdot \eta_n$	271,85	131,00
17	Температура воздуха за компрессором	К	$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{\pi_k^{m_k} - 1}{\eta_{ik}} \right)$	684	642
18	Теплота, подведенная в цикл в камере сгорания при сжигании топлива	кДж/кг	$Q = \frac{1}{\eta_{КС}} \left[c_{pt} \cdot \beta^* \cdot T_3 - \frac{(c_{pk} + c_{pt})}{2} T_2 \right]$	822,66	209,61
19	Внутренний КПД установки	-	$\eta_i = \frac{l_i}{Q}$	0,337	0,064
20	Эффективный КПД установки	-	$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_n$	0,330	0,062
21	Удельный расход топлива	кг/(кВт·ч)	$b_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}$	0,259	1,371
22	Расход воздуха	кг/с	$G_g = G_0 \cdot \bar{G}_{np}$	171	182
23	Эффективная мощность установки	кВт	$N_e = G_g \cdot l_e$	47 425	2 432
24	Часовой расход топлива	кг/ч	$B = g_e \cdot N_e$	12 301	3 336

Таблицы для расчетов в учебном модуле 3

Таблица 3.1 – Механические свойства жаропрочных сплавов, применяемых для изготовления деталей ГТУ

Марка	Температура испытания, °С	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_B , МПа	σ %	Ψ , %	кДж/м ²
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	24-39	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	25	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

Окончание табл. 3.1

Марка	Температура испытания, °С	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_B , МПа	σ %	Ψ , %	кДж/ м ²
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	----
ЭП-800	600	65-80	105-115	15-25	18-30	5-8
	700	65-80	100-110	12-23	12-22	5-8
	850	60-70	70-80	10-20	14-25	5-8

Где $\sigma_{0,2}$ – поредел текучести ; σ_B – предел кратковременной прочности; σ % – относительное удлинение при разрыве ; Ψ % – относительное сужение; кДж/м² – ударная вязкость.

Таблица 3.2 – Пределы длительной прочности жаропрочных сплавов, применяемых для изготовления лопаток ГТД

Марка	Температура испытания, °С	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	-----	34
	700	29	-----	-----	17	-----	13
ЦЖ-24	750	-----	-----	-----	22-25	-----	19-21
	800	-----	-----	-----	14	-----	11-13
ЭП-539ВД	700	48-52	45-48	44-46	44-45	39-42	-----
	800	26	23	21	19	17	-----
	850	17-20	13-15	11-13	9,5-11	7,5-9	-----
ЭП-800	700	-----	-----	-----	45	-----	50
	750	-----	-----	-----	34	-----	26
	850	-----	-----	-----	21	-----	8,5

Учебное издание

**Злобин Владимир Германович
Верхоланцев Александр Александрович**

ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГТУ
НА НОМИНАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ,
ПОНИЖЕННОЙ МОЩНОСТИ,
РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ УСТАНОВКИ**

Редактор и корректор А. А. Чернышева
Техн. редактор Д. А. Романова

Учебное электронное издание сетевого распространения

Системные требования:
электронное устройство с программным обеспечением
для воспроизведения файлов формата PDF

Режим доступа: http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=202016, по паролю.
- Загл. с экрана.

Дата подписания к использованию 21.12.2021 г. Рег.№ 103/21

Высшая школа технологии и энергетики СПбГУПТД
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.