

**А. А. Верхованцев  
В. Г. Злобин**

**ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ  
Часть 2: Конструкция ГТУ и их элементов**

**Учебное пособие**

**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**

**А. А. Верхоланцев  
В. Г. Злобин**

**ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ**  
**Часть 2: Конструкция ГТУ и их элементов**

**Учебное пособие**

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД

Санкт-Петербург  
2021

УДК 006.91:531.7.08:681.2.08(075.8)

ББК 30.10я73

В361

*Рецензенты:*

заведующий кафедрой промышленной энергетики СПбГЛТУ им С. М. Кирова,  
кандидат технических наук, доцент

*А. А. Куликов;*

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

*А. М. Хлыновский.*

**Верхоланцев, А. А., Злобин, В. Г.**

**В361** Газотурбинные установки. Часть 2: Конструкция ГТУ и их элементов: учебное пособие / А. А. Верхоланцев, В. Г. Злобин. – СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2021. – 53 с.  
ISBN978-5-91646-277-7

Во 2-й части учебного пособия изложена конструкция основных составных узлов газотурбинного двигателя: компрессора с входным устройством, камеры сгорания и газовой турбины. Раскрыты основные условия сжатия воздуха в компрессоре. Описаны конструктивные решения, позволяющие работать установленный ресурс, порядка 45000 часов при температурах в камере сгорания до 2500 – 2600К, перед газовой турбиной 1500 – 1600К.

Учебное пособие «Газотурбинные установки. Часть 2: Конструкция ГТУ и их элементов» предназначено для бакалавров направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника». Материал, изложенный в учебном пособии, может быть использован при изучении дисциплин «Инновационные теплогенерирующие технологии в промышленной энергетике», «Нагнетатели и тепловые двигатели в промышленной теплоэнергетике» и «Промышленные тепловые электростанции».

УДК 006.91:531.7.08:681.2.08(075.8)

ББК 30.10я73

ISBN 987-5-91646-277-7

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2021

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

## Оглавление

ВВЕДЕНИЕ .....	4
ТЕМА 1. КОНСТРУКЦИЯ КОМПРЕССОРА ГТД .....	7
1.1. Входные устройства ГТД .....	7
1.2. Компрессоры ГТД .....	8
1.3. Конструкция осевых компрессоров .....	10
1.4. Изменение параметров состояния воздуха в ступени осевого компрессора .....	14
1.5. Срывные режимы работы осевого компрессора. Помпаж.....	18
1.6. Конструктивные способы борьбы с помпажом .....	23
1.6.1. Регулирование угла установки входного направляющего аппарата... 23	
1.6.2. Перепуск воздуха через клапаны или ленту перепуска воздуха..... 24	
1.6.3. Создание многокаскадных ГТД..... 25	
1.7. Методы оценки загрязнения проточной части компрессора..... 26	
1.7.1. Очистка проточной части компрессора .....	27
Вопросы по теме 1 .....	29
ТЕМА 2. КОНСТРУКЦИЯ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД .....	30
2.1. Требования к КС.....	30
2.2. Конструктивная схема КС.....	32
2.3. Основные схемы КС.....	35
Вопросы по теме 2.....	40
ТЕМА 3. КОНСТРУКЦИЯ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ И ВЫХЛОПНОГО УСТРОЙСТВА .....	41
3.1. Теория газовой турбины .....	44
3.2. Потери в проточной части ступени турбины и их зависимость от различных факторов .....	47
3.3. Охлаждаемые детали газовых турбин.....	47
3.4. Выхлопная система .....	51
Вопросы по теме 3.....	511
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	522

## ВВЕДЕНИЕ

Газотурбинные установки (ГТУ) – тепловые машины, в которых тепловая энергия газообразного рабочего тела преобразуется в механическую энергию. Основными компонентами ГТУ являются: компрессор, камера сгорания и газовая турбина.

Первые газотурбинные установки (ГТУ) имели низкий КПД, так как газовые турбины и компрессоры были несовершенны. По мере совершенствования этих агрегатов увеличивался КПД газотурбинных установок, и они становились конкурентоспособными по отношению к другим видам тепловых двигателей.

В энергетике ГТУ работают в основном в то время, когда резко увеличивается потребление электроэнергии, т. е. во время пиков нагрузки. Хотя КПД ГТУ ниже КПД паротурбинных установок (при мощности 20 – 100 МВт КПД ГТУ достигает 20 – 30 %), использование их в пиковом режиме оказывается выгодным, т. к. пуск занимает гораздо меньше времени.

В некоторых пиковых ГТУ в качестве источников газа для турбины, вращающей электрический генератор, применяют авиационные турбореактивные двигатели, отслужившие свой срок в авиации. Значительной экономии следует ожидать от парогазовых установок (ПГУ), в которых совместно работают паротурбинные и газотурбинные установки. Они позволяют на несколько процентов сократить расход топлива по сравнению с лучшими паротурбинными установками.

Наряду с паротурбинными установками и двигателями внутреннего сгорания ГТУ применяют в качестве основных двигателей на передвижных электростанциях.

В технологических процессах нефтеперегонных и химических производств горючие отходы используются в качестве топлива для газовых турбин.

Газотурбинные установки находят также широкое применение на железнодорожном, морском, речном и автомобильном транспорте. Так, на быстроходных судах на подводных крыльях и воздушной подушке ГТУ являются двигателями. На большегрузных автомобилях они могут использоваться в качестве как основного, так и вспомогательного двигателя, предназначенного для подачи воздуха в основной двигатель внутреннего сгорания и работающего на его выхлопных газах.

Кроме того, ГТУ служат приводом нагнетателей природного газа на магистральных газопроводах, резервных электрогенераторов, пожарных насосов.

Газотурбинные энергоустановки применяются в качестве постоянных, резервных или аварийных источников тепло- и электроснабжения в городах, а также отдаленных, труднодоступных районах. Основные потребители продуктов работы ГТУ следующие:

- нефтедобывающая промышленность;
- газодобывающая промышленность;
- металлургическая промышленность;
- лесная и деревообрабатывающая промышленность;
- муниципальные образования;
- сфера ЖКХ;
- сельское хозяйство;
- водоочистные сооружения;
- утилизация отходов.

Электрическая мощность газотурбинных энергоустановок колеблется от десятков киловатт до сотен мегаватт. Наибольший КПД достигается при работе в режиме когенерации (одновременная выработка тепловой и электрической энергии) или тригенерации (одновременная выработка тепловой, электрической энергии и энергии холода).

Возможность получения недорогой тепловой и электрической энергии предполагает быструю окупаемость поставленной газотурбинной установки. Такая установка, совмещенная с котлом-утилизатором выхлопных газов, позволяет производить одновременно тепло и электроэнергию, благодаря чему достигаются наилучшие показатели по эффективности использования топлива.

Выходящие из турбины отработанные газы в зависимости от потребностей заказчика используются для производства горячей воды или пара.

*Преимуществами газотурбинных электростанций* являются следующие факторы.

- Минимальный ущерб для окружающей среды, а именно низкий расход масла, возможность работы на отходах производства; выбросы вредных веществ в пределах 25 ppm.

- Низкий уровень шума и вибраций. Этот показатель не превышает 80 – 85 дБ.

- Компактные размеры и небольшой вес дают возможность разместить газотурбинную установку на небольшой площади, что позволяет существенно сэкономить средства. Возможны варианты крышного размещения газотурбинных установок небольшой мощности.

- Возможность работы на различных видах газа позволяет использовать газотурбинный агрегат в любом производстве на самом экономически выгодном виде топлива.

- Эксплуатация газотурбинных электростанций как в автономном режиме, так и параллельно с сетью.

- Возможность работы газотурбинной электростанции в течение длительного времени при очень низких нагрузках, в том числе в режиме холостого хода.

- Максимально допустимая перегрузка: 150 % номинального тока в течение 1 минуты, 110 % номинального тока в течение 2 часов.

- Способность системы генератора и возбуждителя выдерживать не менее 300 % номинального непрерывного тока генератора в течение 10 секунд в случае

трехфазного симметричного короткого замыкания на клеммах генератора, тем самым, обеспечивая достаточное время для срабатывания селективных выключателей.

*Топливо для газотурбинной установки.* Газотурбинная установка может работать как на газообразном, так и на жидком топливе. Так, в газотурбинных агрегатах может использоваться:

- дизельное топливо;
- керосин;
- природный газ;
- попутный нефтяной газ;
- биогаз (образованный из отходов сточных вод, мусорных свалок и т. п.);
- шахтный газ;
- коксовый газ;
- древесный газ и др.

Большинство газотурбинных установок могут работать на низкокалорийных топливах с минимальной концентрацией метана (до 30 %).

Основное направление, по которому развивается газотурбиностроение, – это повышение экономичности ГТУ за счет увеличения температуры и давления газа перед газовой турбиной. С этой целью разрабатываются сложные системы охлаждения наиболее напряженных деталей турбин или применяются новые, высокопрочные материалы – жаропрочные на основе никеля, керамика и др.

Газотурбинные установки обычно надежны и просты в эксплуатации при условии строгого соблюдения установленных правил и режимов работы, отступление от которых может вызвать разрушение турбин, поломку компрессоров, взрывы в камерах сгорания и др.

# ТЕМА 1. КОНСТРУКЦИЯ КОМПРЕССОРА ГТД

## 1.1. Входные устройства ГТД

Входное устройство ГТД предназначено для забора воздуха из окружающей атмосферы и подвода его к двигателю с наименьшими потерями.

Конструкция и параметры входного патрубка оказывают большое влияние на КПД газотурбинного двигателя и газодинамическую устойчивость компрессора.

К входному патрубку предъявляются следующие основные требования (ГОСТ Р 55168-2012):

- минимальные потери давления;
- очистка от пыли и других механических включений циклового воздуха, поступающего из атмосферы в приводной ГТД;
- равномерное поле давлений, скоростей и постоянное направление потока перед лопаточной решеткой;
- невозможность образования частиц льда;
- приемлемые габариты и вес.

В энергетических ГТУ открытого типа в качестве рабочего тела используют атмосферный воздух, поэтому в конструкциях таких ГТУ принимаются специальные меры по очистке воздуха от пыли и других загрязнений, а также по подавлению возникающего шума. Очистка циклового воздуха от естественной и промышленной пыли и загрязнений защищает воздушный и газовый тракты от эрозии и коррозии. Для очистки обычно применяют двухступенчатые фильтры. Система очистки воздуха, представленная на рис. 1.1, включает в себя: жалюзийный сепаратор, установленный перед фильтрами и шумоглушитель.

Жалюзи предохраняют тракт от попадания дождя, посторонних предметов (камней, птиц). Основные фильтры выполняют из многослойной пористой ткани, плотность слоев которой увеличивается по направлению движения воздуха. Эффективность улавливания мелкой пыли возрастает, если смачивать тканевые фильтры (первая ступень очистки) специальным составом (вискозином). По мере загрязнения фильтра осуществляется его перематывание с верхнего барабана на нижний.

Вторая ступень очистки засасываемого компрессором воздуха выполнена в виде сетчатых фильтров с неподвижными или перемещаемыми панелями, сетки фильтров также смазываются специальным маслом.

Эффективность улавливания пыли в комплексном воздухоочистительном устройстве (КВОУ) значительна и достигает 0,995. Скорость перемещения воздушного потока выбирается не более 3,0 м/с, что приводит к большим габаритным размерам КВОУ. Гидравлическое сопротивление системы фильтров невелико и составляет 50 – 70 Па.

При работе ГТУ возникает шум в широком диапазоне частот. Для установки более 100 МВт шум в области высоких частот может достигать 140 дБ.



Установка специальных шумоглушителей снижает шум до нормативного – не выше 80 дБ.

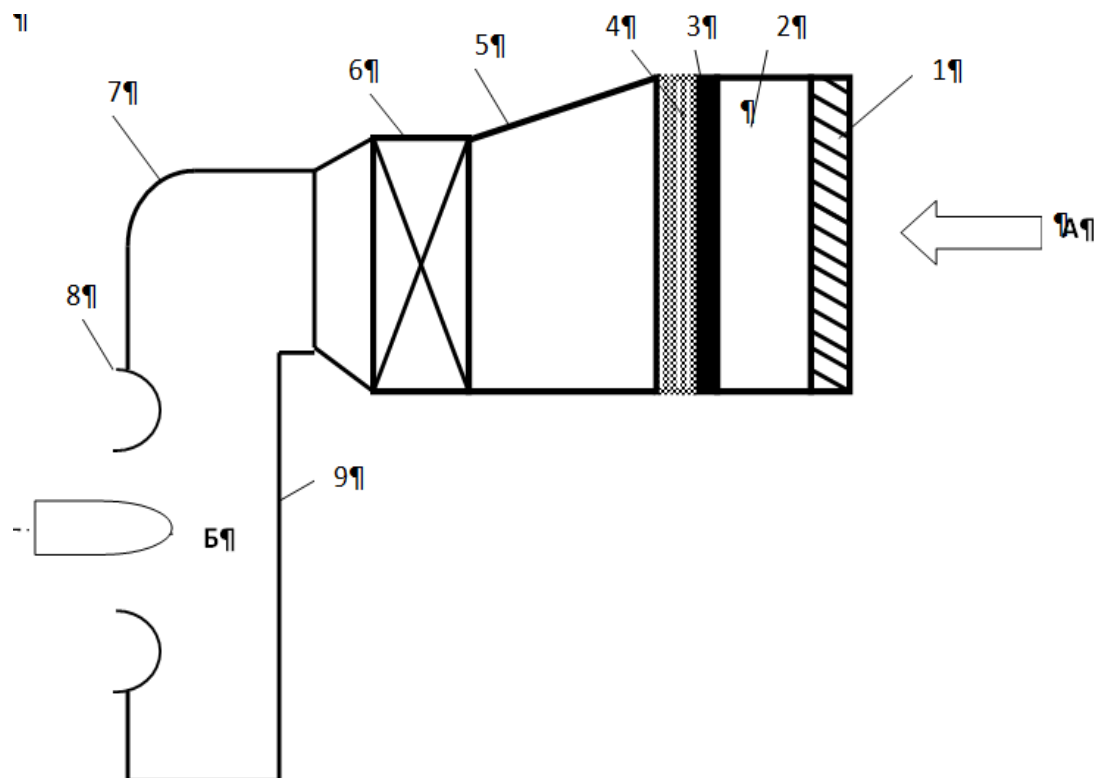


Рис. 1.1. Комплексное воздухоочистительное устройство: *A* – вход засасываемого воздуха; *B* – вход воздуха в компрессор; 1 – жалюзийный сепаратор; 2 – корпус (помещение) фильтров; 3 – первая ступень фильтрации; 4 – вторая ступень фильтрации; 5 – конический присоединительный патрубок; 6 – шумоглушитель; 7 – поворотный патрубок; 8 – входная часть компрессора; 9 – входной патрубок

## 1.2. Компрессоры ГТД

**Компрессор** – это машина, предназначенная для преобразования механической энергии двигателя в полезную потенциальную (в виде давления и температуры) и кинетическую (в виде скорости) энергию газа.

К компрессору ГТД предъявляются следующие требования:

- обеспечение заданного секундного расхода воздуха;
- обеспечение заданной степени повышения давления;
- обеспечение устойчивой, т. е. без помпажа и пульсации, работы в широком диапазоне частоты вращения ротора.

Работу компрессора характеризуют следующие основные параметры:

- расход воздуха  $G$ , кг/с, определяется количеством воздуха, прошедшим через компрессор за одну секунду;

– степень повышения воздуха в компрессоре:

$$\pi_k = \frac{p_2}{p_1}, \quad (1.1)$$

где  $p_2$  – давление заторможенного потока воздуха на выходе из компрессора;  
 $p_1$  – давление заторможенного потока на входе в компрессор;

– адиабатный КПД ( $\eta_{ад}$ ) – для различных типов компрессоров определяется при заводских испытаниях как отношение полезной адиабатической работы, затраченной на сжатие и проталкивание воздуха в компрессоре, к полной подведенной к компрессору работе.

$$\eta_{ад} = \frac{L_{ад}}{L_e}, \quad (1.2)$$

где  $L_{ад}$  – полезная адиабатическая работа, затраченная на сжатие и проталкивание воздуха в компрессоре;  $L_e$  – полная подведенная к компрессору работа. Адиабатный КПД на расчетном режиме для отдельных ступеней осевых компрессоров составляет  $0,89 \div 0,92$ , многоступенчатых компрессоров  $0,85 \div 0,81$ .

*Типы компрессоров ГТД.* В зависимости от мощности и предназначения двигателя используются два типа компрессоров: центробежные и осевые.

*Центробежные компрессоры.* В центробежном компрессоре (ЦК) для повышения давления газа используется центробежный эффект, который позволяет увеличить степень повышения полного давления намного больше, чем в осевом компрессоре. К числу достоинств ЦК относятся также относительная простота конструкции (существенно меньшее число деталей), более благоприятная характеристика и меньшая чувствительность к условиям эксплуатации, чем у осевых, схема ЦК представлена на рис. 1.2. Центробежные компрессоры обладают одним существенным недостатком – малым расходом воздуха и небольшой (до  $\pi_k = 3,5$ ) степенью повышения давления, поэтому в промышленных ГТД не используются.

В ЦК механическая энергия, подводимая к колесу от турбины, преобразуется в потенциальную и кинетическую энергию газа. Это преобразование энергии в ЦК осуществляется в результате аэродинамического взаимодействия потока газа с вращающимся лопаточным аппаратом. Поток на входе обычно закручивается по вращению. Хотя в связи с этим уменьшается напор, сообщаемый воздуху, необходимость в предварительной закрутке по вращению связана с желанием уменьшить величину относительной скорости, которая в периферийном сечении достигает значений, близких к скорости звука и даже превышающих ее.

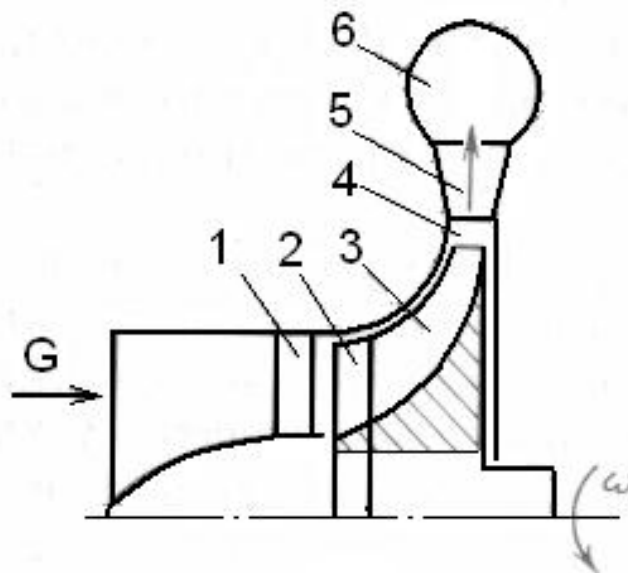


Рис. 1.2. Схема центробежного компрессора: 1 – неподвижный лопаточный аппарат; 2 – вращающийся лопаточный аппарат; 3 – рабочее колесо; 4 – безлопаточный (щелевой) диффузор; 5 – лопаточный диффузор; 6 – выходное устройство (сборная улитка)

### 1.3. Конструкция осевых компрессоров

Ротор осевого компрессора выполняется барабанным (рис 1.3), дисковым (рис. 1.4) или смешанного типа (рис. 1.5).

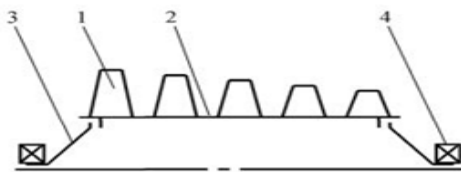


Рис. 1.3. Ротор ОК барабанного типа: 1 – рабочая лопатка; 2 – цилиндрический барабан; 3 – цапфа; 4 – подшипник

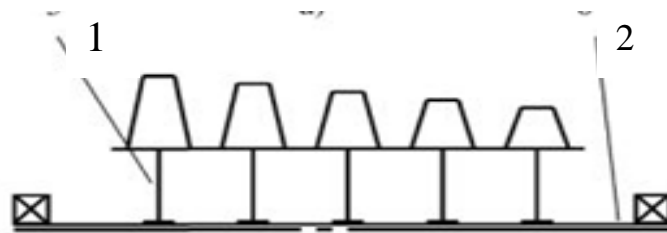


Рис. 1.4. Ротор ОК дискового типа: 1 – диск; 2 – вал ОК

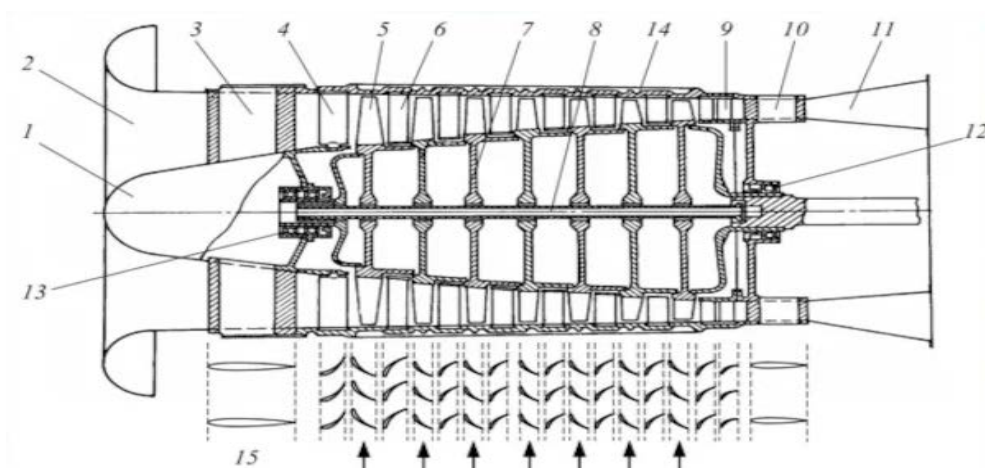


Рис. 1.5. Ротор ОК смешанного типа: 1 – обтекатель; 2 – воздухозаборник; 3, 15 – передняя силовая стойка; 4 – входной направляющий аппарат; 5 – рабочая лопатка; 6 – направляющая лопатка 1-й ступени; 7 – секция ротора; 8 – стяжной болт; 9 – выходной спрямляющий аппарат; 10 – задняя силовая стойка; 11 – диффузор; 12 – опорный подшипник; 13 – опорно-упорный подшипник; 14 – корпус

Чаще всего применяются компрессоры с роторами смешанного типа, сочетающие достоинства барабанного (простота конструкции и изготовления, высокая поперечная жесткость) и дискового (высокая прочность) роторов.

*Статор ОК* представляет собой полый цилиндр или усеченный конус, внутри которого размещаются направляющие лопатки. С торцов к статору крепятся корпуса переднего и заднего подшипников. Статор может выполняться неразъемным и разъемным. В разъемный статор ротор устанавливается целиком собранным и отбалансированным. В неразъемный статор направляющие лопатки и ротор заводят с торца. Для обеспечения равномерной жесткости наружная часть статора выполняется оребренной. Подшипники крепятся к статору через радиальные связи, роль которых часто выполняют лопатки направляющего аппарата и силовые стойки.

*Направляющие лопатки* располагают внутри статора консольно или с двусторонним креплением. Обычно они соединяются в полукольца, которые крепятся винтами к корпусу статора.

*Рабочие лопатки* осевого компрессора являются одним из самых нагруженных элементов ГТД (рис. 1.6). Они выполняются с высокой степенью точности и с минимальной шероховатостью. Крепятся рабочие лопатки к ротору чаще всего трапециевидным пазом типа «ласточкин хвост», либо креплением елочного типа.

С целью предотвращения перетекания воздуха помимо рабочих и направляющих лопаток зазоры между рабочей лопаткой и статором, между направляющей лопаткой и ротором делаются минимальными. Обычно радиальные зазоры в осевых компрессорах составляют от 1,35 до 2,92 мм.



Рис. 1.6. Рабочие лопатки ОК

С целью уменьшения протечек воздуха между ступенями компрессора и из пространства за последней ступенью применяются *уплотнения*. Уплотнения, располагаемые между ступенями компрессора, называют промежуточными (внутренними), за последней ступенью – концевыми. Наиболее часто в осевых компрессорах применяют *лабиринтовые уплотнения* (рис. 1.7).

Принцип работы лабиринтового уплотнения основан на последовательном расположении по ходу движения воздуха (или другой газообразной среды) узких щелей, в которых происходит процесс разгона потока и дросселирования (потери давления), и расширительных камер, в которых происходит завихрение потока воздуха и потеря им скорости и энергии. Чем большие перепады давлений должно удерживать уплотнение, тем большее количество уплотнительных гребней оно содержит. Для осевых компрессоров в промежуточных уплотнениях

размещают от 3 до 5 уплотнительных гребней, в концевых – от 10 до 12 уплотнительных гребней.

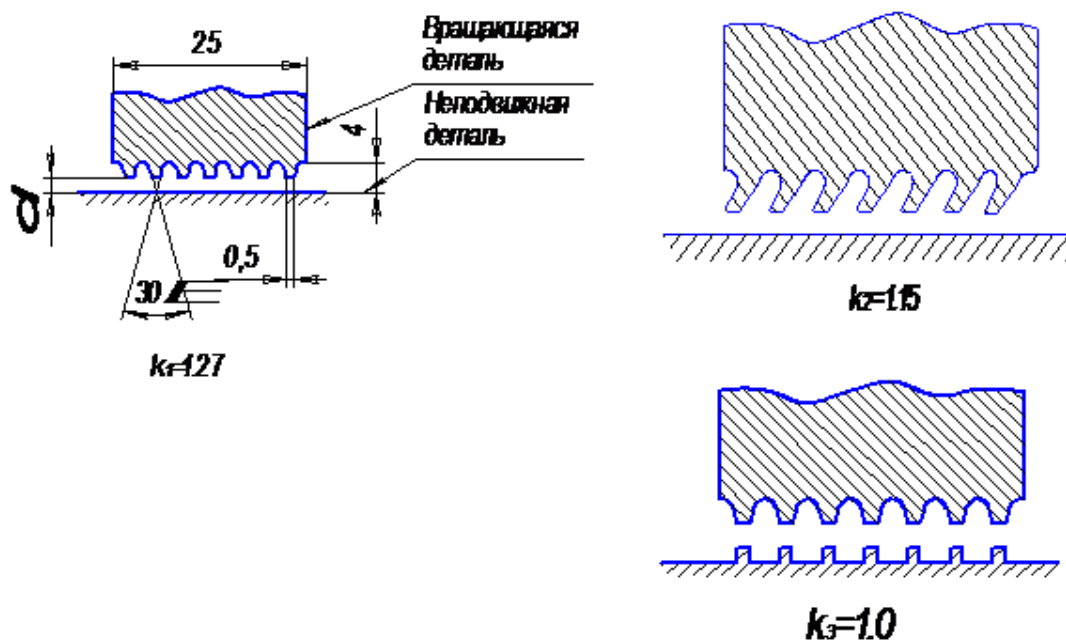


Рис. 1.7. Схема лабиринтовых уплотнений:  $K$  – коэффициент, учитывающий особенности расширения и неполноты торможения воздуха в камерах и зависящий от конструкции лабиринта

*Подшипники компрессора* предназначены для восприятия радиальных и осевых нагрузок ротора. Как правило, в компрессорах ГТД применяются шарикоподшипники – для восприятия осевых и радиальных нагрузок и роликовые – для восприятия радиальных нагрузок. Находят также применение и подшипники скольжения.

В связи с экстремальными условиями работы (частота вращения роторов ГТД составляют от 5000 до 18000 мин<sup>-1</sup>, температура подшипников может достигать 180 °С) подшипники ГТД имеют увеличенные радиальные и осевые зазоры. Масляные полости подшипников изолируются от проточной части компрессора лабиринтовыми уплотнениями.

#### 1.4. Изменение параметров состояния воздуха в ступени осевого компрессора

*Ступенью компрессора* называется сочетание рабочего колеса и неподвижного направляющего аппарата.

Диаметр ступени компрессора определяется потребным расходом воздуха, его плотностью и осевой скоростью. Осевая скорость воздуха сохраняется по всем ступеням постоянной или несколько уменьшается к последним ступеням. Поскольку плотность воздуха на входе в первую ступень минимальная, то наибольшую площадь проточной части имеет первая ступень, далее площадь уменьшается к последним ступеням. Площадь проточной части ограничена ее наружным и внутренним диаметрами.

Воздух, проходя по тракту осевого компрессора, участвует в сложном движении. Это в первую очередь абсолютное движение массы воздуха по тракту (скорость  $c$ ), также движение относительно лопаток (скорость  $w$ ) и движение, придаваемое массам воздуха вращающимся рабочим колесом (скорость вращения рабочего колеса  $u$ ).

По аналогии с паровыми турбинами, у которых СА **конфузорного** типа и предназначены для перевода потенциальной энергии пара в виде давления и температуры в кинетическую энергию скорости, которая на рабочих лопатках преобразуется в механическую энергию вращения ротора. В осевых компрессорах происходит обратное преобразование энергии, т. е. механическая энергия вращения ротора за счет **диффузорного** сечения лопаток приводит к уменьшению скорости потока воздуха ( $w_2 < w_1$ ) и увеличению давления ( $p_2 > p_1$ ) и температуры ( $T_2 > T_1$ ). Эти изменения представлены на рис. 1.8 и рис. 1.9.

Диффузор превращает кинетическую энергию потока газа в энергию давления. Т. к. угол раскрытия диффузора небольшой ( $14 - 18^\circ$ ), то степень повышения давления в нем невелика ( $1,1 - 1,15$ ). С увеличением угла раскрытия выше указанных переделов резко падает КПД диффузора из-за интенсивного отрыва пограничных слоев. Поэтому для получения высоких степеней повышения давления необходимо применить многоступенчатое сжатие, т. е. последовательное соединение нескольких диффузоров. При этом газ, поступающий в каждый диффузор, должен обладать большим запасом кинетической энергии.

Таким образом, для получения высоких степеней повышения давления кроме последовательного включения диффузоров необходима также установка перед каждым диффузором устройства, в котором механическая энергия преобразовалась бы в кинетическую.

Таким устройством может быть вращаемый внешним источником диск с закрепленными на нем лопатками (**рабочее колесо**). Движущиеся лопатки разгоняют газ до высокой скорости, и запасенная газом кинетическая энергия преобразуется в энергию давления в диффузорных неподвижных каналах лопаток.

Многоступенчатый осевой компрессор включает:

- рабочие колеса (РК), закрепленные на одном валу;
- неподвижные лопатки – промежуточный направляющий аппарат (ПНА);
- за последней ступенью компрессора устанавливается спрямляющий аппарат (СА).

Лопаточная решетка рабочего колеса часто выполняется диффузорной. Это позволяет увеличить степень повышения давления в ступени (рис.1.8, рис. 1.9).

НА разворачивает поток, формируя нужный угол его вхождения в следующую ступень.

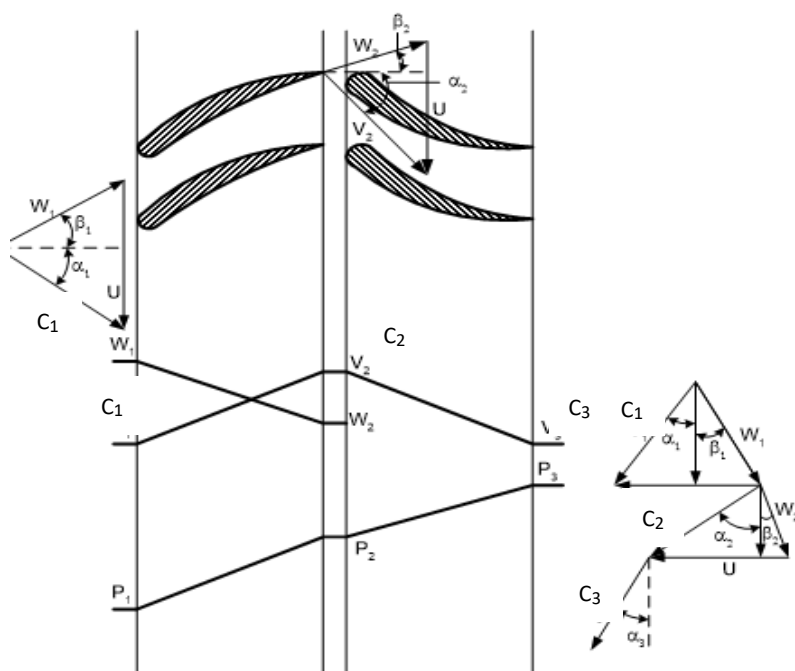


Рис. 1.8. Изменение параметров воздуха на рабочих и сопловых лопатках

Треугольники скоростей потока при входе в РК и НА показаны на рис. 1.10. Давление повышается в рабочем колесе за счет динамического воздействия рабочих лопаток на воздушные массы и падения скорости от  $W_1$  до  $W_2$ . ВНА за счет падения скорости от  $C_2$  до  $C_{\text{вых}}$ .



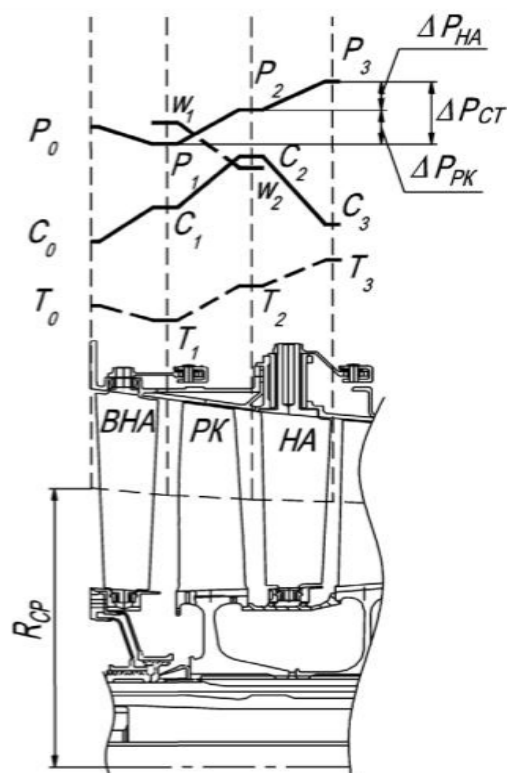


Рис. 1.9. Схема ступени и изменение параметров состояния воздуха в ступени осевого компрессора

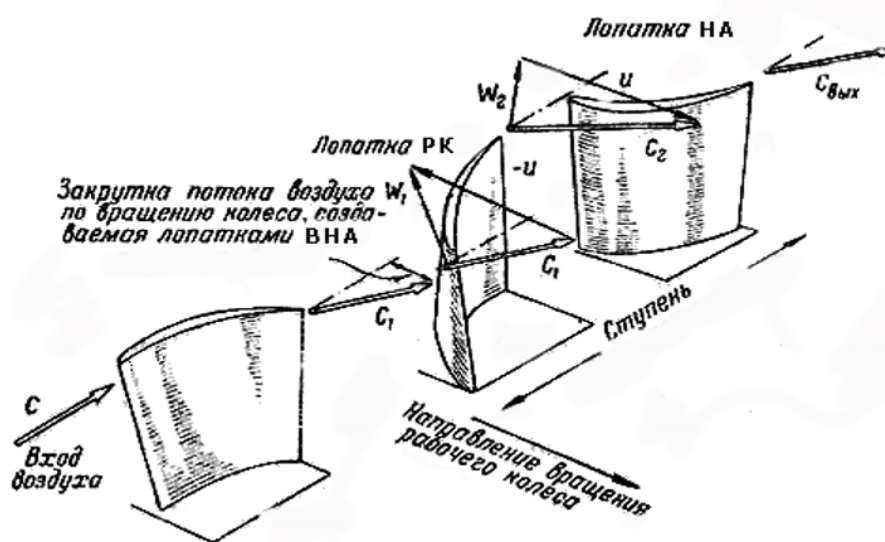


Рис. 1.10. Треугольники скоростей при входе на РК и НА

После выхода из ступени воздушный поток имеет абсолютную скорость, близкую к той, которая была до вхождения и, соответственно, повышенное давление (примерно на 25 ÷ 30 %).

Степень повышения давления воздуха в ступени и компрессоре. Это важнейший параметр, характеризующий компрессор. Степенью повышения давления воздуха в ступени называется отношение давления на выходе из ступени (выход из СА)  $P_2$  к давлению на входе в ступень (вход в РК)  $P_1$ :

$$\pi_{ст} = \frac{P_2}{P_1} \quad (1.3)$$

У современных ОК  $\pi_{ст} = 1,3 - 1,6$ .

Степенью повышения давления воздуха в компрессоре называется отношение давления на выходе из последней ступени компрессора  $P_k$  к давлению на входе в первую ступень  $P_1$ :

$$\pi_k = \frac{P_k}{P_1} \quad (1.4)$$

Нетрудно показать, что степень повышения давления воздуха в компрессоре равна произведению степеней повышения давления воздуха в ступенях:

$$\pi_k = \pi_1 \cdot \pi_2 \cdot \dots \cdot \pi_i \quad (1.5)$$

Из этого следует, что напорность компрессора зависит от числа ступеней. У современных ОК число ступеней ( $i$ ) от 7 до 19, а  $\pi_k = 5 \div 23$ .

Формула для анализа зависимостей  $\pi_k$  от различных факторов.

$$\frac{\kappa}{\kappa-1} R T_1 \left( \pi_{ст}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) = \frac{\eta_{ст} \Delta c_u \cdot u}{g} \quad (1.6)$$

Учитывая, что для воздуха:

$$\frac{\kappa}{\kappa-1} R = 102,5,$$

где  $\frac{\kappa}{\kappa-1} = 3,5$ , то получим:

$$\pi_{ст} = \left( \frac{\eta_{ст} \cdot \Delta c_u \cdot u}{102,5 \cdot T_1 \cdot g} + 1 \right)^{3,5} \quad (1.7)$$

Из полученного уравнения видно, что степень повышения давления воздуха в ступени компрессора  $\pi_{ст}$  (напорность ступени) тем больше, чем больше окружная скорость рабочего колеса или число  $u = \frac{\pi D n}{60}$ , где  $n$  – частота вращения ротора,  $\Delta c_u$  – закрутка воздуха в РК и  $\eta_{ст}$  – КПД ступени. Из уравнения (1.7) видна зависимость степени повышения давления от температуры воздуха на входе в ступень ( $T_1$ ).

Повысить напорность можно за счет увеличения окружной скорости  $u$ . Однако увеличение окружной скорости  $u$ , с одной стороны, ограничивается условиями прочности ротора, а с другой стороны, максимальной величиной относительной скорости  $w_{1max}$ , при которой число  $M \leq 0,2$ . В связи с этим у современных ОК окружная скорость на внешнем диаметре равна  $u = 300 \div 370$  м/с.

## 1.5. Срывные режимы работы осевого компрессора. Помпаж

Воздух при прохождении компрессора участвует, как уже указывалось выше, в сложном движении. Изменение величины скоростей  $c$  и  $u$  этого движения, зависящих, соответственно, от расхода воздуха и частоты вращения определяет углы обтекания лопаток.

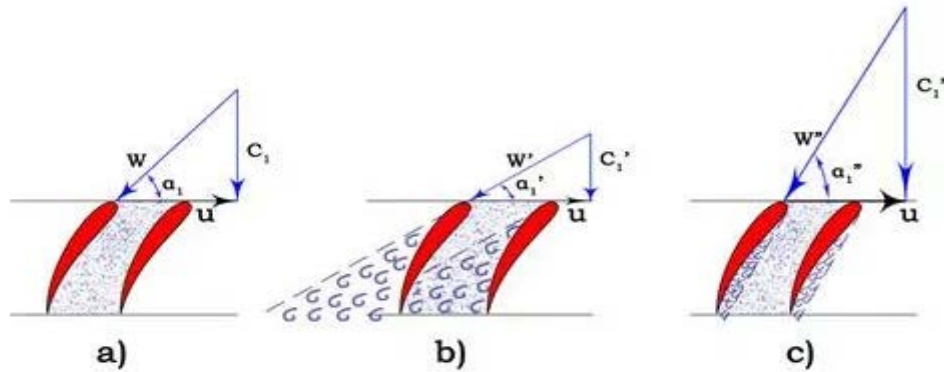


Рис. 1.11. Обтекание лопаток осевого компрессора: а) расчетный режим; б) уменьшенная подача; в) увеличенная подача

При превышении этими углами критических значений происходит срыв и турбулизация потока воздуха. Например, как видно из треугольника скоростей, это может произойти при уменьшении расхода воздуха через двигатель. В этом случае уменьшается величина скорости потока, и растет угол атаки.

Т. е. в межлопаточном пространстве появляется турбулентная зона. Она сразу нарушает работу ступени, т. к. в определенном смысле запирает (или дросселирует) ее, соответственно, уменьшая напор и КПД.

Срывные турбулентные зоны образуются не на всех лопатках сразу из-за имеющихся в реальных условиях некоторых различий в их геометрии и асимметрии потока. Но такая зона в свою очередь может вызвать срыв в соседней ступени (например, дросселируя впереди стоящую) и таким образом увеличить область срыва вплоть до распространения ее по всему тракту.

Характеристики ОК (рис. 1.11б) показывают, что *турбулентная зона может возникать только при малых (режим запуска, остановка) подачах компрессора.*

Причем вихревые зоны могут формироваться как на спинках, так и на корытцах лопаток в зависимости от величины расхода и, соответственно, углов атаки лопаток. Иной раз этот процесс может происходить достаточно быстро, за сотые доли секунды.

Локальных срывных зон может быть несколько, и они могут занимать разное положение по высоте лопаток, по периметру ступени и быть довольно развитыми по величине. Существует такое явление, как вращающийся срыв. Это

область срыва, вращающаяся вокруг оси рабочего колеса в сторону его вращения, но с меньшей окружной скоростью.

В зависимости от условий и режима работы двигателя срывные зоны могут распространяться на несколько ступеней и существовать, не нарушая устойчивой работы компрессора в целом. При этом, однако, они очень опасны, потому что вызывают вибрацию лопаток вплоть до возможности их поломки, и поэтому абсолютно недопустимы.

При распространении зон вращающегося срыва на весь компрессор происходит глобальная потеря устойчивости его работы. Падает напорность ступеней (особенно в области малых расходов воздуха), появляются колебания давления за компрессором, расхода воздуха, частоты вращения, возможен некоторый рост температуры газа за турбиной. Двигатель теряет эффективность, растет вибрация и опасность разрушения лопаток компрессора.

В эксплуатации наблюдается еще один неустойчивый режим работы компрессора, именуемый достаточно известным словом помпаж. Это название, впрочем, не придумано специально для ГТД. Оно относится к лопаточным компрессорам и насосам вообще, и суть его для всех этих агрегатов одинакова.

Для ГТД помпаж является следующей ступенью после формирования глобального срыва компрессора. Он затрагивает весь газозаборный тракт двигателя от компрессора до турбины, включая различные зазоры и каналы, по которым протекает газ во время работы, а также воздухозаборник двигателя.

Сам процесс заключается в следующем. После быстрого формирования глобального срыва компрессора и резкого падения его напорности, газ из тракта за компрессором (в т. ч. в КС и турбине), сохранивший высокое полное давление, начинает прорываться обратно, не встречая существенного противодействия.

Происходит обратный резкий проброс горячих газов высокого давления на вход в двигатель и воздухозаборник, т. е. по сути это явление, получившее в гидравлике название «гидроудар».

При определении характеристик компрессора на стенде или при их расчете можно получить почти все возможные устойчивые режимы работы компрессора. Но при работе компрессора в системе ГТД той или иной схемы реализуется лишь часть этих возможных режимов, занимающая некоторую область в поле характеристики компрессора – область рабочих режимов (рис. 1.12).

Значения  $n_{пр.р}$  и соответствующие какому-либо конкретному рабочему режиму  $G_{в.пр.}$  изображаются на характеристике компрессора рабочей точкой. Важное значение в теории ГТД имеют рабочие точки, соответствующие установившимся режимам работы двигателя, т. е. постоянным во времени значениям частоты вращения, подачи топлива и других параметров и факторов, которые могут влиять на работу элементов двигателя.

Для большинства схем ГТД каждому значению приведенной частоты вращения на установившихся режимах соответствует только одна рабочая точка. Соединив такие рабочие точки, относящиеся к различным значениям  $n_{пр.р}$ , получим рабочую линию (линию рабочих режимов). Таким образом, рабочая

линия представляет собой совокупность всех установившихся режимов работы компрессора в системе конкретного ГТД.

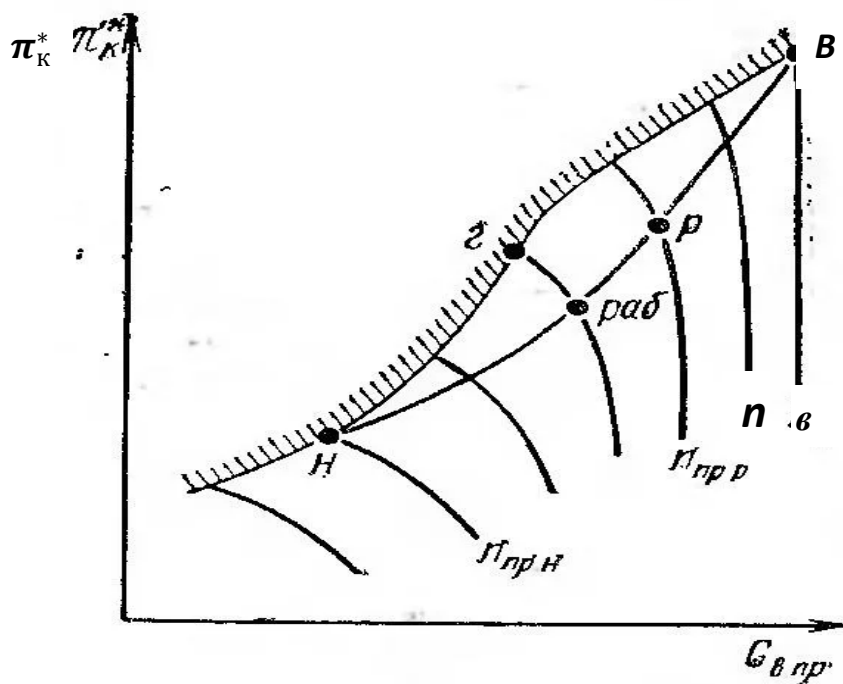


Рис. 1.12. Рабочая линия на характеристике ОК

Форма и расположение рабочей линии в поле характеристики компрессора зависят от расчетных параметров компрессора, типа двигателя и программы его регулирования.

Для примера на рис. 1.12 показано типичное расположение рабочей линии на характеристике нерегулируемого компрессора с высокой расчетной степенью повышения давления. Как видно, в этом случае рабочая линия пересекает границу устойчивой работы компрессора в двух точках **Н** и **В**. Первая из них лежит в области значений  $n_{пр.н}$ , меньших расчетного, и поэтому соответствующее ей нарушение устойчивой работы компрессора называется «нижним срывом». Неустойчивая работа компрессора в системе двигателя, соответствующая точке **В**  $n_{пр.в}$ , называется «верхним срывом».

Удаленность рабочей точки от границы устойчивой работы предоставляет собой *запас устойчивости*, который имеется в данной рабочей точке (при данном значении  $n_{пр}$ ) по отношению к возможному смещению ее положения или положения границы устойчивости, при котором устойчивая работа компрессора еще не будет нарушена.

Для осевого компрессора энергетической ГТУ при ее работе в энергосети  $n_{\phi} = const$  и рабочей будет одна частота вращения. В режиме пуска или остановки эта частота переменна:  $n < n_{\phi}$  на линии  $n_{\phi} = const$  будут располагаться

точки режимов работы энергетической ГТУ в зависимости от нагрузки и начальной температуры газов. Каждому режиму соответствуют свои значения степени повышения давления  $\pi_k^*$  и объемного расхода воздуха  $G_k$  при соответствующем значении КПД  $\eta_{из.к}$ . Эти характеристики изменяются при различных параметрах наружного воздуха и, прежде всего, при изменении его температуры, поэтому их необходимо привести к условиям, соответствующим нормам ISO. Для этих целей применяют так называемые универсальные характеристики компрессора (рис. 1.13).

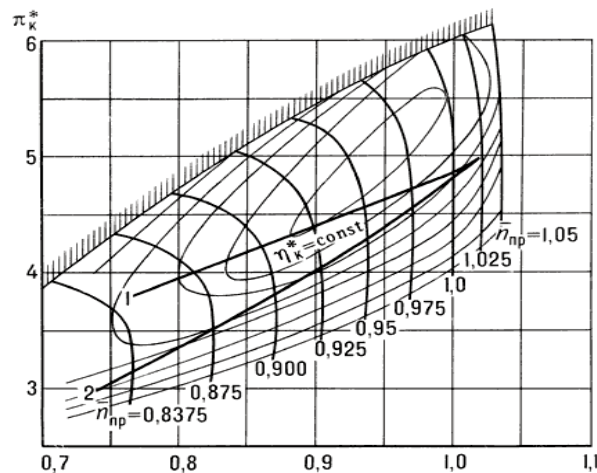


Рис. 1.13. Зависимость основных параметров ОК от режима его работы, построенная по универсальным параметрам – универсальная характеристика компрессора

Аргументы этих характеристик определяют в соответствии с гидродинамической теорией подобия. Удобнее всего использовать так называемые приведенные параметры, которые имеют единицы, близкие к единицам обычных параметров, но не зависят от начальных параметров воздуха:

а) относительная приведенная частота вращения:

$$n_{пр}^* = \sqrt{\frac{T_{н.во}^*}{T_{н.в}^*}}, \quad (1.8)$$

где  $T_{н.во}^* = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$  (по ISO);  $T_{н.в}^*$  – текущая температура наружного воздуха в рассматриваемом режиме работы компрессора,  $^\circ\text{C}$ . Кривые  $n_{пр}^*$  называются изодромами. В расчетном режиме  $n_{пр}^* = 1$ , а приведенная частота вращения

$$n_{пр}^* = n_{пр} \cdot n_{ф}$$

б) Относительный приведенный расход воздуха:

$$G_{пр}^* = \frac{G_k P_{н.во}^* \sqrt{T_{н.в}^*}}{G_{к.о} P_{н.в}^*}, \quad (1.9)$$

где  $G_k$ ,  $G_{к.о}$  – массовые расходы воздуха нерасчетного и расчетного режимов работы, кг/с;  $p_{н.в}^*$ ,  $p_{н.во}^*$  – давления наружного воздуха нерасчетного и расчетного режимов работы, МПа.

Для определения характеристик компрессора в нерасчетном режиме необходимо располагать двумя параметрами:

$$\pi_k^* = f_1(G_{пр}^*, n_{пр}^*) \quad (1.10)$$

$$\eta_{к.из}^* = f_1(G_{пр}^*, n_{пр}^*) \quad (1.11)$$

Важной характеристикой компрессора является *граница помпажа* (на рис. 1.12 и 1.13) – заштрихованная линия.

Граница режимов, при которых имеют место некий минимальный (в отношении возникновения помпажа) расход воздуха и относительная приведенная частота вращения, называется границей помпажа. Часто вместо нее на характеристике компрессора указывают границу его устойчивой работы, соответствующую предпомпажным режимам. Расчетным путем определяются запасы газодинамической устойчивости компрессора. Близость режима работы компрессора к границе устойчивости можно количественно оценить коэффициентом запаса устойчивости:

$$K_y = \left. \frac{G_k \pi_{к.уст}^*}{G_{к.уст} \pi_k^*} \right|_{\dot{n}_{пр} = const} \approx 1 - 1,15, \quad (1.12)$$

где  $G_{к.уст}$ ,  $\pi_{к.уст}^*$ , – расход и степень повышения давления на границе устойчивости при той же частоте вращения  $n_{пр}$ , при которой определены  $G_k$ ,  $\pi_k^*$ , в данном режиме.

Следующей важной особенностью характеристик компрессора является их значительная крутизна, которая увеличивается с повышением приведенной частоты вращения (рис. 1.13) и с изменением плотности воздуха. Чем больше ступеней в многоступенчатом компрессоре и чем выше степень повышения давления в каждой ступени, тем круче характеристики данного компрессора. Важнейшей особенностью характеристик компрессора является их зависимость от параметров и физических свойств воздуха. Изменение его температуры вызывает изменение плотности и, следовательно, массового расхода. В меньшей мере на плотность воздуха влияет изменение его давления и влажности. Происходят также изменение числа Маха и показателя изоэнтропы, что влечет за собой изменение характеристик компрессора. Рабочим телом в компрессоре энергетической ГТУ является забираемый из атмосферы воздух, поэтому установка реагирует на изменения параметров воздуха.

## 1.6. Конструктивные способы борьбы с помпажем

### 1.6.1. Регулирование угла установки входного направляющего аппарата

При пуске ГТУ частота вращения компрессора изменяется от нуля до номинальной, поэтому важно предусмотреть такой расход воздуха через компрессор, чтобы не допустить его повреждения из-за неизбежного срыва потока при работе на пониженной частоте вращения. Для решения этой задачи при пониженной частоте вращения прикрывают ВНА с целью ограничить расход, а также используют перепуск воздуха из одной или нескольких ступеней компрессора. Эти действия ослабляют интенсивность срыва потока и исключают вероятность повреждения проточной части компрессора.

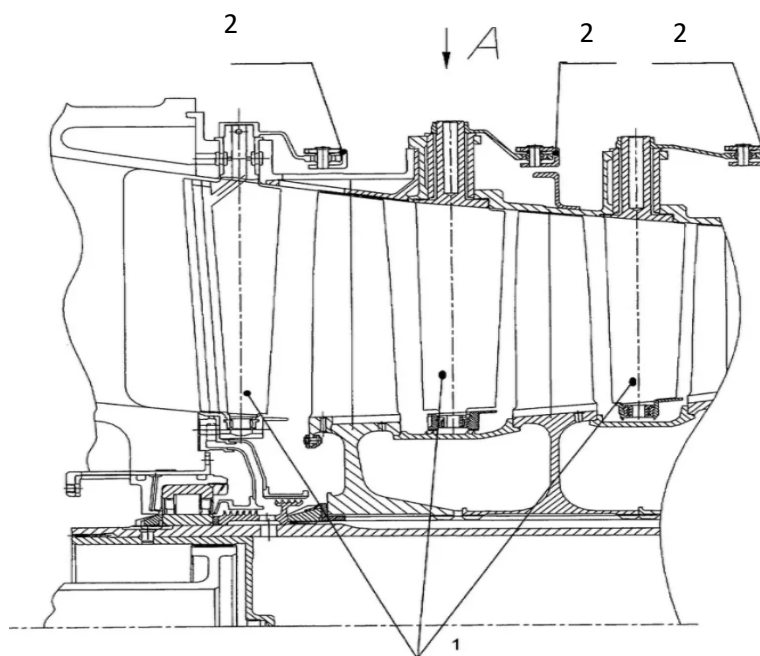


Рис. 1.14. Поворотные сопловыелопатки ОК: 1 – поворотные сопловыелопатки ОК; 2 – привод поворотных сопловых лопаток

В момент запуска ГТД специальный привод разворачивает лопатки входного направляющего аппарата на угол, при котором в компрессор поступает сниженное по сравнению с рабочим режимом количество воздуха, тем самым предотвращая наступление помпажа. Количество (рис. 1.14) поворотных лопаток компрессора может быть более одного.

Трансформация треугольников скоростей представлена на рис. 1.15.



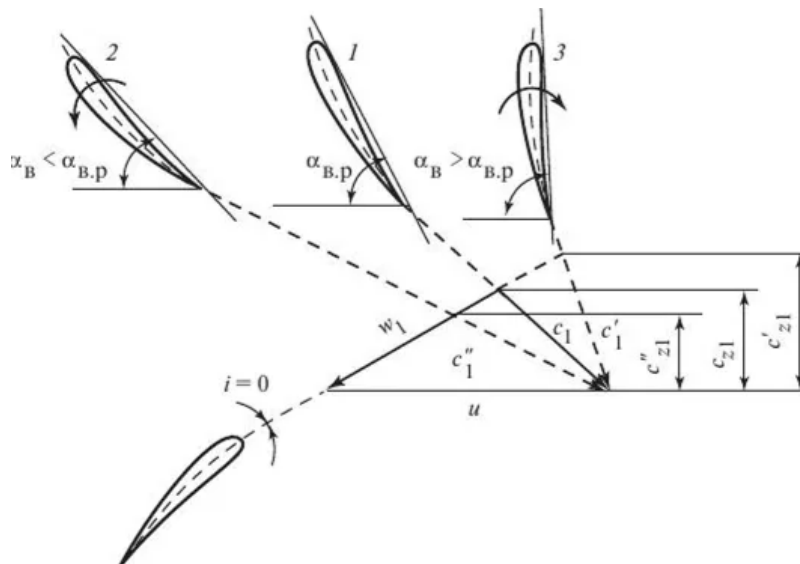


Рис. 1.15. Схема положения лопаток во входном направляющем аппарате осевого компрессора и треугольники скоростей при повороте лопаток

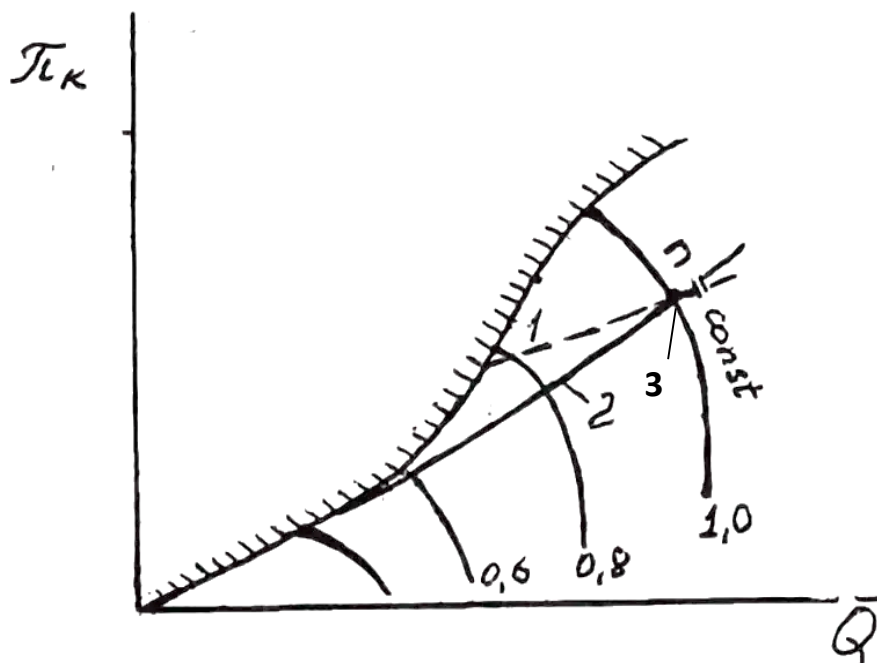


Рис. 1.16. Увеличение запаса устойчивости ОК

Из рис. 1.16 видно, что изменение угла положения ВНА увеличивает запас устойчивости ОК, что соответствует точке 3 на рисунке.

### 1.6.2. Перепуск воздуха через клапаны или ленту перепуска воздуха

Для предотвращения помпажа на статоре за ступенями ОК, на которых возможен помпаж, устанавливаются антипомпажные клапаны или лента

перепуска воздуха (рис. 1.17), открытые всегда в период запуска ГТД. Это приводит к снижению давления за ступенями, на которых возможен помпаж, и тем самым безотрывному обтеканию воздухом рабочих лопаток.

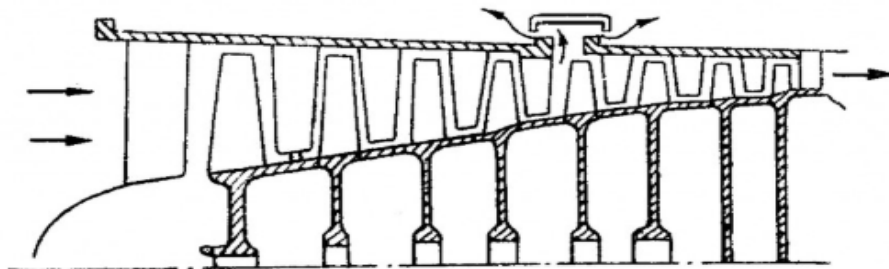


Рис. 1.17. Лента перепуска воздуха

После выхода ГТД на минимальные обороты устойчивой работы двигателя (режим холостого хода) антипомпажные клапаны или лента перепуска воздуха закрываются.

### 1.6.3. Создание многокаскадных ГТД

В целях расширения области устойчивой работы и повышения КПД применяются двухкаскадные и трехкаскадные схемы осевых компрессоров. В многокаскадном компрессоре несколько последовательно расположенных роторов автономно приводятся во вращение отдельными турбинами (рис. 1.18).

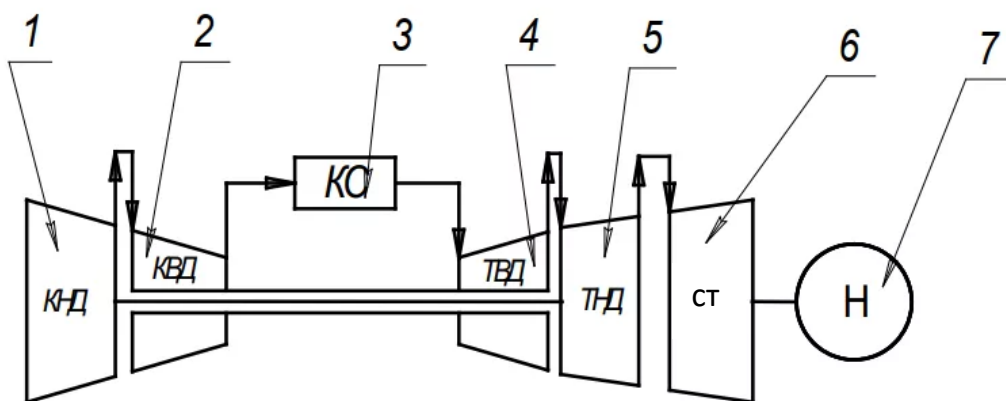


Рис. 1.18. Схема трехвальной ГТУ: 1 – компрессор низкого давления; 2 – компрессор высокого давления; 3 – камера сгорания; 4 – турбина высокого давления; 5 – турбина низкого давления; 6 – силовая турбина; 7 – нагнетатель

В многокаскадных ГТД каждый компрессор связан валом со своей турбиной, так компрессор высокого давления (КВД) связан с валом турбины высокого давления (ТВД), компрессор низкого давления (КНД) связан с валом турбины низкого давления (ТНД).

Для передачи полезной мощности потребителю (гребной винт, генератор, компрессор высокого давления на газоперекачивающих станциях) могут применяться отдельно стоящие турбины, не связанные механически с самим двигателем. Они связаны только газодинамической связью, т. е. после ТНД газы, обладающие значительной энергией, поступают на отдельно стоящую силовую турбину (СТ), которая связана с потребителем.

### 1.7. Методы оценки загрязнения проточной части компрессора

Современные промышленные ГТД ежесекундно пропускают через себя сотни килограмм воздуха, зачастую загрязненного промышленными отходами: продукты сгорания топлива, соль, мелкодисперсная пыль и др. Образование загрязнения на элементах проточной части ОК ведет к росту шероховатости поверхности направляющих и рабочих лопаток компрессора, а также к изменению их аэродинамической формы. Это приводит к снижению адиабатного КПД процесса сжатия и расхода воздуха через ОК и, как следствие, к снижению располагаемой мощности и эффективного КПД ГТУ.

Режим работы компрессора приближается к границе устойчивости, т. е. снижается *коэффициент запаса устойчивости*, что может привести к срыву потока и помпажным явлениям в осевом компрессоре.

**Диагностические признаки** загрязнения проточной части осевого компрессора можно разделить на:

- *прямые*, определяемые инструментальными методами или визуально при осмотре оптическими приборами;
- *косвенные* – по изменению газодинамических параметров двигателя.

К косвенной оценке загрязненности проточной части могут быть отнесены такие параметры работы ГТУ, как относительная частота вращения ротора осевого компрессора, относительная степень повышения давления в осевом компрессоре, коэффициент технического состояния газотурбинной установки по эффективной мощности, относительная температура рабочего тела перед силовой турбиной и коэффициент технического состояния газотурбинной установки по расходу топливного газа.

Для *двухконтурных ГТД*, т. е. ГТД (рис. 1.18), имеющих связанные механической связью КВД с ТВД и КНД с ТНД, контроль загрязнения проточной части осевого компрессора осуществляется следующим образом: из формуляра ГТД берутся данные по оборотам КВД и КНД; при тех же оборотах КВД с приборов снимаются обороты КНД работающего ГТД; сравниваются формулярные и фактические обороты КНД при одних и тех же оборотах КВД; при превышении разницы оборотов КНД (скольжение), допускаемых

инструкцией по эксплуатации, проточная часть компрессора ГТД считается загрязненной и проводится чистка проточной части согласно разделу 1.2. Таким образом, относительное изменение «скольжения» является единственным нормированным параметром контроля загрязнения проточной части двухконтурных ГТД.

Для одноконтурных ГТД, т. е. ГТД, (рис. 1.19) имеющих связанную механическую связь ОК с ГТ, для определения степени загрязнения проточной части компрессора на практике используют графические или табличные зависимости температуры газов перед турбиной и мощностью ГТД. В результате загрязнения проточной части осевого компрессора происходит снижение тяги (мощности) двигателя, увеличение расхода топлива, повышается температура газов перед турбиной.

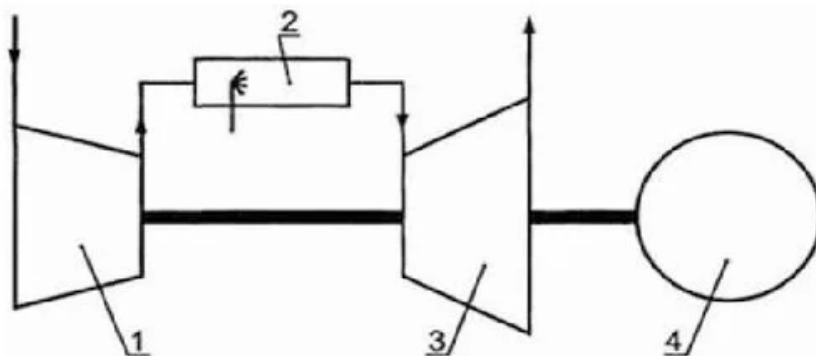


Рис. 1.19. Схема одноконтурного ГТД: 1 – компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – турбина; 4 – генератор

На определенном, установленном режиме работы ГТД (предпочтительно ближе к номинальному режиму) снимаются и температура газов перед турбиной, при той же мощности из формуляра берется температура «чистого» двигателя, т. е. снятая при заводских испытаниях. При достижении  $\Delta t$  на данной мощности большей величины, указанной в формуляре, двигатель требует очистки проточной части компрессора.

### 1.7.1. Очистка проточной части компрессора

Наилучшие результаты очистки достигаются при разборке проточной части ГТД и промывке каждой лопатки. Однако такой способ очистки является дорогостоящим и применяется только при проведении ППР ГТУ. На практике применяется очистка осевого компрессора на режиме «прокрутки» от пусковой турбины. Эффективная очистка – это регулярная очистка осевого компрессора через каждые 300 ÷ 400 ч в летнее время и около 1000 ч – в зимнее.

В эксплуатации применяют в основном два способа очистки компрессоров:

- очистка с помощью твердых очистителей;
- промывка с помощью жидких моющих средств.

В качестве твердых очистителей применяются органические материалы: молотая скорлупа орехов с диаметром частиц  $0,8 \div 1,7$  мм или обычный рис.

В качестве моющих средств используются специальные растворы «Синвал», «М1», «М2», «Прогресс» и т. д.

Очистка осевого компрессора твердыми частицами осуществляется на работающих агрегатах, как правило, стационарного типа, вводом очищающего средства на вход осевого компрессора через специальный бункер, который обеспечивает скорость его подачи примерно  $0,8 \div 1,0$  кг/мин (для ГТК-25И). Недостатком способа является возможное засорение каналов и отверстий системы охлаждения лопаток газовой турбины.

Очистка осевого компрессора моющими растворами проводится в соответствии со схемой рис. 1.20 на режиме прокрутки от пусковой турбины.

Моющий раствор подается на вход в осевой компрессор через специальные форсунки с давлением  $5 \div 6$  кг/см<sup>2</sup> с производительностью  $10 \div 20$  л/мин в течение  $10 \div 15$  мин. Затем подают чистую воду с температурой  $50 \div 60$  °С со скоростью 70 л/мин для промывки. Для слива жидкостей с газоздушного тракта ГТУ открывается запорная арматура дренажа.

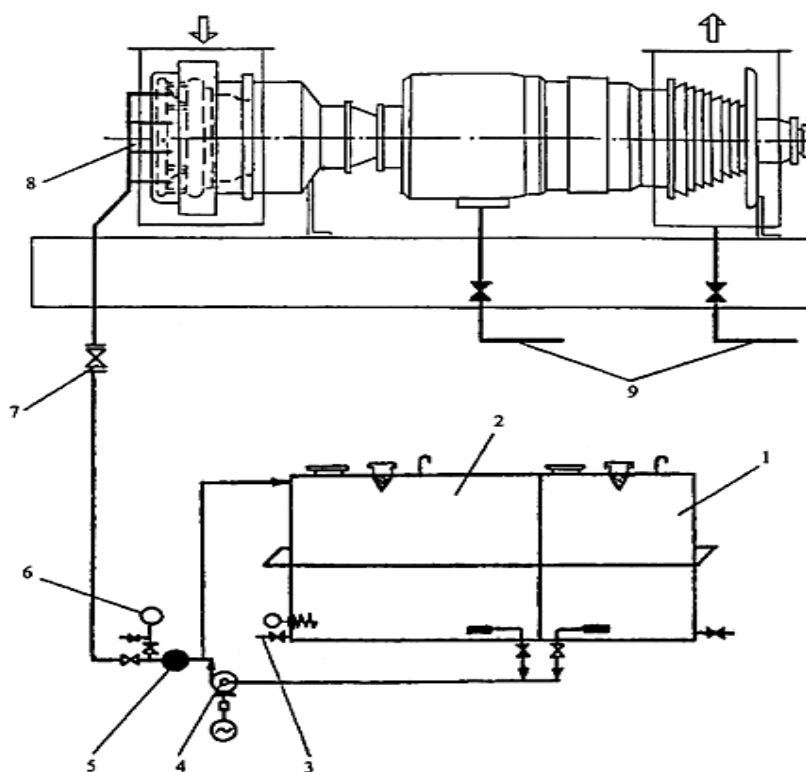


Рис. 1.20. Схема промывки ГТУ: 1 – бак с моющим раствором; 2 – бак чистой воды; 3 – дренаж; 4 – насос; 5 – фильтр; 6 – манометр; 7 – вентиль; 8 – коллектор подачи моющего раствора; 9 – дренаж воды

Некоторые фирмы для поддержания параметров проточной части осевого компрессора применяют специальное покрытие лопаток, что обеспечивает:

- слабую «прилипаемость» к лопаткам продуктов загрязнения;
- максимальную наработку между ремонтами;
- противоэрозионную и противокоррозийную защиту.

После промывки проточной части ОК ГТД выводится на режим холостого хода, в течение 10 ÷ 15 мин «сушится», и если его использование не предусмотрено режимом работы объекта в целом, нормально останавливается. При первом использовании ГТД на рабочих режимах снимаются параметры, и определяется чистота проточной части ОК указанными в разделе 1.1 методами.

### Вопросы по теме 1

1. Требования, предъявляемые к входному устройству.
2. Назначение компрессора ГТД.
3. Почему ЦК не используются в промышленных ГТД?
4. Для чего в ОК служит диффузор?
5. Конструкция (типы) роторов осевого компрессора.
6. Изменение параметров в ступени осевого компрессора.
7. Для чего в ОК применяются лабиринтовые и концевые уплотнения?
8. Влияние температуры воздуха перед ступенью на напорность ступени.
9. Влияние частоты вращения ротора на напорность ступени.
10. Чему равняется степень повышения давления воздуха в ОК?
11. Помпаж, причины помпажа.
12. Чем опасен помпаж для ГТД?
13. Конструктивные способы борьбы с помпажом.
14. Причина загрязнения проточной части осевого компрессора.
15. Последствия загрязнения проточной части осевого компрессора.
16. Методы определения степени загрязнения проточной части двухконтурных ГТД.
17. Методы определения степени загрязнения проточной части одноконтурных ГТД.
18. Методы очистки проточной части осевого компрессора от загрязнения.

## ТЕМА 2. КОНСТРУКЦИЯ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД

В «простом» термодинамическом цикле ГТД к потоку рабочего тела подводится тепло. В ГТД этот процесс осуществляется в камере сгорания (КС). Тепло подводится за счет сгорания топлива, т. е. преобразования химической энергии топлива в тепловую, при этом температура рабочего тела возрастает от значения  $T_2$  (за компрессором) до  $T_3$  (на входе в турбину).

Реальный процесс в КС отличается от идеального наличием потерь давления. Потери давления в КС складываются из гидравлических потерь (потерь трения) и потерь от подвода тепла к потоку рабочего тела. Гидравлические потери, в свою очередь, можно разделить на составляющие потери:

- в диффузоре;
- в кольцевых каналах;
- на втекание воздуха в отверстия жаровой трубы и элементы фронтального устройства (ФУ);
- на смешение струй.

Кроме потерь давления процессы в КС сопровождаются потерями тепла за счет его рассеивания в окружающее пространство и за счет неполного сгорания топлива. Потери тепла в окружающее пространство по сравнению с количеством тепла, подводимым к рабочему телу, в КС ТРД составляют 0,005 – 0,01 %.

Экономичность двигателя находится в прямой зависимости от полноты сгорания топлива. В современных ГТД процесс сгорания топлива в КС достаточно хорошо организован, поэтому полнота сгорания топлива в них достигает величины 0,995 – 0,993.

### 2.1. Требования к КС

К КС кроме общих требований предъявляются специфические требования. Рассмотрим их подробнее.

– *Минимальные габаритные размеры КС.* Они влияют на продольные и поперечные размеры двигателя и, следовательно, на его массу. Обычно габариты КС (т. е. ее объем) характеризуются величиной удельной теплонапряженности  $Q_{kc}$ , которая равна отношению количества тепла, выделившегося в единицу времени, к объему жаровой трубы и давлению на входе в КС.

$$Q_{kc} = \frac{G_T H_U \eta_{kc}}{V_{kc} P_{kc}}, \quad (2.1)$$

где  $G_T$  – часовой расход топлива;  $H_U$  – теплотворная способность топлива;  $V_{kc}$  – объем камеры сгорания;  $P_{kc}$  – давление в камере сгорания;  $\eta_{kc}$  – КПД камеры сгорания.

Чем больше теплонапряженность при заданном расходе топлива, тем меньше объем КС. Теплонапряженность КС современных ГТД составляет  $(3,5...6,5) \cdot 10^6 \left( \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па}} \right)$ .

– *Высокая полнота сгорания топлива* на всех режимах работы двигателя. Полнота сгорания топлива характеризуется коэффициентом полноты сгорания, под которым обычно понимают отношение количества тепла, выделившегося при сгорании единицы массы топлива, к его теплотворной способности.

$$\eta_{\Gamma} = \frac{Q_T}{Q_{\Pi}}, \quad (2.2)$$

где  $Q_T$  – количество теплоты, выделившиеся в рабочем объеме камеры сгорания при сгорании топлива в единицу времени и затраченное на нагревание рабочего тела;  $Q_{\Pi}$  – полное (теоретическое) количество теплоты, которое могло выделиться в единицу времени. В современных камерах сгорания на расчетных режимах  $\eta_{\Gamma} = 0,98 - 0,93$ .

– *Минимальные потери полного давления* в КС. Потери характеризуются коэффициентом восстановления полного давления:

$$\delta_{\Gamma} = \frac{P_B - P_{\Gamma}}{P_B}, \quad (2.3)$$

где  $P_B$  и  $P_{\Gamma}$  – полные давления воздуха на входе в камеру сгорания и газа на выходе из нее.

В современных КС на расчетных режимах коэффициент восстановления полного давления составляет  $0,98 - 0,93$ .

– *Широкие пределы устойчивого горения*. Пределы устойчивого горения определяются условиями эксплуатации ГТД. Пламя не должно гаснуть в заданном диапазоне изменения отношения топлива/воздух, давления, скорости и при попадании на вход двигателя воды, льда и посторонних предметов.

Розжиг должен быть обеспечен в диапазоне температур от минус  $40^{\circ}\text{C}$  до плюс  $40^{\circ}\text{C}$ . Отсутствие пульсаций давления (вибрационного горения).

– *Поле температур на выходе из КС*. Поле температур должно в радиальном направлении иметь эпюру, определяемую предельно допустимыми напряжениями в рабочих лопатках турбины и соплового аппарата. Конкретный характер эпюры температур по радиусу лопатки выбирают в зависимости от конструктивных особенностей турбины (величины и формы рабочей лопатки, ее материала, способа охлаждения и т. д.).

– *Уровень выбросов дыма* (SN (Smokenumber)), несгоревшего топлива и газообразных веществ, загрязняющих атмосферу – оксидов азота ( $\text{NO}_x$ ), оксидов углерода (СО), несгоревших углеводородов (НС) – должен соответствовать международным нормам ИКАО.

На элементах конструкции КС не должен откладываться нагар. Промышленные ГТД должны иметь возможность работы на жидких и газообразных топливах самых различных сортов и должны обеспечивать повышенное удобство в техническом обслуживании и высокую ремонтпригодность.



## 2.2. Конструктивная схема КС

При всем разнообразии конструкций КС ее схему и происходящие в ней процессы можно представить следующим образом (рис. 2.1).

Воздух поступает из компрессора в КС с большой скоростью – в современных двигателях до 150 м/с. Потери полного давления в КС при подводе тепла к потоку, движущемуся с такой скоростью, были бы недопустимыми и достигали бы четвертой части повышения давления воздуха в компрессоре.

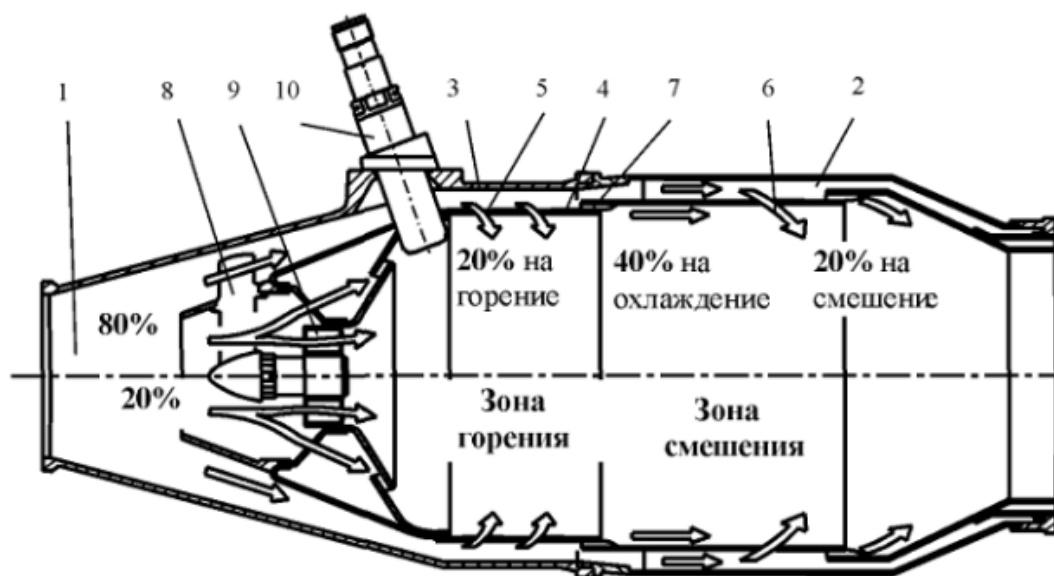


Рис. 2.1. Общая схема и распределение воздуха в КС: 1 – диффузор; 2 – кольцевые каналы; 3 – корпус КС; 4 – жаровая труба; 5 – отверстия первичной зоны; 6 – отверстия зоны смешения; 7 – отверстия для создания пленочного охлаждения; 8 – топливная форсунка; 9 – фронтное устройство; 10 – свеча зажигания

Для снижения потерь давления и преобразования части кинетической энергии в прирост статического давления скорость воздушного потока после компрессора должна быть значительно снижена. Поэтому на всех ГТД после компрессора располагается диффузор 1. Далее воздух поступает в кольцевые каналы 2 между корпусом 3 и жаровой трубой 4, а затем в жаровую трубу. В жаровой трубе воздух распределяется по отверстиям двух условных зон – зоны горения 5 (первичная зона) и зоны смешения 6. Кроме этого, воздух также поступает в отверстия 7 для охлаждения горячих стенок жаровой трубы. Топливо подается в жаровую трубу через форсунки 8. В первичной зоне с помощью фронтного устройства (ФУ) 9 организуется зона с малыми скоростями. В этой зоне процесс горения поддерживается за счет зоны обратных токов (ЗОТ), непрерывно поджигающих свежую топливовоздушную смесь (ТВС). При

запуске двигателя воспламенение ТВС в КС осуществляется с помощью электрической свечи 10 или воспламенителя.

ЗОТ в первичной зоне обеспечивает стабильность и эффективность горения (рис. 2.2).

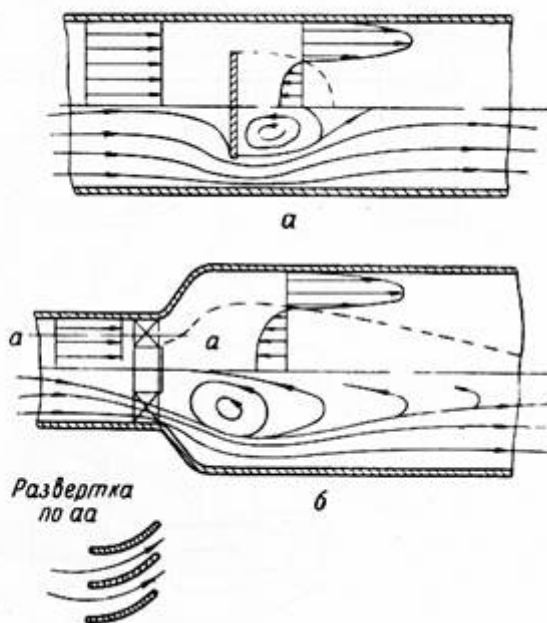


Рис. 2.2. Зоны обратных токов: а – за пластиной; б – за завихрителем

Устройства, с помощью которых создаются ЗОТ, получили название стабилизаторы. Чаще всего в качестве стабилизаторов основных камер сгорания ГТД применяются завихрители. Гидравлические потери в завихрителях значительно ниже, чем в других типах стабилизаторов.

Отношение расхода топлива и воздуха в первичной зоне является важнейшим фактором, влияющим на процесс горения и рабочие характеристики КС. Для обеспечения устойчивого процесса горения на всех режимах работы двигателя в первичную зону подается только часть воздуха. В зависимости от способа сжигания топлива это количество воздуха может меняться. На рис. 2.1 приведено распределение воздуха в жаровой трубе для типичной КС, где 20 % воздуха поступает во ФУ, а 80 % в жаровую трубу (20 % в зону горения, 20 % в зону смешения и 40 % на пленочное охлаждение стенок). Иногда первичную зону (зону горения) разделяют на две зоны: зону циркуляции и зону догорания топлива (промежуточную зону). В зоне смешения продукты сгорания разбавляются воздухом до требуемой температуры, тем самым на выходе из КС формируется стабильное и оптимальное поле температур для обеспечения работоспособности турбины.

Графики изменения параметров в КС представлены на рис. 2.3.

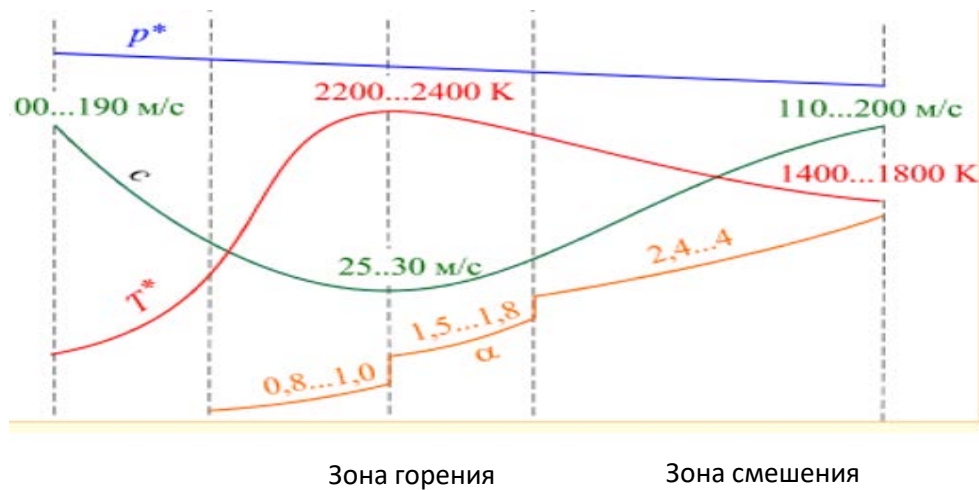


Рис. 2.3. Изменение параметров в камере сгорания

Из рис. 2.3 видно, что в КС ГТД температура изменяется от 2400 °К до 1400 °К, для защиты стенок КС от воздействия большой температуры предусмотрены специальные конструктивные решения.

Стенки жаровой трубы защищаются от нагрева со стороны факела пламени путем создания пристеночной завесы из сравнительно холодного «вторичного» воздуха от ОК (рис. 2.4).

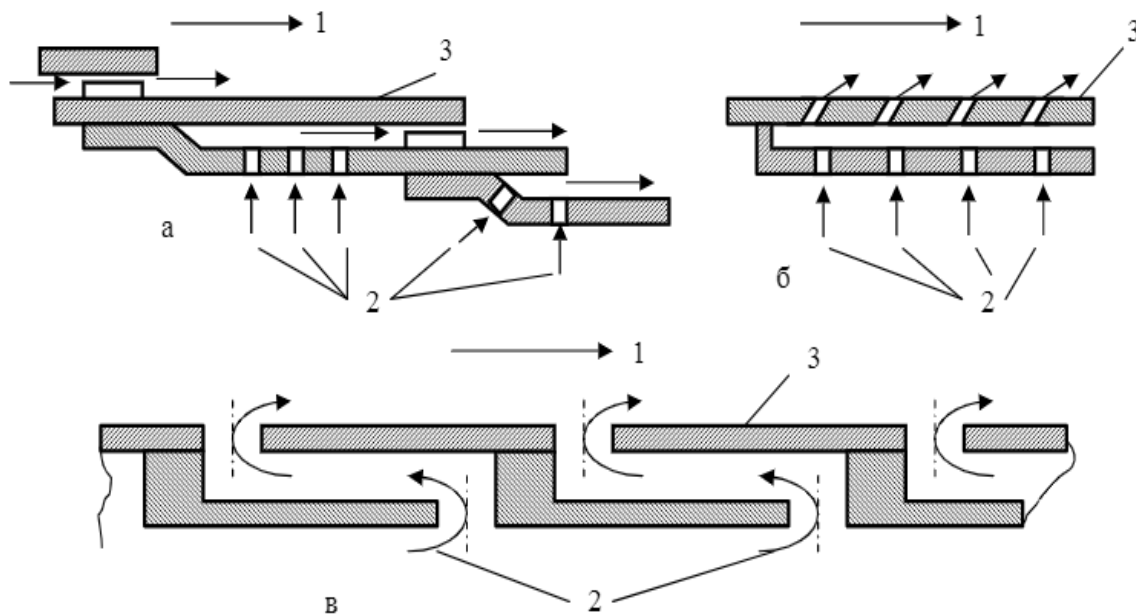


Рис. 2.4. Системы охлаждения жаровой трубы КС: а) пленочное охлаждение; б) перфорированное охлаждение с орошением; в) конвективно-пленочное охлаждение; 1 – газовый поток; 2 – отверстия для подвода и отвода охлаждающего воздуха; 3 – внутренняя стенка жаровой трубы

### 2.3. Основные схемы КС

В зависимости от назначения ГТД вида используемого топлива, параметров рабочего цикла и тепловой схемы применяются КС различных конструкций. С точки зрения расположения на двигателе КС можно условно разделить на две группы:

- выносные;
- встроенные.

*Выносные КС* размещаются в отдельном силовом корпусе с одной или несколькими жаровыми трубами параллельно или под углом к продольной оси ГТД (рис. 2.5, 2.6).

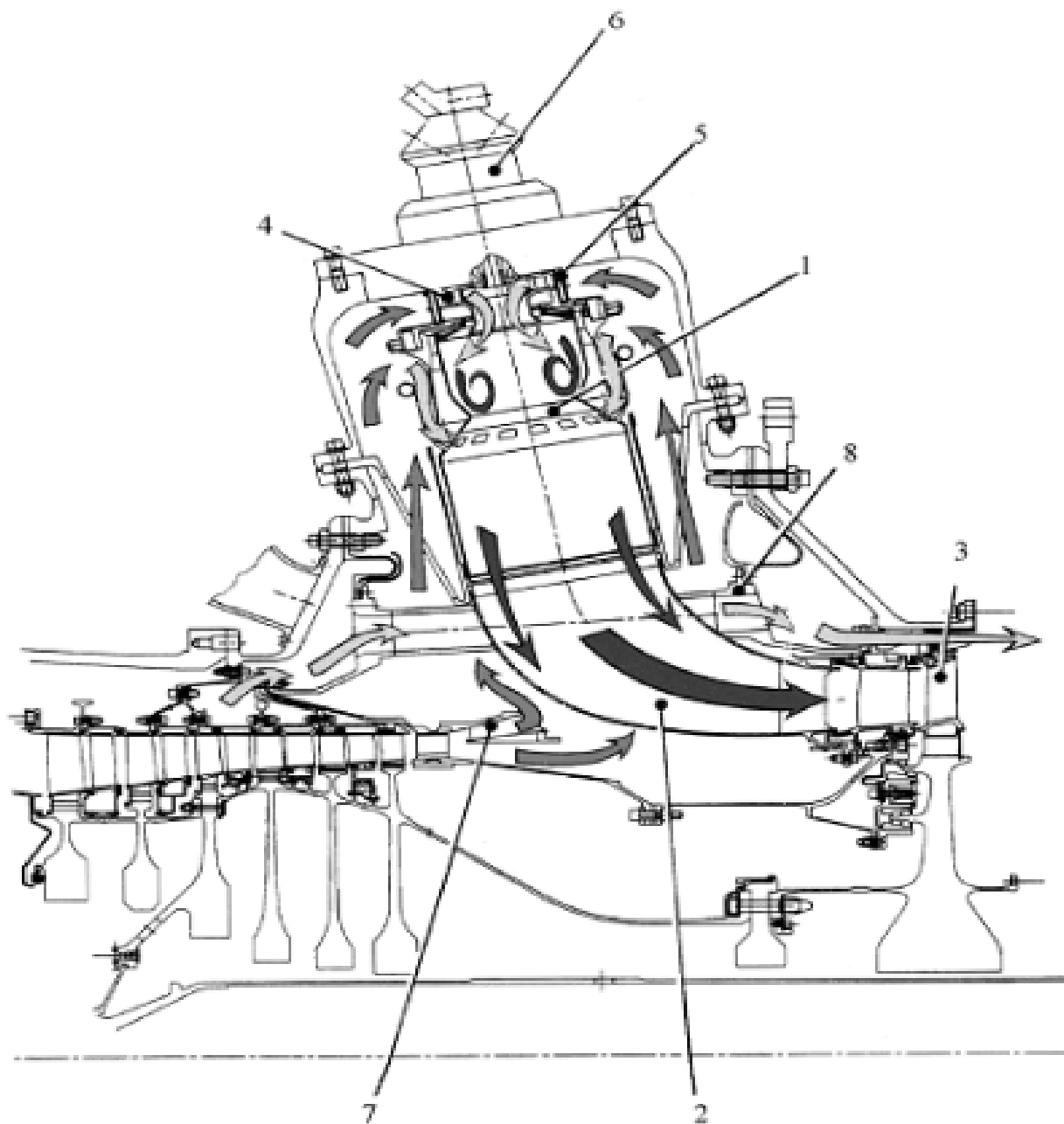


Рис. 2.5. КС двигателя фирмы “RollsRoyce”: 1 – жаровая труба; 2 – газосборник; 3 – турбина высокого давления; 4 – завихритель; 5 – форсунка; 6 – воспламенитель; 7 – диффузор; 8 – воздушный канал

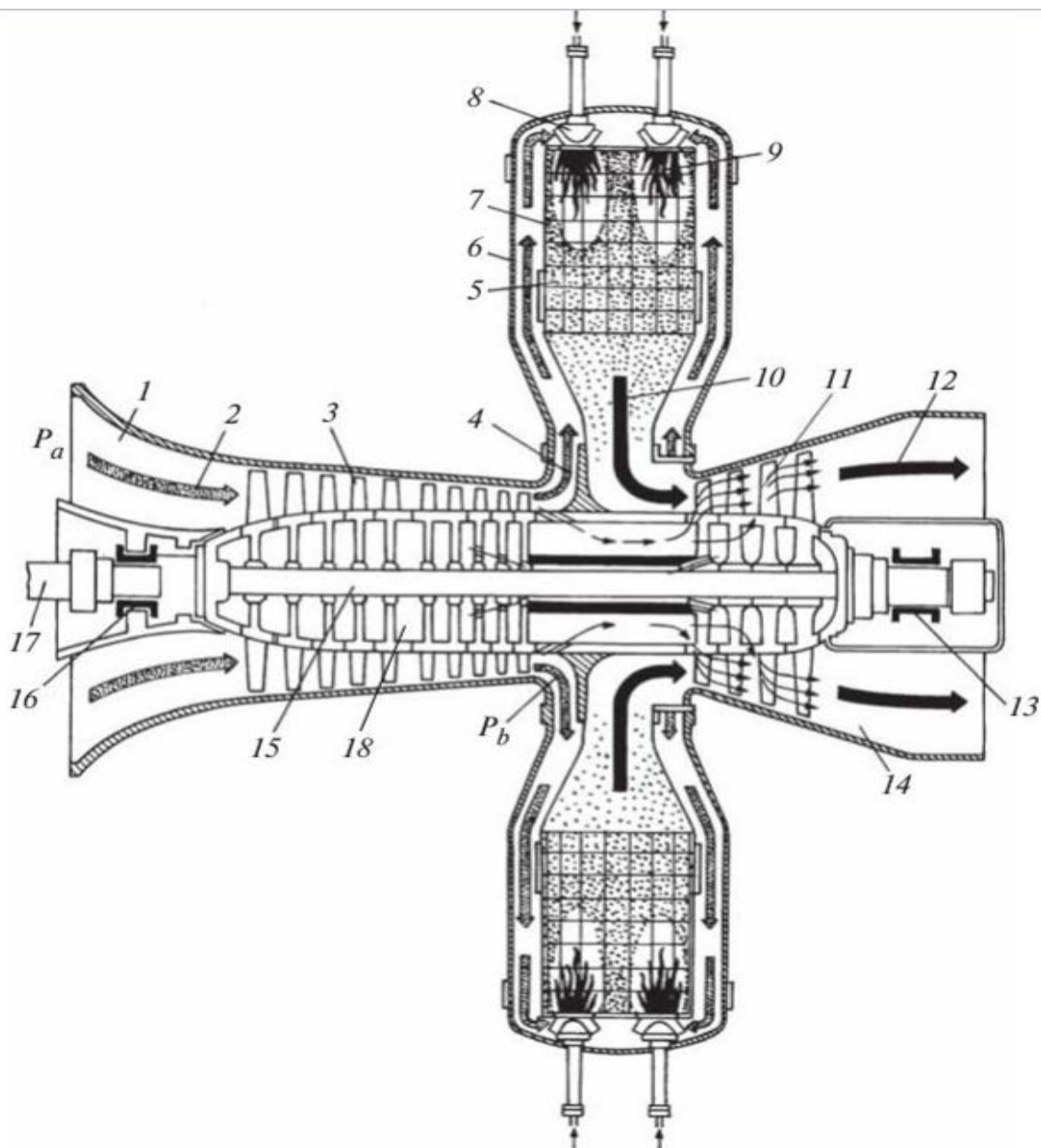


Рис 2.6. Выносные КС ГТЭ-160 фирмы «Siemens», установленной на ТЭЦ 5 в СПб.: 1 – входной патрубок воздушного компрессора; 2 – воздух из атмосферы; 3 – проточная часть воздушного компрессора; 4 – сжатый воздух; 5 – зона ввода вторичного воздуха для горения; 6 – корпус камеры сгорания; 7 – пламенная труба; 8 – горелочные устройства; 9 – горящий факел; 10 – горячие газы; 11 – проточная часть газовой турбины; 12 – уходящие газы; 13 – опорный подшипник; 14 – выходной диффузор; 15 – стяжной болт ротора; 16 – опорный подшипник; 17 – вал проставка для присоединения генератора; 18 – ротор компрессора

Выносные КС с отдельными жаровыми трубами удобно обслуживать и ремонтировать, они проще в доводке, удешевляют разработку различных устройств, уменьшающих образование вредных выбросов. Кроме этого, длинные

газосборники между жаровыми трубами и турбиной создают хорошие условия для перемешивания продуктов сгорания. К недостаткам выносных КС можно отнести большие размеры с развитой поверхностью охлаждения и более сложные условия для компенсации тепловых расширений газосборников.

Встроенные КС позволяют уменьшить общие габариты и массу ГТД, снизить количество модулей.

Наибольшее распространение в ГТД получили три схемы КС: трубчатые, трубчато-кольцевые и кольцевые.

В трубчатой КС каждая жаровая труба имеет отдельный корпус и образует индивидуальную трубчатую КС (рис. 2.7).

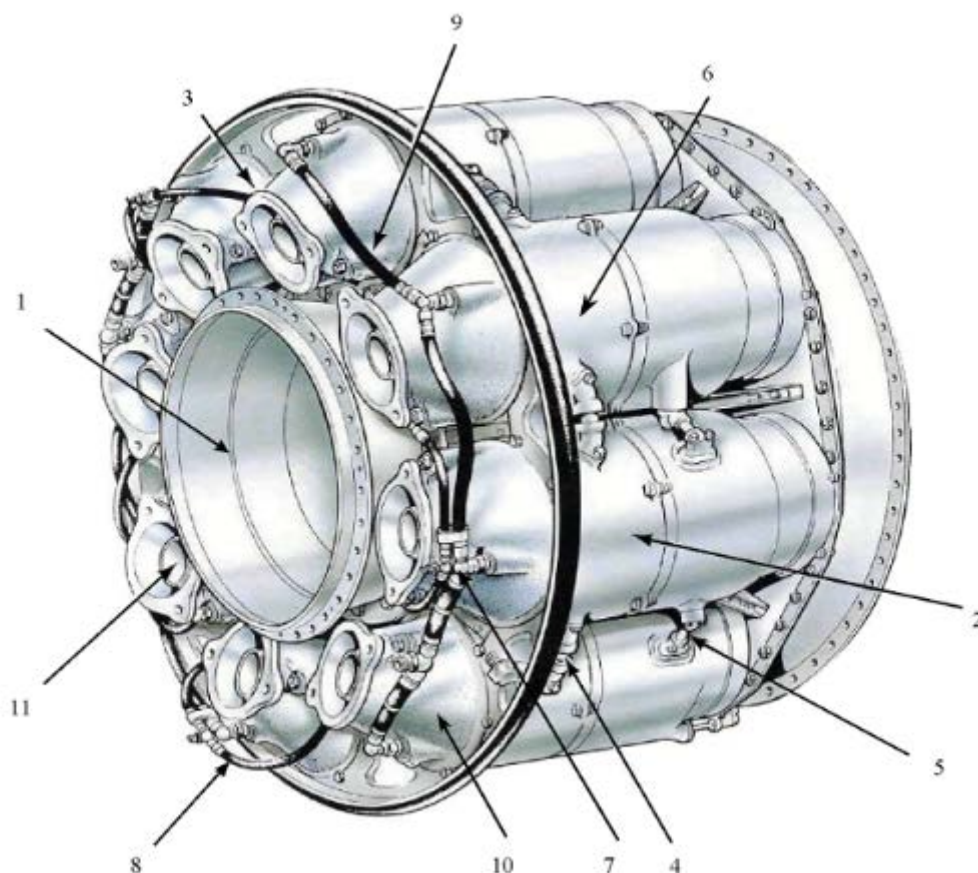


Рис. 2.7. Трубчатая КС: 1 – внутренний корпус двигателя; 2 – корпус; 3 – фланец соединения с компрессором; 4 – пламеперебрасывающая муфта; 5 – дренажная труба; 6 – противопожарная перегородка; 7 – форсунка; 8 – коллектор первого контура; 9 – коллектор второго контура; 10 – диффузор; 11 – заборник первичного воздуха

В ГТД КС такой схемы выполняют в виде блока из нескольких индивидуальных трубчатых КС. Трубчатая КС с индивидуальными трубчатыми КС, расположенными вокруг внутреннего корпуса 1 двигателя. Корпуса 2 каждой индивидуальной КС соединяются с выходом компрессора при помощи фланца 3. Между собой корпуса индивидуальных КС и жаровые трубы соединены муфтами 4

для переброса пламени при розжиге ТВС и выравнивания давления между жаровыми трубами. Кроме того, корпуса КС соединены между собой дренажными трубами 5 для слива топлива при неудавшемся запуске двигателя. Топливо в КС подается через форсунки 7. Топливо к форсункам подается через коллектор 8 первого контура и коллектор 9 второго контура. На входе в КС расположен диффузор 10.

*Трубчато-кольцевая КС* также состоит из нескольких отдельных жаровых труб и газосборников, но располагаются они в общем кольцевом канале между корпусами. На рис. 2.2 показана трубчато-кольцевая КС.

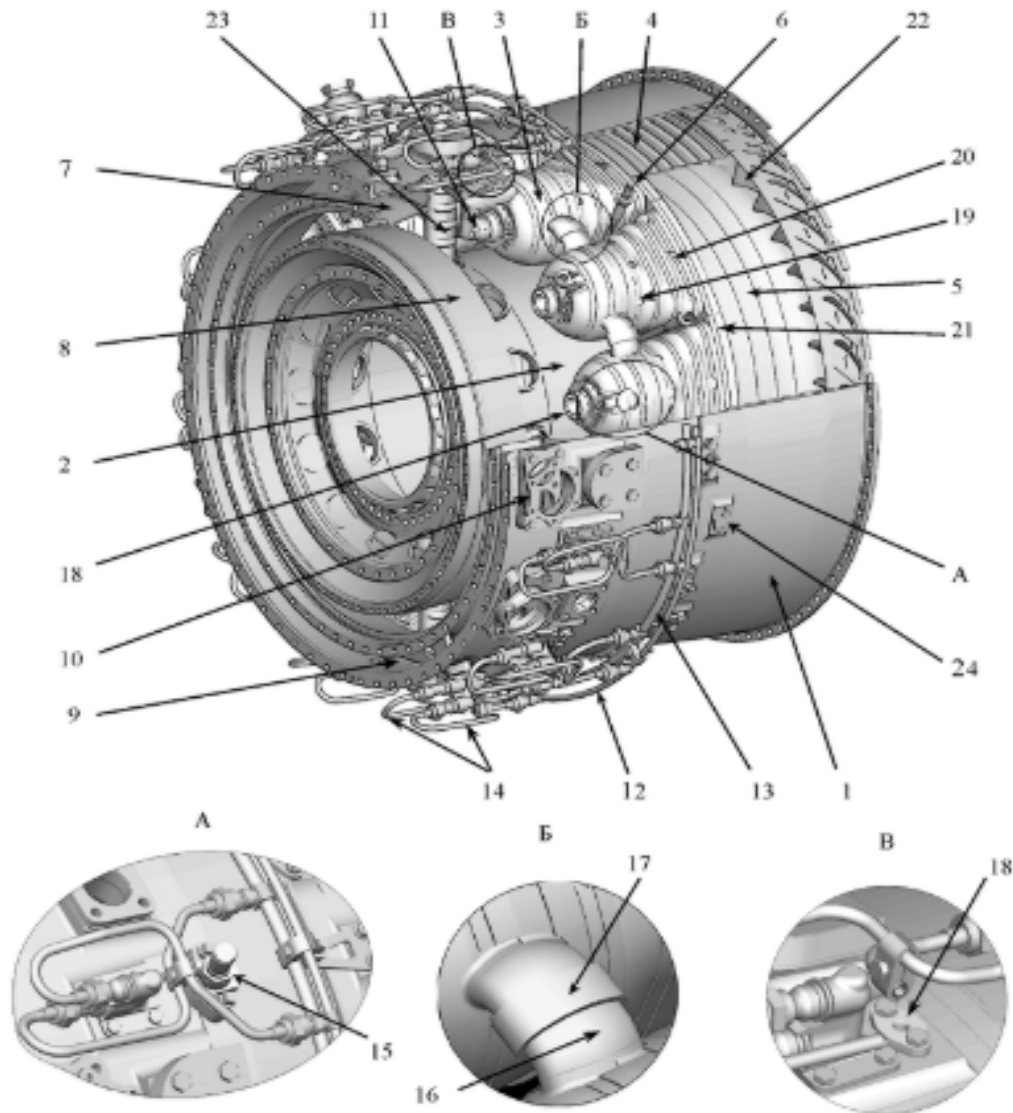


Рис. 2.2. Трубчато-кольцевая КС: 1 – наружный корпус КС; 2 – внутренний корпус КС; 3 – жаровая труба; 4 – наружное кольцо газосборника; 5 – внутреннее кольцо газосборника; 6 – силовая стойка; 7 – наружное кольцо диффузора; 8 – внутреннее кольцо диффузора; 9 – полость отборов воздуха; 10 – фланцы отбора воздуха; 11 – форсунка; 12 – топливный коллектор первого контура; 13 – топливный коллектор второго контура; 14 – трубопроводы подвода топлива к форсунке; 15 – свечи зажигания; 16 – пламеперебрасывающий патрубок; 17 – пламеперебрасывающая муфта; 18 – подвеска жаровой трубы; 19 – отверстия первичной зоны; 20 – отверстия зоны смешения; 21 – рамочный фланец жаровой трубы; 22 – сопловой аппарат ТВД; 23 – перепускная труба; 24 – лючок осмотра

В кольцевой КС (рис. 2.3) между образующими кольцевой канал наружным 1 и внутренним 2 корпусами устанавливается одна жаровая труба 3. Корпуса КС вместе с направляющим аппаратом 4 компрессора входят в силовую схему двигателя. На выходе из направляющего аппарата компрессора установлено кольцо диффузора наружное 5, которое вместе со стенкой внутреннего корпуса образует кольцевой диффузор. Рабочий объем жаровой трубы представляет собой кольцевое пространство между наружной 6, внутренней 7 стенками и фронтальной плитой 2. Кольцевые КС, как правило, используются в авиационных ГТД.

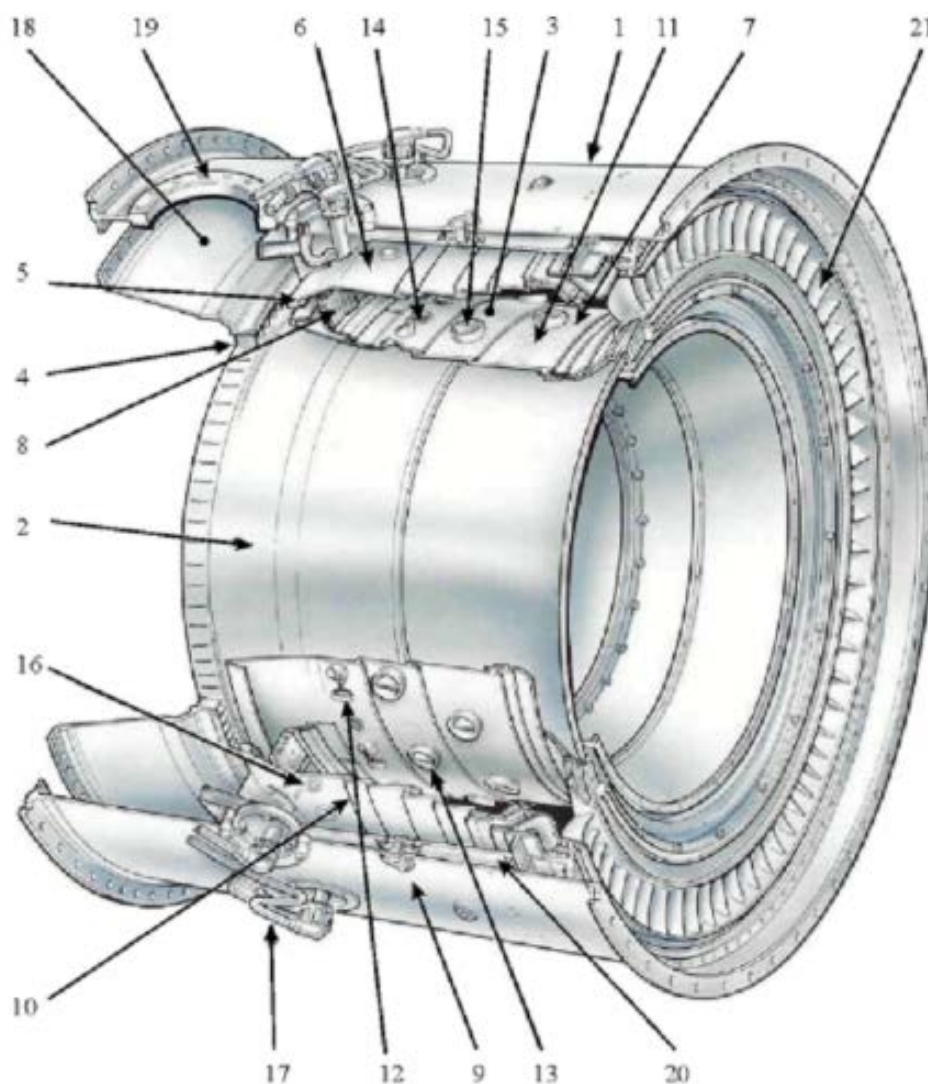


Рис. 2.3. Кольцевая КС: 1 – наружный корпус; 2 – внутренний корпус; 3 – жаровая труба; 4 – направляющий аппарат компрессора; 5 – кольцо диффузора наружное; 6 – наружная стенка жаровой трубы; 7 – внутренняя стенка жаровой трубы; 8 – фронтальная плита; 9 – подвеска жаровой трубы; 10 – пояс системы охлаждения; 11 – отверстия перфорации; 12 – отверстия подвода воздуха в первичную зону; 13 – отверстия зоны смешения; 14 – козырек; 15 – втулка; 16 – топливная форсунка; 17 – топливный коллектор; 18 – полость отборов воздуха; 19 – фланец отбора воздуха; 20 – внутренняя стенка наружного корпуса; 21 – сопловой аппарат турбины



От перемещения вдоль оси двигателя жаровая труба зафиксирована подвесками 3. Стенки жаровой трубы изготовлены точением. Воздух на охлаждение стенок подается через несколько поясов отверстий 10. Кроме того, для местного охлаждения в стенках имеется перфорация 11 из мелких отверстий. Для организации горения воздух в жаровую трубу поступает во ФУ, в отверстия 12 первичной зоны и отверстия 13 зоны смешения. Для увеличения пробивной способности струй воздуха в отверстия установлены козырьки 14 и втулки 15. Топливо в КС подается через форсунки 16 с воздушным распылом. Топливо к форсункам поступает по коллекторам 17. Наружное кольцо диффузора образует вместе с наружным корпусом полость 18, из которой через фланцы 19 отбирается воздух.

Наружный корпус КС имеет двойную стенку. Внутренняя стенка 20 образует проточную часть КС и предохраняет наружную стенку от потока тепла от горячей жаровой трубы. Наружная стенка корпуса – силовая. Она воспринимает усилия от внутреннего давления и осевых сил. Между стенками корпуса проходит воздух, отбираемый из КС, на охлаждение турбины.

Кроме рассмотренных основных схем существует большое количество КС, которые имеют особенности конструкции для удовлетворения требований, предъявляемых к конкретной КС.

Так, по конструкции ФУ жаровых труб различают КС испарительные и многофорсуночные.

Испарительные КС отличаются от обычных только наличием специального испарительного устройства, в которое форсункой подается топливо и небольшое количество воздуха, чтобы ТВС не воспламенилась в испарительном устройстве.

В зависимости от направления проходящего через КС потока они делятся на прямоточные, (все рассмотренные выше) и противоточные, в которых поток меняет свое направление.

В промышленных ГТД широкое применение находят трубчато-кольцевые КС, поскольку в данном случае одно из первых мест занимает требование по эксплуатационной технологичности (возможности замены узлов КС в эксплуатации вплоть до замены жаровых труб).

## Вопросы по теме 2

1. Требования, предъявляемые к КС.
2. Для чего в КС предусмотрена зона смешения?
3. Для чего в КС нужен диффузор?
4. Для чего в КС предусмотрено фронтное устройство?
5. За счет чего в КС поддерживается постоянное горение?
6. Что обеспечивает стабильность и эффективность горения?
7. Как защищен корпус жаровой трубы от пламени?
8. Для чего нужна зона смешения?
9. На какие группы разделяются камеры сгорания?
10. Какие схемы КС получили наибольшее распространение в ГТД?
11. Для чего нужна пламеперебрасывающая муфта?
12. Какие КС и почему нашли широкое применение в промышленных ГТД?

### ТЕМА 3. КОНСТРУКЦИЯ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ И ВЫХЛОПНОГО УСТРОЙСТВА

В настоящее время в промышленных ГТД применяют исключительно осевые газовые турбины с одной, двумя и большим числом ступеней, с охлаждаемыми и неохлаждаемыми лопатками.

Конструкция элементов газовой турбины (ГТ) вытекает из условий и особенностей ее работы:

- высокие начальные температуры газа на входе в ГТ обуславливают применение специальных жаростойких материалов и различных способов интенсивного охлаждения лопаток и дисков турбин;
- относительно малые начальные давления газа и незначительное увеличение его объема при расширении приводят к незначительной разнице в высотах лопаток первой и последней ступеней;
- незначительные срабатываемые теплоперепады (в 3 ÷ 5 раз меньше, чем у паровых турбин) сокращают число ступеней и длину проточной части газовой турбины;
- для получения высокого КПД газовые турбины требуют более тщательного исполнения проточной части и профилирования лопаток, чем паровые турбины;
- при разработке конструкции корпусов особое внимание уделяют достижению аэродинамического совершенства выходного устройства турбины.

*Основными элементами газовых турбин являются:* ротор, рабочие лопатки, направляющие (сопловые) лопатки, корпус, уплотнения и подшипники.

*Ротор* газовой турбины может выполняться дискового, барабанного или смешанного типов. Дисковые роторы получили наибольшее распространение и состоят из вала и дисков, с закрепленными на них рабочими лопатками (рис. 3.1). Соединение дисков с валом в многоступенчатых турбинах может быть разъемным и неразъемным. При неразъемном способе диски напрессованы на вал. Разъемное соединение выполняют в виде шлицевой муфты, стянутой болтами или одним стяжным болтом внутри вала.

При работе газовой турбины все элементы ротора испытывают значительные термические и механические напряжения, вызванные: центробежными силами массы диска и рабочих лопаток; силами газового потока, направленными вдоль оси ГТ; неравномерным распределением температур по радиусу и толщине дисков ГТ. Наибольшие механические напряжения возникают при работе ГТД на номинальном режиме. Термические напряжения достигают максимума при динамических режимах: пуск, остановка, неудавшийся запуск ГТД или изменение режимов его работы.

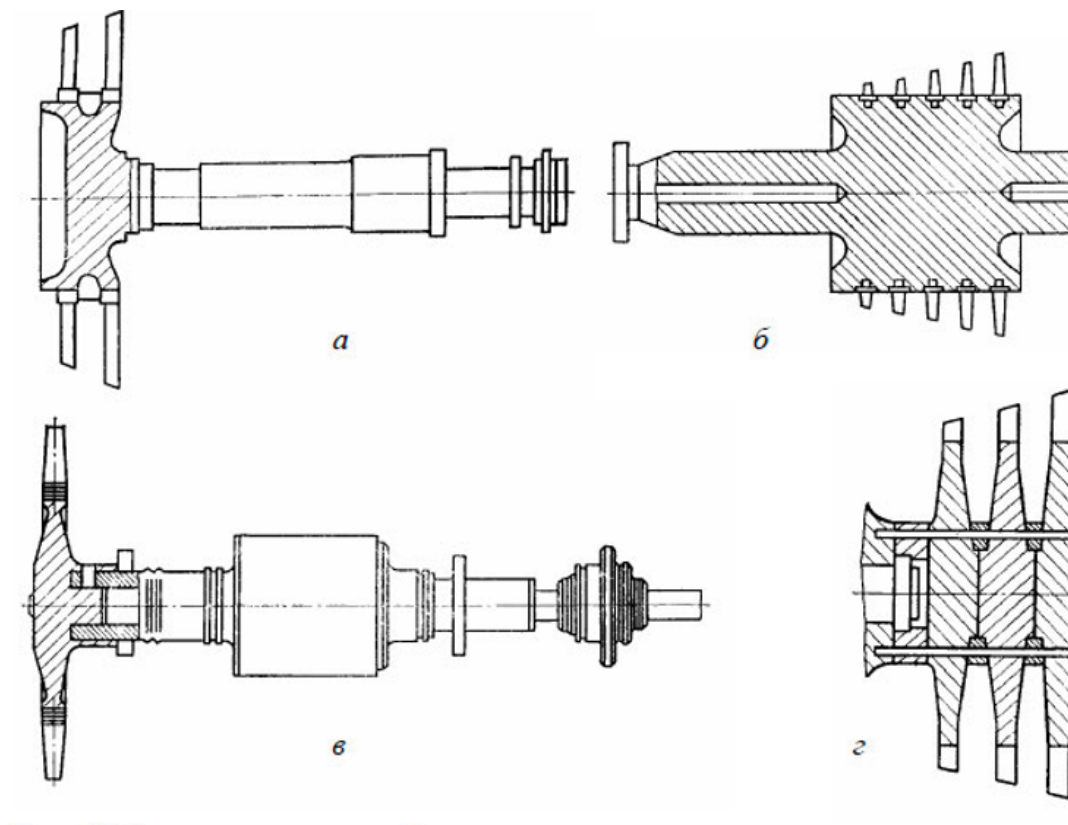


Рис. 3.1. Роторы газовых турбин: *а* – ротор с консольным диском, откованным заодно с валом; *б* – цельнокованный барабанный ротор; *в* – консольный ротор с закрепленным на валу диском; *г* – сборный ротор с дисками, соединенными стяжным болтом

Рабочие лопатки ГТ (рис. 3.2) состоят из двух частей: пера и замка. В целях усиления вибропрочности часто применяют рабочие лопатки с бандажными полками, на верхней стороне которых выполняют гребни лабиринтового уплотнения. Лабиринтовое уплотнение снижает протечки газа между ступенями газовой турбины, повышая КПД турбоагрегата. Для обеспечения равнопрочности толщина рабочих лопаток уменьшается от корня к периферии.

Замковая часть рабочей лопатки является самым нагруженным элементом в газовой турбине и выполняется обычно елочного типа. В термодинамических циклах с высокими параметрами газа применяют газоохлаждаемые лопатки.

*Сопловые лопатки* и корпус ГТ образуют составную конструкцию в виде цилиндра или усеченного конуса. К передней части корпуса с помощью фланца присоединяется корпус камеры сгорания или корпус предыдущей турбины, к заднему фланцу корпуса – корпус следующей турбины или диффузор газовыхлопного устройства.

К внутренней части корпуса турбины прикреплены наружные корпуса сопловых аппаратов. Сопловые лопатки шире рабочих и их число выбирается равным или кратным числу рабочих лопаток, чтобы исключить возможные резонансные колебания рабочих лопаток турбины.

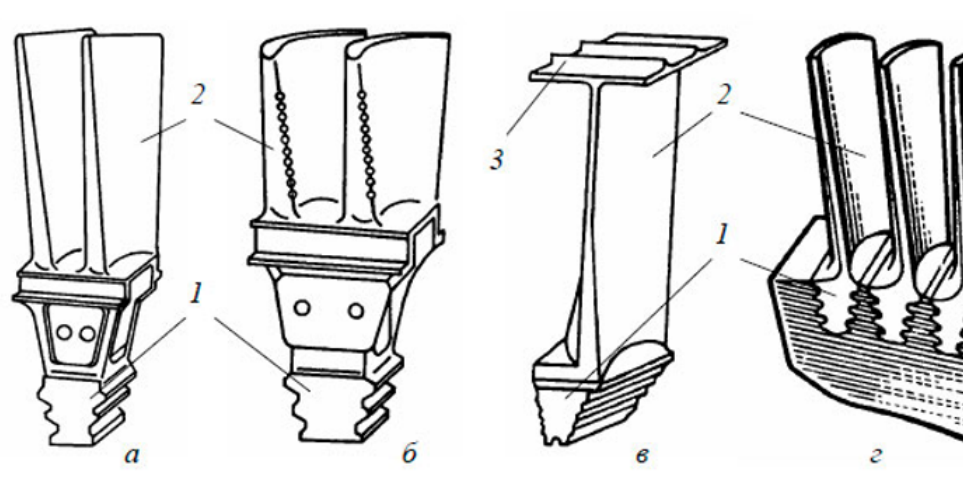


Рис. 3.2. Рабочие лопатки газовых турбин: *а, б* – газоохлаждаемые лопатки; *в* – лопатки с бандажной полкой; *г* – крепление рабочих лопаток в диске газовой турбины; *1* – замок лопатки; *2* – перо; *3* – бандажная полка с уплотнительным гребнем

*Корпус* газовой турбины представляет собой цилиндрическую или коническую конструкцию и имеет ребрение для повышения жесткости при неравномерном нагреве и исключения коробления. При работе ГТД внутренняя часть корпуса нагревается до  $700 \div 800 \text{ }^\circ\text{C}$ , а наружная обдувается охлаждающим воздухом, поэтому в корпусе возникают большие термические напряжения. Часто с целью удобства монтажа и выполнения работ с элементами проточной части корпуса выполняются разъемным.

*Уплотнения* в газовых турбинах служат для уменьшения перетекания газа через радиальные зазоры направляющих и рабочих лопаток, а также снижения утечки газа из проточной части и охлаждающего воздуха из каналов охлаждения. Обычно в газовых турбинах применяются *лабиринтовые* и *сотовые* уплотнения (рис. 3.3). Лабиринтовые уплотнения турбин по строению и принципу действия аналогичны уплотнениям компрессоров.

*Сотовые уплотнения* (рис. 3.3) представляют собой ячеистую конструкцию, выполненную из тонких пластин. Такая конструкция уплотнений имеет высокий уплотняющий эффект и позволяет выполнять беззазорную сборку турбин. Благодаря тонким стенкам ячеек, рабочие лопатки при вращении очень легко прирабатываются к уплотнениям. При этом между ячейками уплотнения и рабочими лопатками обеспечивается зазор порядка 0,2 мм.

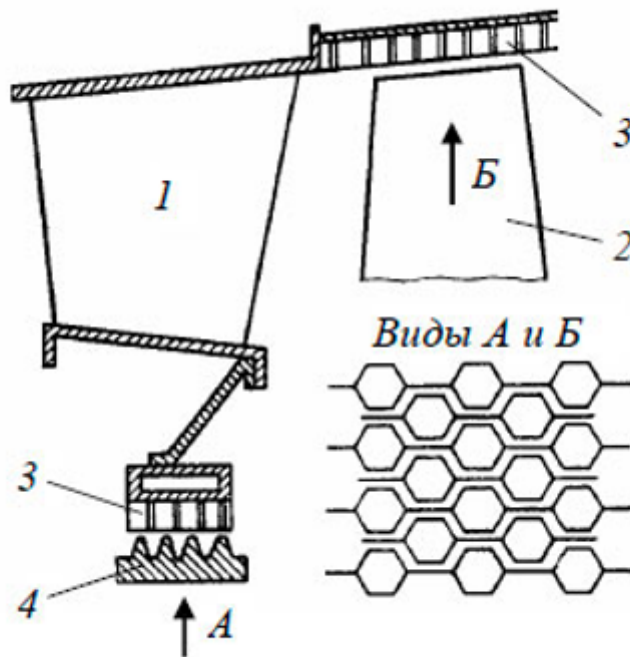


Рис. 3.3. Сотовые уплотнения газовых турбин: 1 – направляющий аппарат; 2 – рабочая лопатка; 3 – сотовые уплотнения; 4 – уплотнительные гребни ротора

Часто для повышения качества уплотнения применяется подпор уплотнений воздухом, подводимым от одной из ступеней компрессора и отвод (отсос) газов, прошедших первую группу уплотнений в полость ресивера за газовой турбиной.

Подшипники ГТ работают в очень тяжелых условиях при температуре до 250 °С, что требует подвода значительного количества масла для их охлаждения. Как правило, в ГТД применяются роликовые опорные или шариковые опорно-упорные подшипники. Для защиты масляных полостей и подшипников от горячих газов применяются несколько рядов лабиринтовых уплотнений.

### 3.1. Теория газовой турбины

Газовая турбина представляет собой лопаточную машину, в которой потенциальная энергия сжатого и подогретого газа преобразуется в механическую работу на валу турбины с помощью вращающегося ротора, снабженного лопатками.

Ступень газовой турбины состоит из соплового аппарата и рабочего колеса.

Состояние газа на входе в сопловой аппарат турбины характеризуется давлением  $P_1$  и температурой  $T_1$ . Лопатки соплового аппарата образуют

криволинейные каналы, сужающиеся (конфузорное сечение, аналог СА паровой турбины). Течение газа на этом участке сопровождается падением давления и температуры и соответствующим увеличением скорости. Направление потока на выходе из соплового аппарата в основном определяется направлением выходных кромок лопаток и составляет с плоскостью вращения колеса угол  $\lambda_1$ . Таким образом, в СА часть потенциальной энергии газа преобразуется в кинетическую. Одновременно в результате поворота потока обеспечивается его закрутка у входа в рабочее колесо.

В активной ступени (по аналогии с активными ступенями паровой турбины) абсолютная скорость потока на РЛ уменьшается от  $C_1$  до  $C_2$  ввиду частичного превращения кинетической энергии потока в механическую работу.

Относительная скорость потока уменьшается от  $W_1$  до  $W_2$  вследствие трения о стенки лопаток, взаимного трения между отдельными струйками в потоке, а также вихреобразования. Давление газа на рабочих лопатках остается постоянным  $P_1 = P_2$ .

При этом относительная скорость движения газа увеличивается от  $W_1$  на входе до  $W_2$  на выходе, а температура газа падает от  $T_1$  до  $T_2$ .

При обтекании газом лопаток соплового аппарата и рабочего колеса вследствие поворота потока на вогнутой поверхности лопаток (корытце) образуется повышенное давление, а на выпуклой (спинке) – пониженное.

Равнодействующая сила давлений, действующих на поверхности лопаток, создает подъемную силу – крутящий момент, приводящий рабочее колесо во вращение.

Газовая турбина промышленных ГТД имеет от 4 до 6 ступеней. Первая и вторая ступени, как правило, активного типа, остальные реактивные со степенью реакции на среднем радиусе от  $\rho = 0,25 - 0,4$ .

Схемы и распределение параметров в реактивной ступени представлены на рис. 3.4.

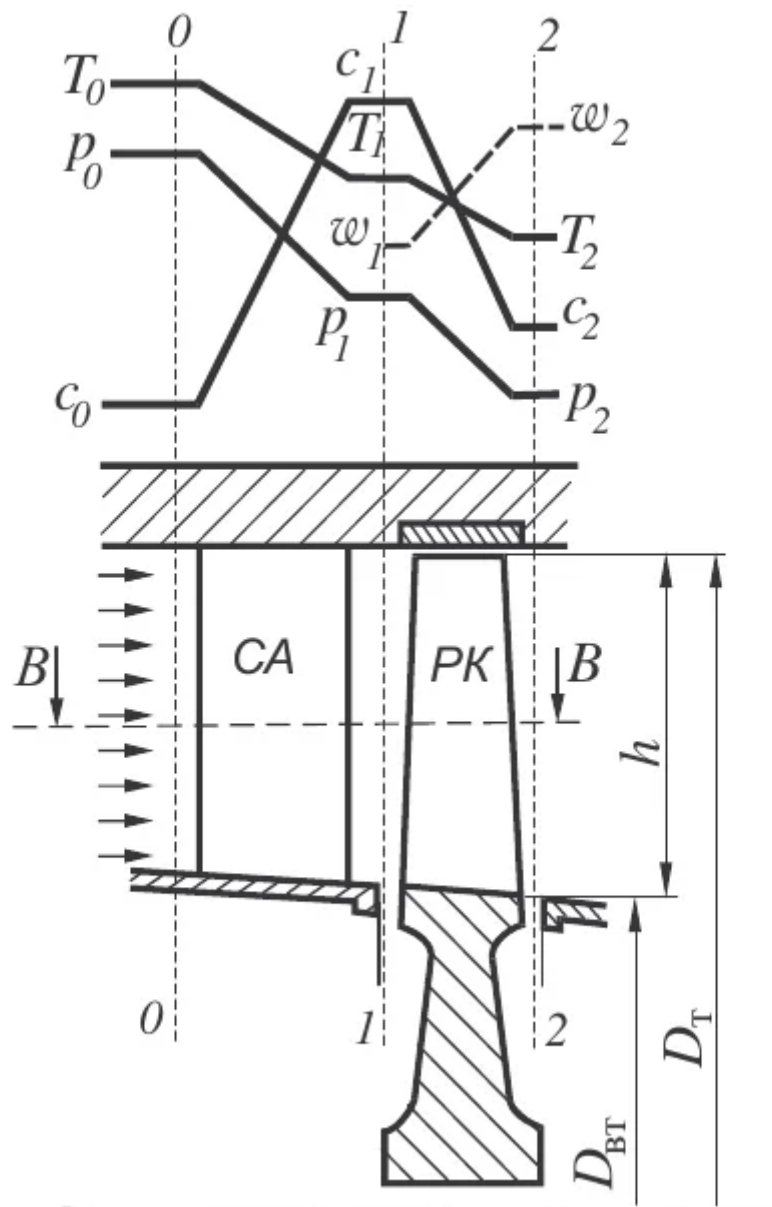


Рис. 3.4. Схема и распределение параметров в реактивной ступени

В реактивной ступени вследствие уменьшения давления увеличивается относительная скорость потока от  $W_1$  до  $W_2$ . Абсолютная скорость потока на выходе из рабочих лопаток  $C_2$ , как и в активной ступени, меньше абсолютной скорости входа  $C_1$  ввиду превращения части кинетической энергии потока в механическую работу.

При работе турбины происходит уменьшение энтальпии от  $i_0$  на входе до  $i_2$  на выходе из ступени. Разность значений энтальпий, срабатываемых на ступени, называется теплоперепадом. Отношение теплоперепада, срабатываемого на рабочих лопатках, к общему теплоперепаду ступени принято называть степенью реактивности  $\rho$ .

При  $\rho = 0 - 0,2$  ступени давления называют активными с небольшой реактивностью; при  $\rho = 0,25 - 0,4$  ступени давления называются реактивными.

### **3.2. Потери в проточной части ступени турбины и их зависимость от различных факторов**

#### *1. Профильные потери:*

- а) от трения и вихреобразований в пограничном слое и при срыве его;
- б) в вихревом закруточном следе и при выравнивании поля скоростей за решеткой;
- в) в скачках уплотнения и при взаимодействии их с пограничным слоем.

#### *2. Концевые потери:*

- а) от вторичных течений и в пограничном слое у торцевых стенок;
- б) от перетеканий в радиальном зазоре.

#### *3. Дополнительные потери:*

- а) от смешения основного потока с охлаждающим воздухом;
- б) от трения и вихреобразований в пограничном слое у боковых стенок в осевом зазоре;
- в) от перетеканий через лабиринтные уплотнения и щели;
- г) от трения диска о газ.

### **3.3. Охлаждаемые детали газовых турбин**

Как говорилось выше, детали газовых турбин работают при температурах от  $700\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ , поэтому для обеспечения безаварийной работы на заданный ресурс наиболее напряженные по температуре детали газовой турбины сделаны охлаждаемыми.

К таким деталям относятся СА и РЛ от первой и до четвертой ступени, диски от первой и до 4-й ступени. Общая схема охлаждения газовой турбины ГТУ V94.3A представлена на рис. 3.5.



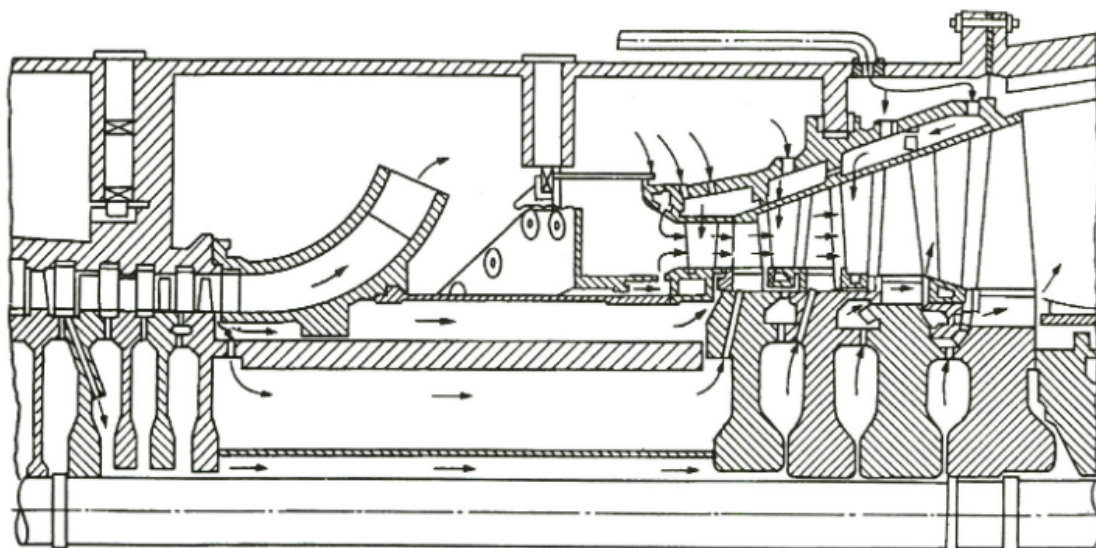


Рис. 3.5. Система охлаждения ГТУ V94.A

Из схемы видно, как воздух, отбираемый от последней ступени компрессора, подается на охлаждение диска и РЛ 1-й ступени. Воздух, отбираемый от 12 ступени компрессора, подается на охлаждение дисков и РЛ 2, 3 и 4 ступеней.

Воздух, отбираемый от последней ступени компрессора, проходя под статором ГТД, охлаждает СА первой, второй и третьей ступени.

В рабочие лопатки воздух попадает через замок лопатки рис. 3.2 и далее, проходя по внутренней поверхности лопатки, выходит через отверстия в кромке лопатки и частично через отверстия на вогнутой стороне лопатки (рис. 3.6) (создавая воздушно-пленочную защиту от воздействия раскаленных газов), наиболее подверженной термическим нагрузкам.

Продольное сечение охлаждаемой РЛ представлен на рис. 3.7.

Воздух, проходящий в зоне 1, 4, 5, 6, 7, обеспечивает конвективное охлаждение. Воздух, выходящий из отверстий 2, 9, 10, создает пленочное охлаждение.

Устройство сопловой лопатки и распределение воздуха на охлаждение ее частей представлено на рис. 3.3.

Воздух, выходящий из отверстий вогнутой части лопатки, создает пленочное охлаждение.



Рис. 3.6. Выход охлаждаемого воздуха из РЛ

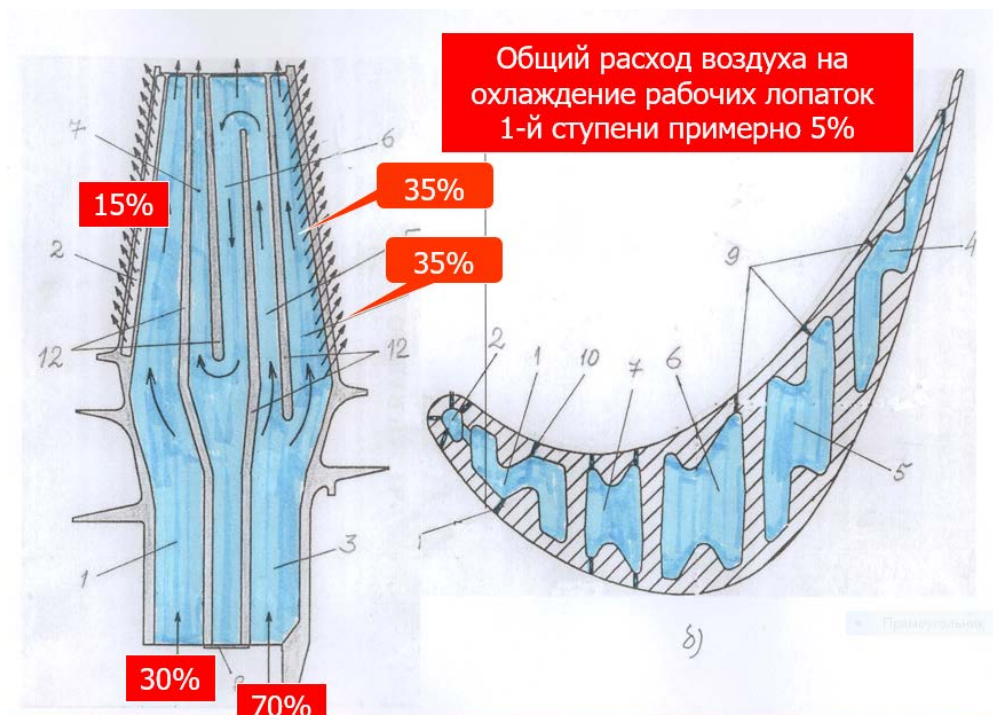


Рис. 3.7. Продольное сечение охлаждаемой РЛ



Рис. 3.8. Устройство сопловой лопатки, и распределение воздуха на охлаждение ее частей

На рис. 3.9 представлена система охлаждения лопаток 4-х ступенчатого ГТД V94.3А.



Рис. 3.9. Система охлаждения лопаток 4-х ступенчатого ГТД V94.3А

### 3.4. Выхлопная система

*Назначение выхлопной системы.* Выхлопная система обеспечивает отвод выхлопных газов от газотурбинного двигателя и выполняет функции:

- снижение шума, создаваемого двигателем до значений, соответствующих гигиеническим нормам;
- снижение концентрации вредных выбросов в атмосферу за счет рассеивания на расчетной высоте в районе установки ГТД до величин, соответствующих экологическим нормам;
- обеспечение уровня гидравлического сопротивления в пределах, необходимых для нормальной работы двигателя.

### Вопросы по теме 3

1. Почему длина проточной части ГТ в 3 – 5 раз меньше, чем у паровой турбины?
2. Почему сопловых аппаратов выбирается равным или кратным числу рабочих лопаток?
3. Для чего на корпусе газовой турбины имеется оребрение?
4. Для чего в газовой турбине служат уплотнения?
5. Какое преимущество сотовых уплотнений перед лабиринтовыми уплотнениями?
6. Какое преобразование энергии газа происходит в сопловом аппарате газовой турбины?
7. Ступени какого типа используются в ГТ?
8. Какие виды потерь характерны для ГТ?
9. Принцип охлаждения деталей ГТ.
10. Что такое пленочное охлаждение РЛ ГТ?
11. Назначение выхлопной системы.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Рудаченко А. В., Чухаева Н. В., Байкин С. С. Газотурбинные установки: учебное пособие. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2008. – 139 с.
2. Костюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин: учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007 – 476 с.
3. 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.
4. 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.
5. Арсеньев Л. В., Тарышкин В. Г., Богов И. А. и др. Стационарные газотурбинные установки / под ред. Л. В. Арсеньева, В. Г. Тарышкина. – Л.: Машиностроение (Ленинградское отделение), 1989. – 543 с.
6. 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.

Учебное издание

**Верхоланцев Александр Александрович  
Злобин Владимир Германович**

**Газотурбинные установки  
Часть 2: Конструкция ГТУ и их элементов**

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

Темплан 2020 г., поз. 109

---

Подписано к печати 07.12.21.	Формат 60x84/16.	Бумага тип № 1.
Печать офсетная.	Печ.л. 3,4.	Уч.-изд. л. 3,4.
Тираж 50 экз.	Изд. № 109.	Цена «С».
		Заказ №

---

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД,  
198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.