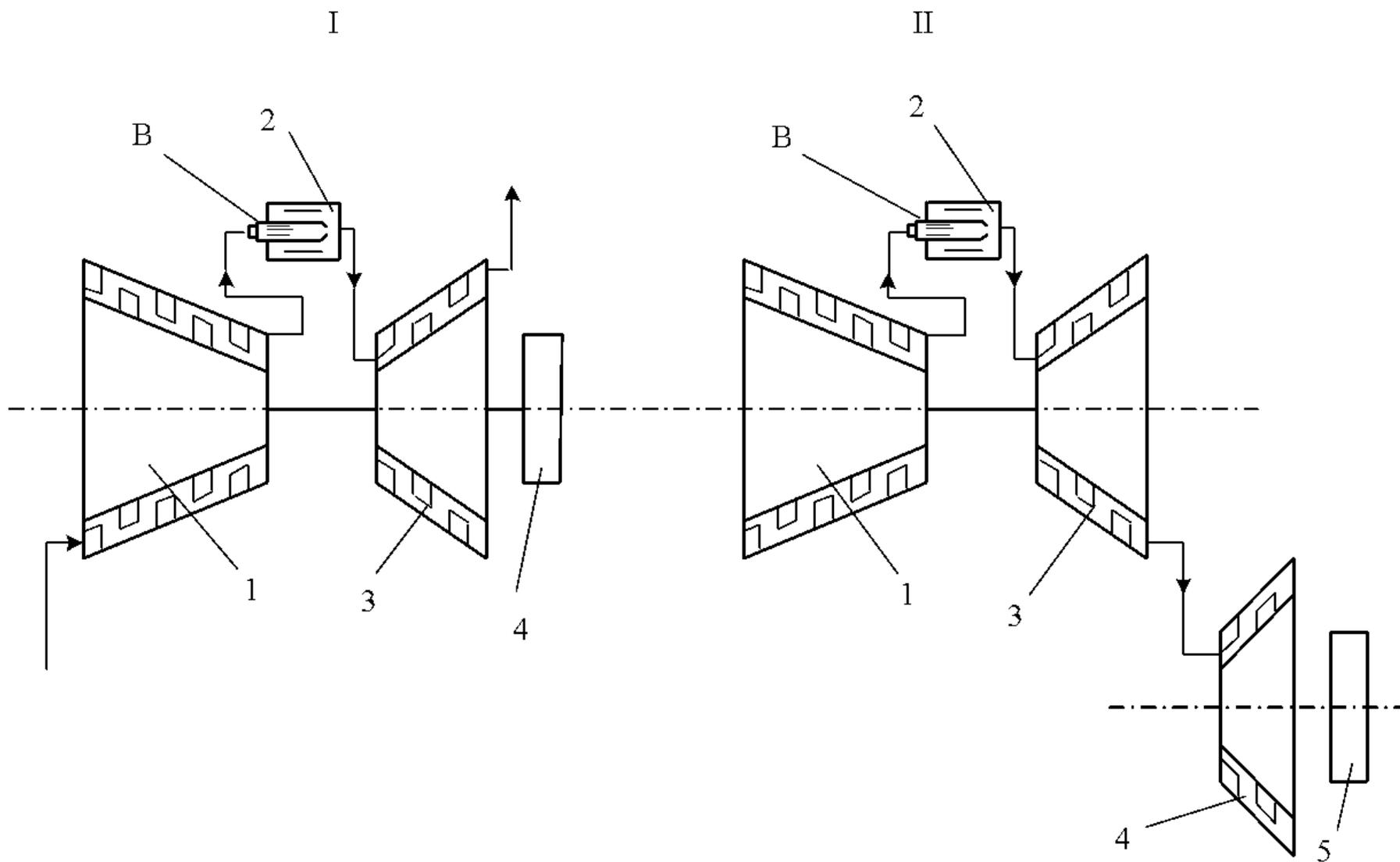


Дисциплина «Газотурбинные установки»
Лекция №2. 2 Назначение, устройство и принцип работы основных элементов
ГТУ

АВТОР:
К.П.Н., ДОЦЕНТ КАФЕДРЫ «ТТ» ОРЛОВА Г.М.

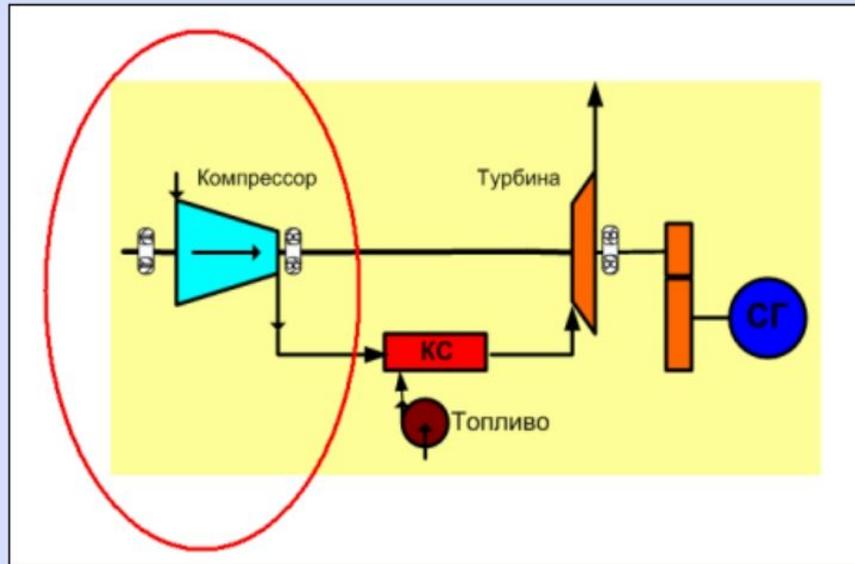


Принципиальные схемы простой одновальневой и двухвальневой ГТУ



2.1 Компрессор газотурбинной установки

Компрессор - это машина, предназначенная для преобразования механической энергии в потенциальную энергию давления и энергию перемещаемого газа



Назначение: обеспечивает повышение давления рабочего тела и непрерывную его подачу в камеру сгорания за счет потребления части механической энергии, выработанной турбинами

Основные характеристики компрессоров ГТУ

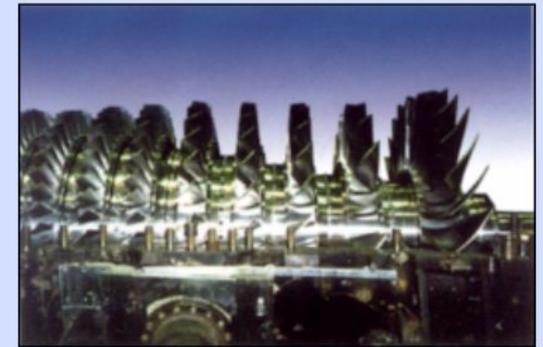
Степень повышения давления (сжатия)

Способность компрессора повышать давление характеризуется **степенью повышения давления**, под которой понимают отношение давления на выходе из компрессора (P_2) к давлению на входе (P_1):

$$\pi_k = \frac{P_2}{P_1} \quad (1)$$

С **повышением температуры** газа перед турбиной **степень повышения давления возрастает**. У современных осевых компрессоров средняя степень:

$$\pi_k = 20 \div 30$$



Основные характеристики компрессоров ГТУ

Производительность

Массовая

**Количество массы газа (кг/с),
перемещаемого в единицу
времени**

Объемная

**Объем газа ($\text{м}^3/\text{с}$), перемещаемого
компрессором в единицу времени**



У современных осевых компрессоров массовая производительность достигает 100...150 кг/с.

Основные характеристики компрессоров ГТУ

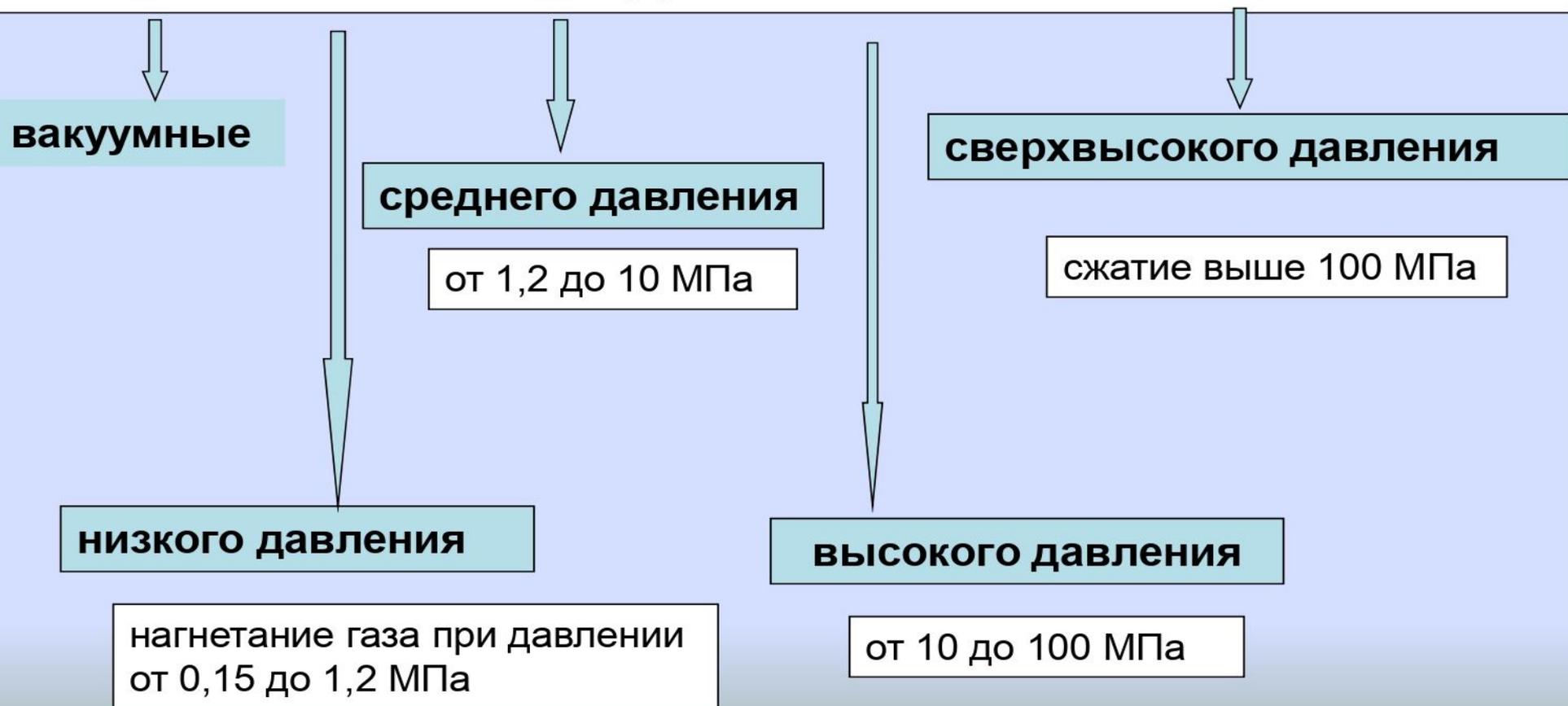
Качество преобразования механической энергии в потенциальную энергию давления и кинетическую энергию перемещаемого газа **определяется эффективным КПД**, который лежит в пределах 0,85...0,88.

Имеется еще ряд параметров, характеризующих техническое совершенство компрессоров - коэффициент устойчивости, массогабаритные характеристики, технологичность, дешевизна производства и др



2.1.1 Классификация и характеристики компрессоров ГТУ

Разделение компрессоров по конечному давлению



2.1.1 Классификация и характеристики компрессоров ГТУ

Разделение компрессоров по особенностям самого процесса повышения давления

(по принципу действия)

Объемные

Объемный (поршневой) компрессор – устройство, в котором процесс сжатия происходит в рабочих камерах, изменение давления происходит за счет периодического изменения объема этих камер, попеременно сообщающихся с входом и выходом компрессора

Динамические

Самые распространенные:

центробежные

осевые

Динамический компрессор – в котором сжатие газа происходит в результате взаимодействия потока с вращающейся и неподвижной решетками лопастей

2.1.1 Классификация и характеристики компрессоров ГТУ

Поршневой компрессор



Рис. Принцип работы поршневого компрессора: 1- индекс 1 относится к состоянию воздуха на входе в компрессор 2) индекс 2 - к состоянию сжатого воздуха

Работа поршневого компрессора описывается соотношением $P_1 V_1 = P_2 V_2$ ($T = \text{const}$)
Закон Бойля-Мариотта

Производительность компрессора определяется объемом цилиндра, **а степень повышения давления** зависит от хода поршня

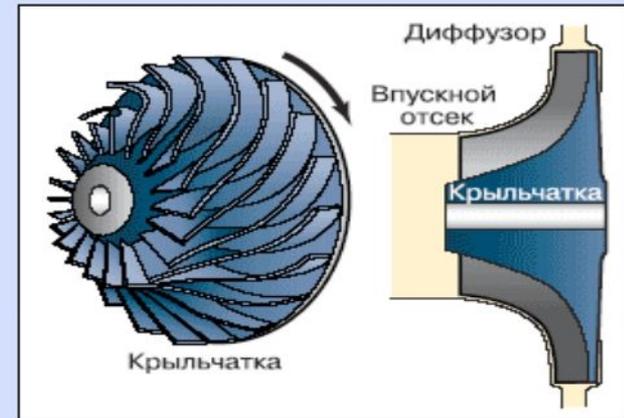
Достоинства поршневых компрессоров является их простота и низкая начальная стоимость

Недостатком является необходимость частого технического обслуживания цилиндра и поршневой группы, а также трудоемкость замены этих деталей

2.1.2 Центробежные компрессоры

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ КОМПРЕССОР

Принцип действия: Центробежные компрессоры повышают давление за счет увеличения скорости потока воздуха



Центробежные компрессоры повышают давление воздуха, придавая ему скорость при помощи вращающейся крыльчатки и преобразуя ее в давление. Каждая ступень сжатия в центробежном компрессоре состоит из вращающейся крыльчатки и неподвижных отсеков для впуска и выпуска. Воздух направляется в „устье“ вращающейся крыльчатки через впускное отверстие. Крыльчатка сообщает потоку воздуха дополнительную скорость и выпускает его через **диффузор**, где скорость преобразуется в давление

2.1.2 Центробежные компрессоры

Конфузоры - это каналы, в которых происходит ускорение потока (сужающийся при дозвуковом течении и расширяющийся при сверхзвуковом)

Диффузоры – это каналы, в которых поток газа тормозится (сужается при сверхзвуковом течении и расширяется при дозвуковом)

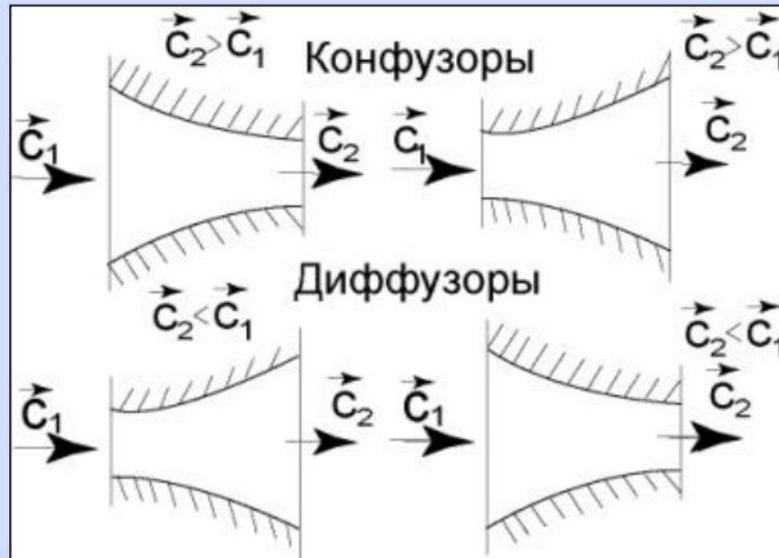
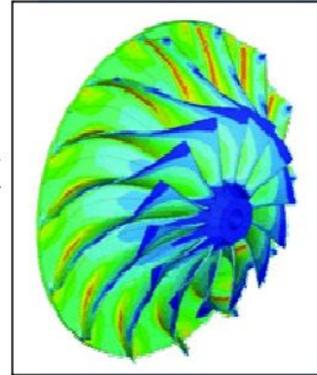


Рис. Течение газа в конфузорах и диффузорах

2.1.2 Центробежные компрессоры

Достоинства:

1. Поток воздуха и система смазки механизма компрессора являются независимыми, они разделены уплотнениями и пространством атмосферного воздуха. То есть технология сжатия воздуха в таких компрессорах позволяет получать безмаслянный воздух без дополнительных затрат, связанных с установкой сложных и дорогих устройств очистки воздуха



2. Центробежные компрессоры работают при гораздо меньших уровнях вибрации, чем компрессора объемного типа (меньше требований к прочности фундамента и опор присоединяемых трубопроводов)

3. В отличие от объемных компрессоров, на выходе центробежных компрессоров не надо устанавливать глушители шума или емкости-ресиверы. В результате затраты на монтаж центробежных компрессоров ниже, чем для компрессоров объемного типа

Недостатки: Недостатками компрессора центробежного **по сравнению с осевым компрессором** являются более низкий адиабатический к. п. д. и больший габаритный диаметр при одинаковых значениях расхода воздуха и степени повышения давления.

2.1.3 Осевые компрессоры

ОСЕВОЙ КОМПРЕССОР

Компрессор, с движением и сжатием рабочего тела (воздуха) вдоль оси – называют **осевым компрессором**

КПД осевого компрессора (ОК) **больше**, чем у центробежного нагнетателя, и может достигать до 90% при низкой окружной скорости (180...200 м/с) до 86 % (при окружной скорости 250...300 м/с).

Осевые компрессоры по сравнению с центробежными обладают большой производительностью, малыми радиальными размерами и массой.



Ротор осевого компрессора с установленными на него рабочими лопатками

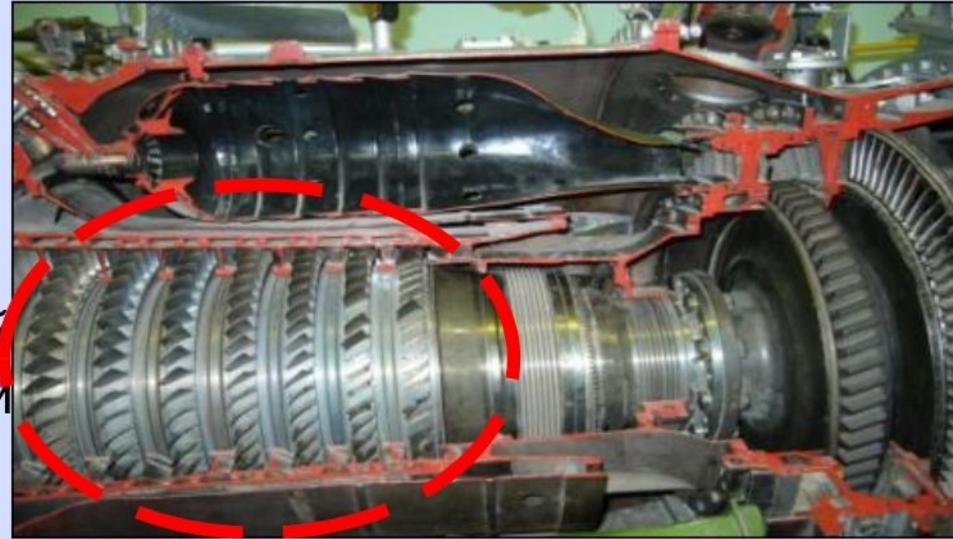
2.1.3 Осевые компрессоры

Для комплектации современных ГТУ применяются осевые **многоступенчатые** компрессоры (до **16 ступеней**).

Степень повышения давления в одной ступени достигает в среднем значений **$\pi_{к ст} = \text{до } 1,3 \dots 1,7$** .

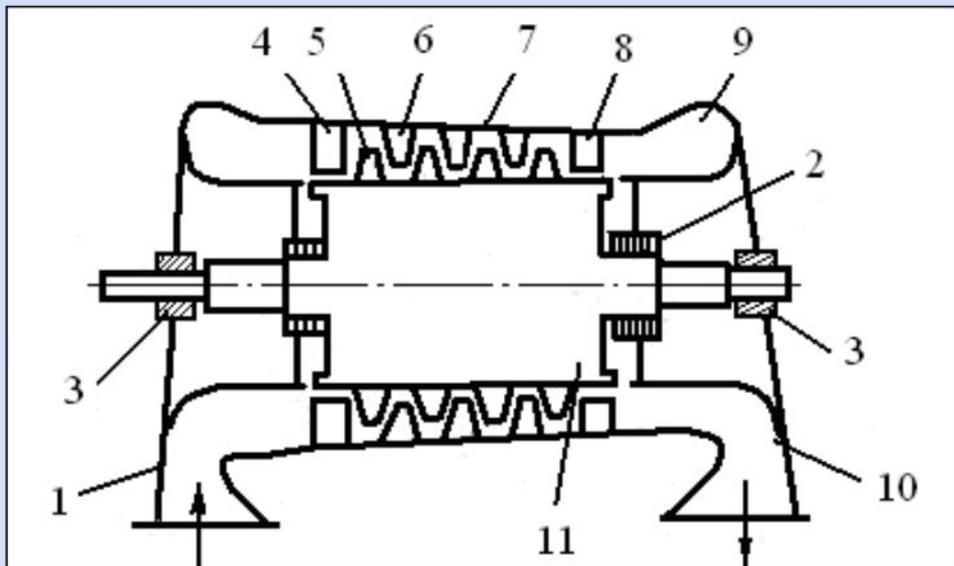
Разрабатываются компрессоры с **$\pi_{к ст} = \text{до } 3,5$**

Цилиндрический узел корпуса может состоять из **ряда цилиндрических секций соединенных болтами по осевому направлению** между каждой ступенью или корпус может иметь **две половины с соединением на болтах по центральной осевой линии стыка**.



2.1.3 Осевые компрессоры

Схема многоступенчатого осевого компрессора



1-входной патрубок;

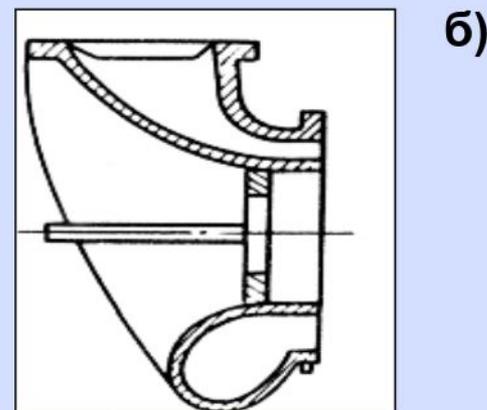
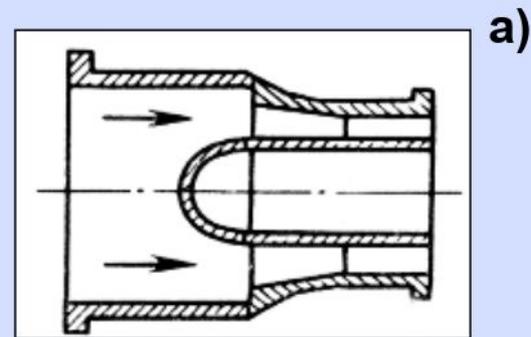
2-концевые уплотнения; 3-подшипники;

4-входной направляющий аппарат;

5-рабочие лопатки; 6-направляющие лопатки;

7-корпус ; 8-спрямляющий аппарат;

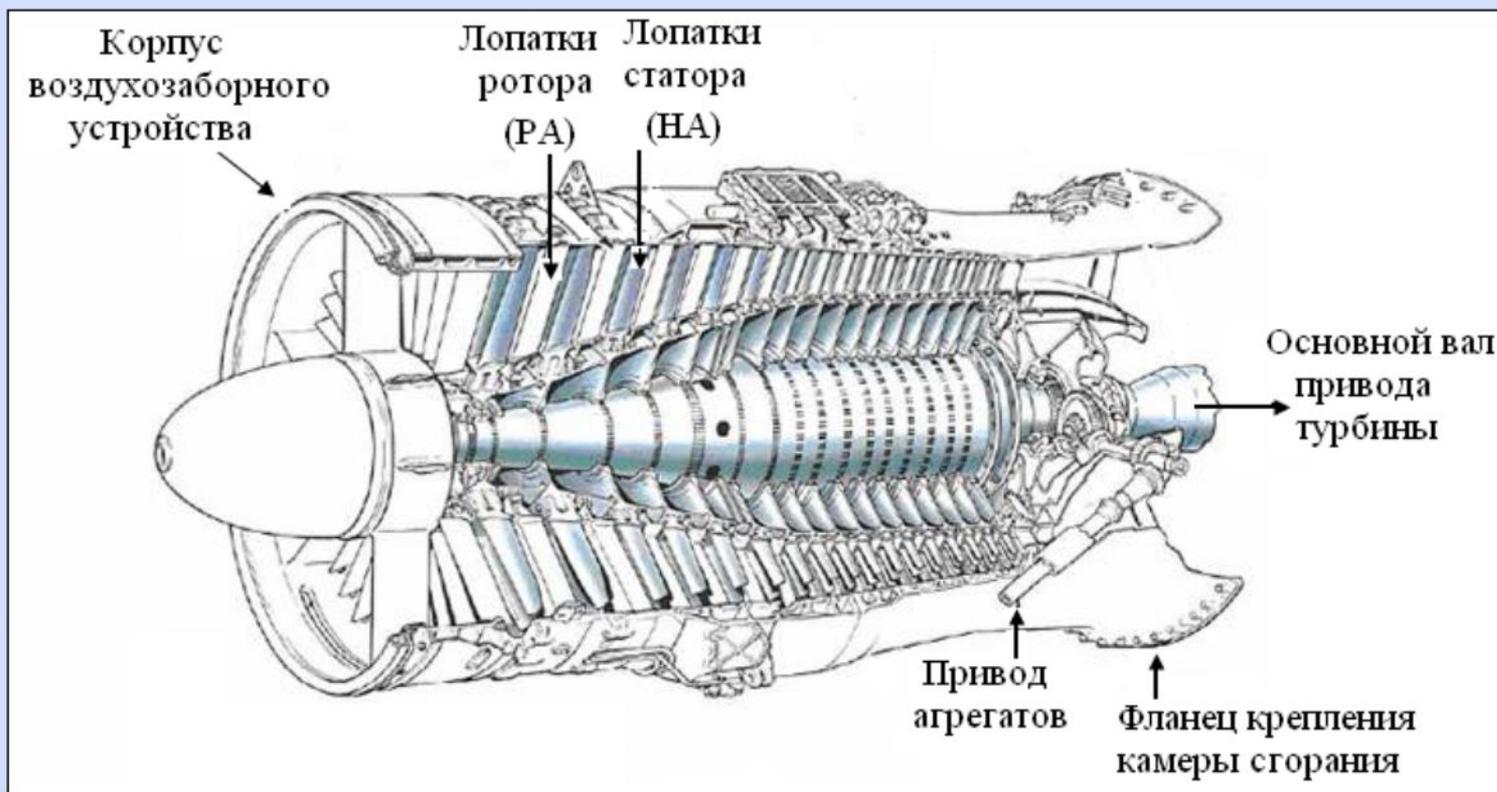
9-диффузор; 10-выходной патрубок; 11-ротор



**Осевой (а) и угловой (б)
входные патрубки
осевых компрессоров**

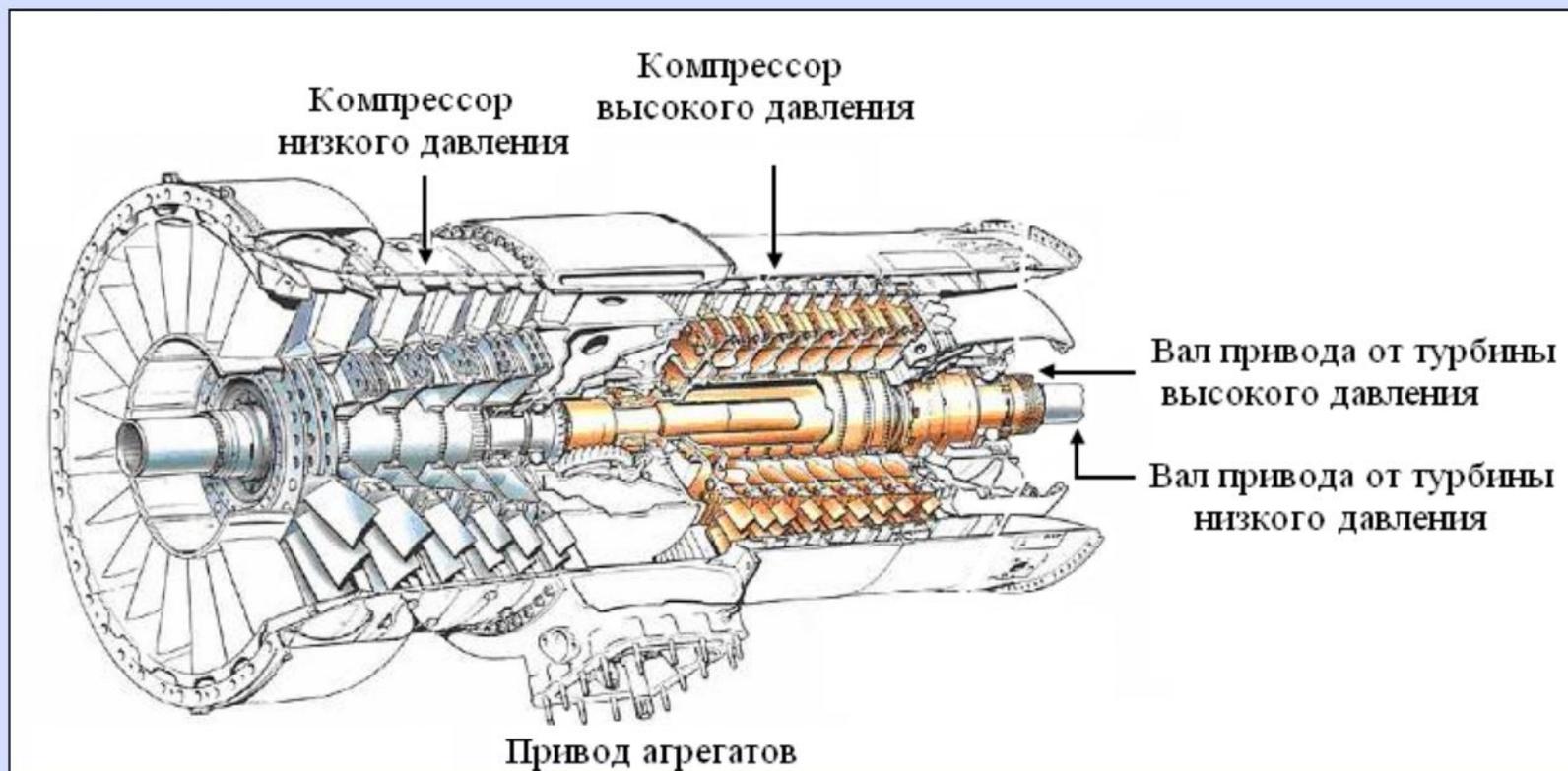
2.1.3 Осевые компрессоры

Однокаскадный осевой компрессор



2.1.3 Осевые компрессоры

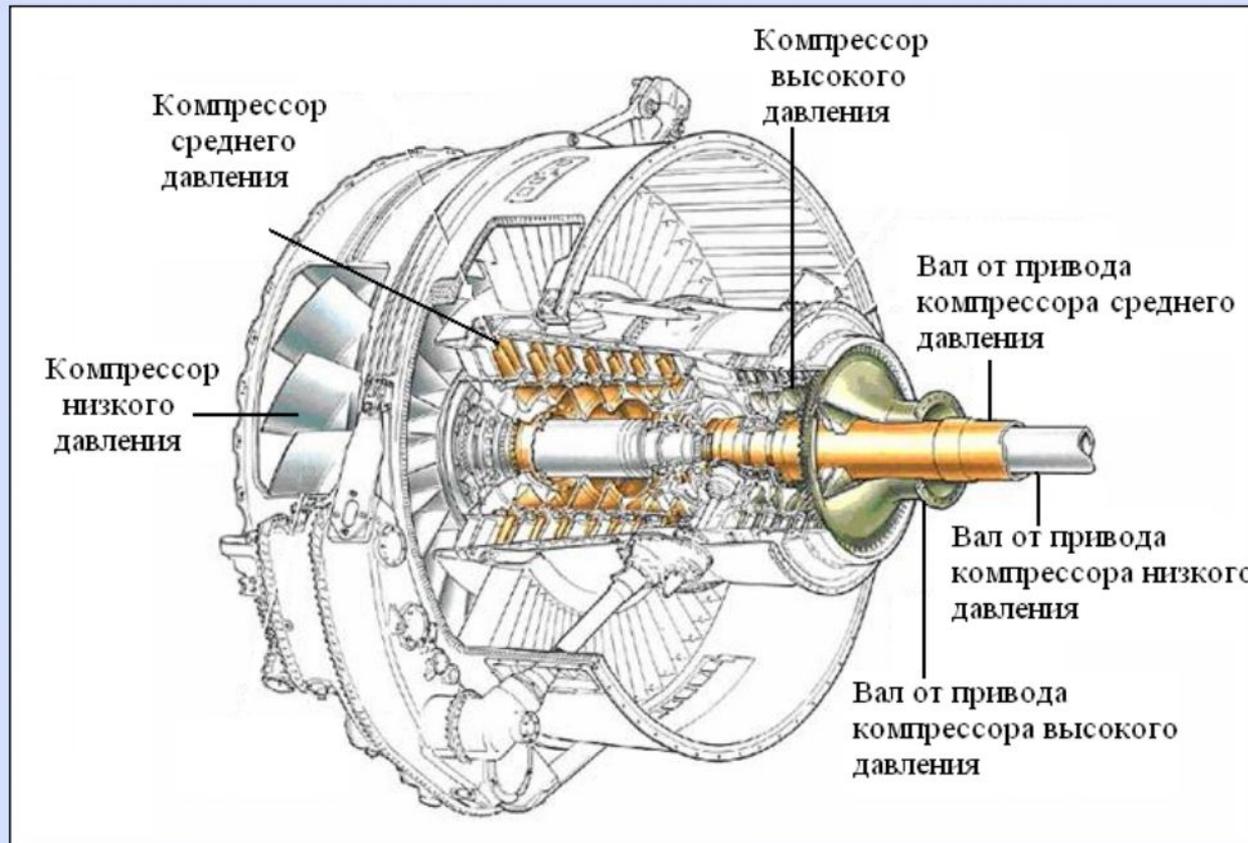
Двухкаскадный осевой компрессор



Совмещение осевого компрессора низкого и высокого давлений

2.1.3 Осевые компрессоры

Трехкаскадный осевой компрессор



Совмещение ОК низкого, среднего и высокого давления в общем силовом корпусе

СТУПЕНЬ КОМПРЕССОРА

Ступенью компрессора называется сочетание неподвижного направляющего аппарата и рабочего колеса

Диффузор

Превращение кинетической энергии потока рабочего тела в энергию давления

Угол раскрытия диффузора небольшой до $14...18^\circ$



Степень повышения давления до $1,1...1,15$

Угол раскрытия диффузора небольшой более 18°



Падение КПД диффузора



Отрыв пограничных слоев рабочего тела

Требуется последовательное соединение нескольких диффузоров (многоступенчатое сжатие)- получение высоких степеней повышения давления

2.1.4 Ступень компрессора

СТУПЕНЬ КОМПРЕССОРА

Рабочее колесо



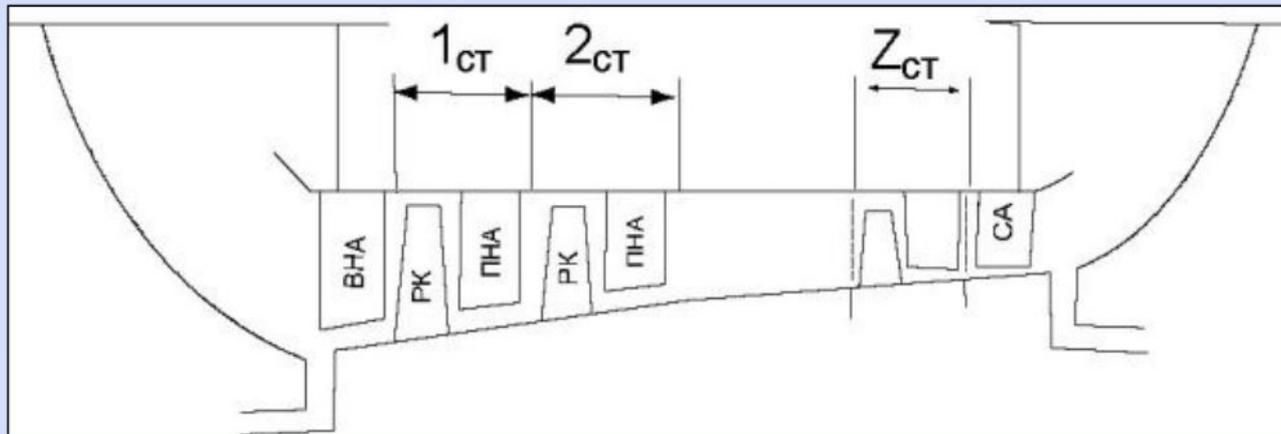
Установка перед каждым диффузором устройства, в котором механическая энергия преобразовывается в кинетическую

Движущиеся лопатки разгоняют рабочее тело до высокой скорости

Запасенная газом, кинетическая энергия преобразовывается в энергию давления в диффузорных неподвижных межлопаточных каналах лопаток



2.1.4 Ступень компрессора



Многоступенчатый компрессор включает:

1. Рабочие колеса (**РК**), закрепленных на одном валу;
2. Неподвижные лопатки - промежуточный направляющий аппарат (**ПНА**);
3. За последней ступенью компрессора устанавливается спрямляющий аппарат (**СА**)

Лопаточная решетка рабочего колеса (РК) часто выполняется диффузорной. Это позволяет увеличить степень повышения давления в ступени

2.1.4 Ступень компрессора

Переносная скорость U -

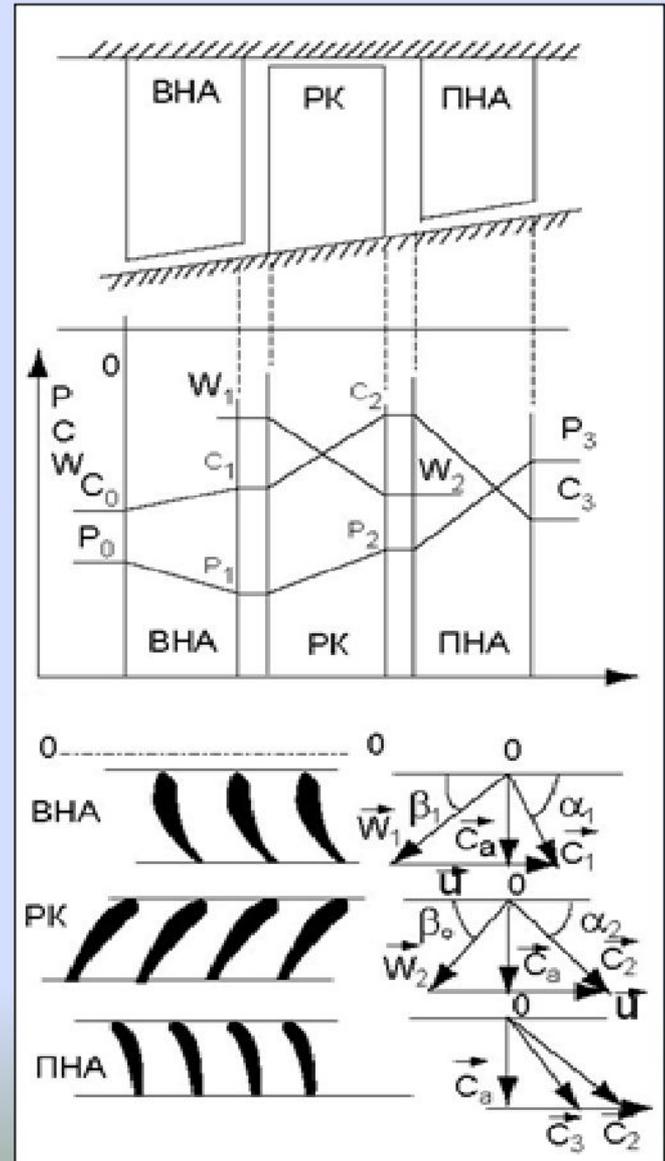
обусловлена вращательным движением рабочих лопаток, остается постоянной по направлению и величине на входе и выходе каждой лопатки

Относительная скорость w -

определяется только скоростью вращения вала компрессора и расстоянием от оси вращения, связана с перемещением воздушной среды по поверхности лопаток, изменяется как по величине, так по направлению и зависит от профиля лопатки.

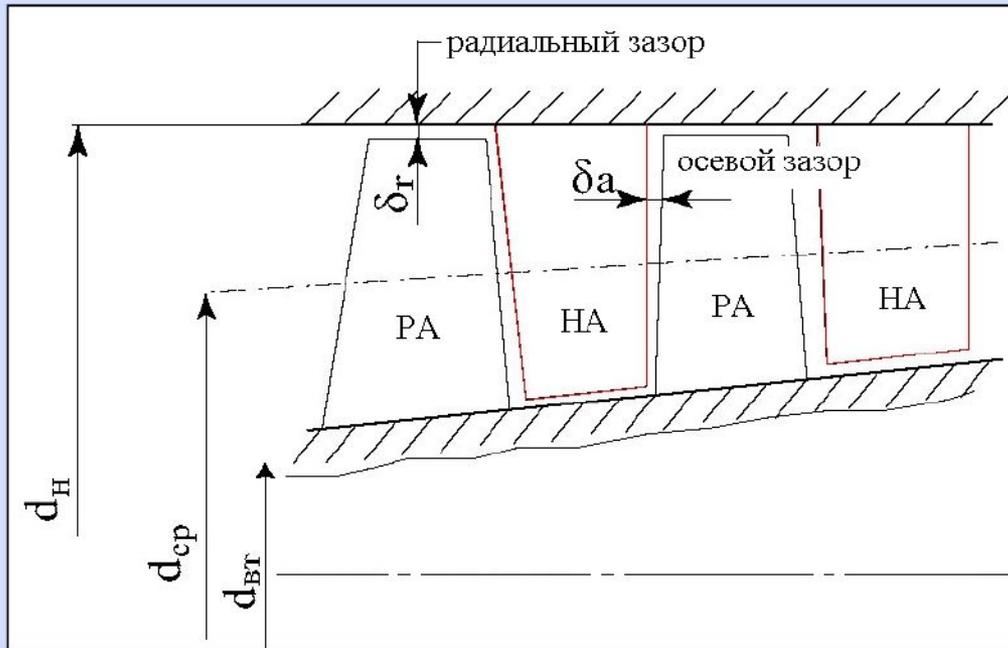
Абсолютная скорость C -

определяется в виде геометрической суммы переносной и относительной, изменяется по величине и направлению



2.1.4 Ступень компрессора

Реальная ступень осевого компрессора ограничена внутренней расточкой корпуса компрессора, имеющего наружный диаметр = d_H , и наружной поверхностью ротора с диаметром втулки = $d_{вт}$



Если пренебречь радиальным зазором, то высота ступени

$$l_{см} = \frac{d_H - d_{вт}}{2} = d_H \frac{1 - \bar{d}}{2},$$

$$\bar{d} = \frac{d_{вт}}{d_H} \quad \text{- втулочное отношение}$$

Шаг ступени, изменяется по высоте ступени:

$$t = \frac{2 \pi r}{z_l},$$

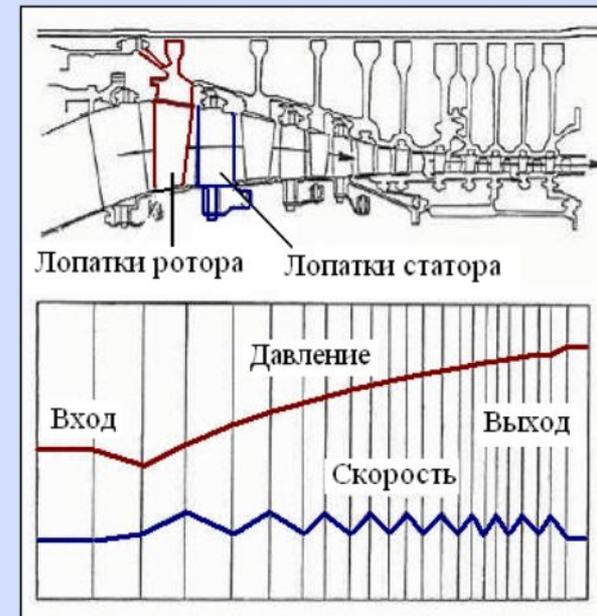
r - текущий радиус, изменяющийся от радиуса втулки до радиуса наружного ;

z_l - число лопаток РК или ПНА ступени.

2.1.4 Ступень компрессора

Возможность создавать **многоступенчатые осевые компрессоры с управляемой скоростью** потока воздуха и основного потока воздуха минимизирует потери и приводит к высокому КПД и, следовательно, меньшему расходу топлива.

Это дает последующие **преимущества над центробежными компрессорами**, где такие условия в своей основе не так просто достичь.



Большой перепад давления
на одном компрессоре

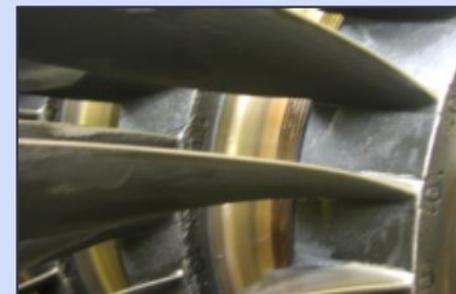


Изменяемый сопловой
аппарат на статоре



Исправление угла атаки рабочих лопаток
относительно потока воздуха до
допустимого уровня для исключения
срывов потока воздуха

2.1.4 Ступень компрессора



Рабочее
колесо

Промежуточный
направляющий
аппарат

Спрямяющий
аппарат

Механическая энергия
преобразуется

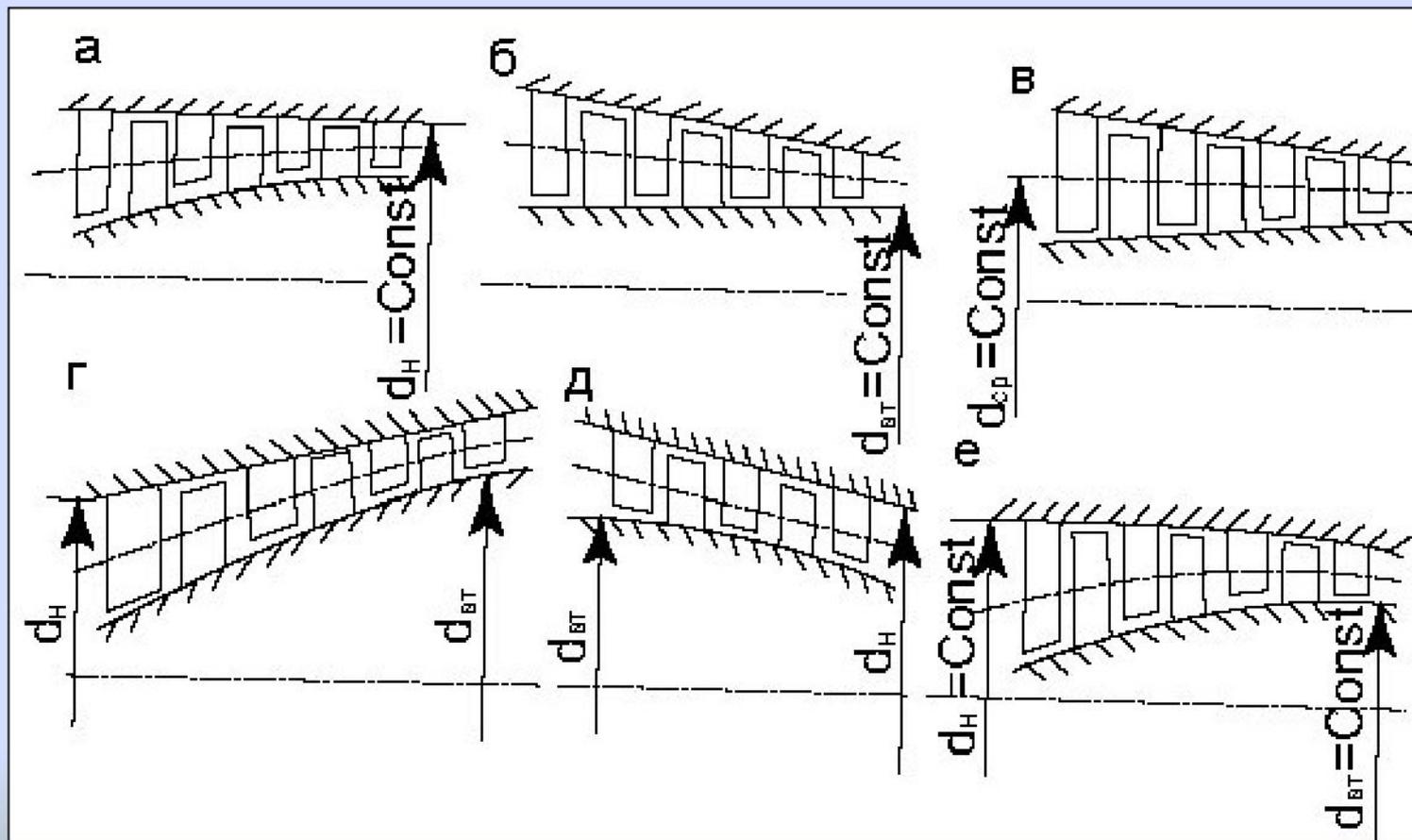
в энергию давления в
диффузорных
каналах РК

в кинетическую
энергию, которая
затем преобразуется
в энергию давления в
каналах ПНА

раскручивает поток до
осевого направления и
преобразует в давление
кинетическую энергию
окружной
составляющей скорости
последней ступени

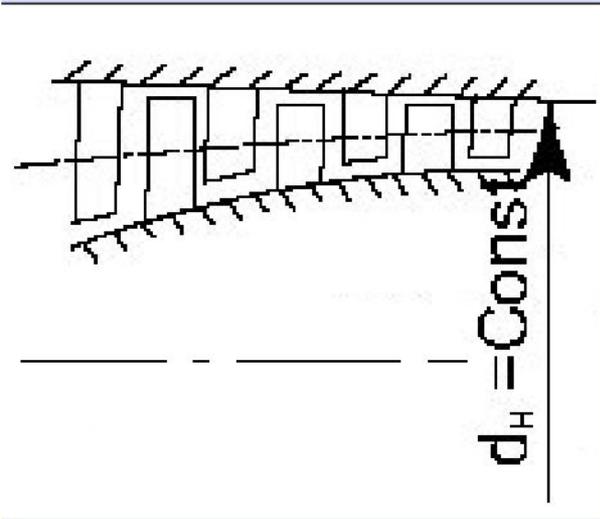
2.1.5 Формы проточной части многоступенчатых осевых компрессоров

ФОРМЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ



2.1.5 Формы проточной части многоступенчатых осевых компрессоров

Профилирование проточной части компрессора по закону $d_H = \text{const}$



Напорность ступеней увеличивается (густота решетки и средняя окружная скорость каждой последующей ступени возрастают)

Достоинства:

1. Величина напора второй ступени выше величины напора первой ступени на 25...30%

(Чем меньше \bar{d} отношение первой ступени, тем больше может быть это увеличение)

2. Меньшее число ступеней компрессора

3. Закон $d_H = \text{const}$ способствует повышению экономичности компрессора, так как здесь удастся сохранить постоянными минимальные радиальные зазоры по всей длине компрессора

2.1.5 Формы проточной части многоступенчатых осевых компрессоров

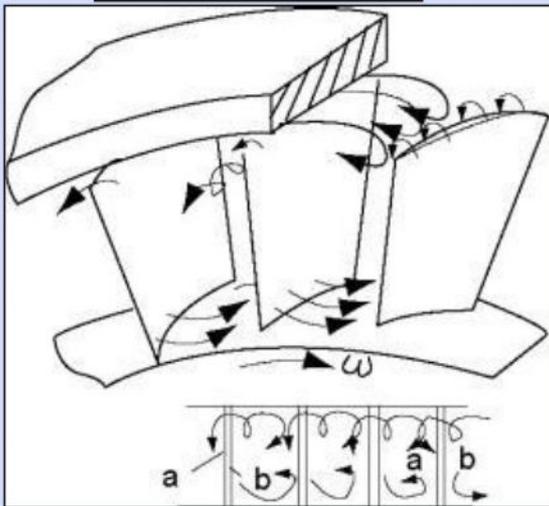
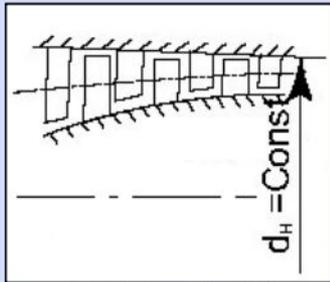


Схема образования индуктивных потерь

Недостатки:

1. Резкое уменьшение высот лопаток последних ступеней из-за возрастающего среднего диаметра d_{cp}

Усиливается отрицательное влияние пограничных слоев на роторе и статоре за счет уменьшения ядра потока газа

Увеличиваются потери от вторичных перетеканий (индуктивные потери)

2. Снижение КПД последних ступеней

3. Данный тип проточной части применим для высоты последней ступени лопаток не менее 30...35 мм

4. Применяют для КНД, так как высота рабочих лопаток его последних ступеней 70...100 мм и здесь не сказывается заметное влияние индуктивных потерь

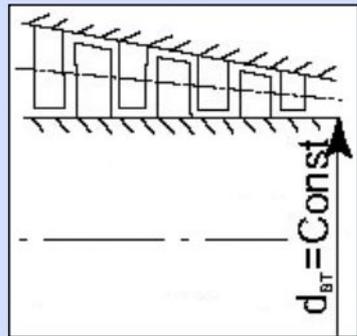
2.1.5 Формы проточной части многоступенчатых осевых компрессоров

Профилирование проточной части компрессора по закону $d_{BT} = \text{const}$

Достоинства:

1. Технологические преимущества в изготовлении ротора, особенно барабанного типа, и возможности унификации узлов крепления рабочих лопаток

2. Так как d_{cp} по ходу движения газа уменьшается, то при прочих равных условиях длины лопаток последних ступеней будут больше, чем у ступеней, проточная часть которых выполнена по закону $d_H = \text{const}$.



Недостатки:

Уменьшение от ступени к ступени числа Маха и напорности за счет падения окружной скорости



Увеличение числа ступеней компрессора при заданном π_k

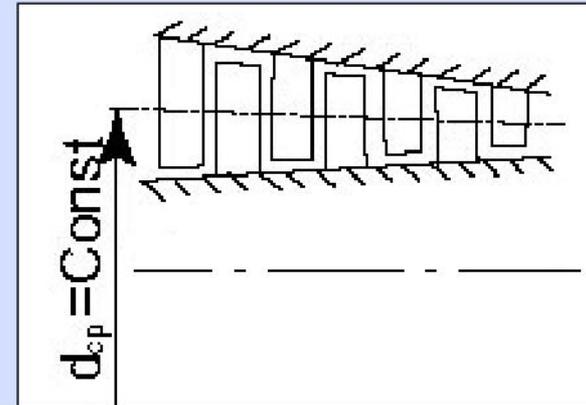
$$M = \frac{c}{a};$$

- число Маха, где c - скорость газа, a - скорость звука в газовой среде

2.1.5 Формы проточной части многоступенчатых осевых компрессоров

Проточная часть компрессора выполнена по закону $d_{cp} = \text{const}$

d_n и $d_{вт}$ – переменные величины



Достоинства:

1. Высоты лопаток последних ступеней компрессора будут **больше, чем при законе $d_n = \text{const}$**
2. Так как по ходу движения газа уменьшается окружная скорость, то при использовании закона **$d_{cp} = \text{const}$** можно применять повышенные окружные скорости на среднем диаметре, не опасаясь возникновения сверхзвуковых течений на периферийном диаметре

напорность ступеней
увеличивается

общее число ступеней
снижается

Недостатки:

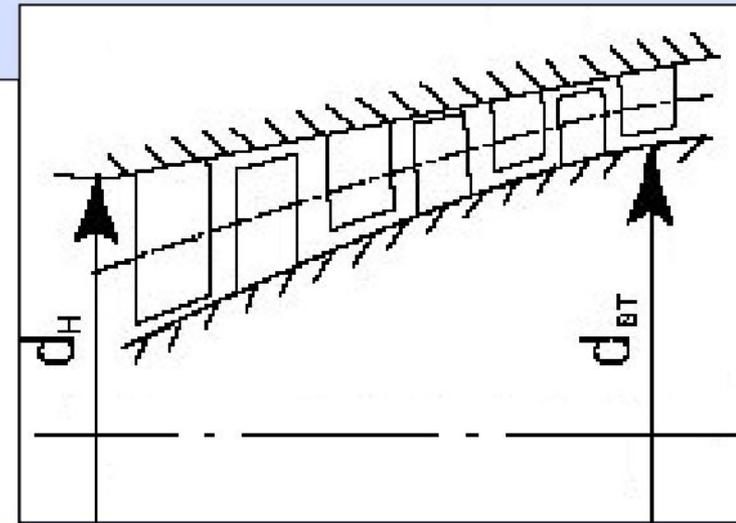
Технологические трудности в изготовлении, связанные с переменностью наружного диаметра и диаметра втулки

2.1.5 Формы проточной части многоступенчатых осевых компрессоров

Проточная часть с одновременным увеличением d_H и d_{BT}

Достоинства:

1. Напорность ступеней будет наибольшая в связи с интенсивным возрастанием окружной скорости
2. При такой схеме можно достичь на периферии постоянства числа Маха для всех ступеней и при предельном его значении получить самую короткую конструкцию



Недостатки:

При этом законе имеет место резкое уменьшение длин лопаток **последних** ступеней, что приводит к заметному падению их КПД

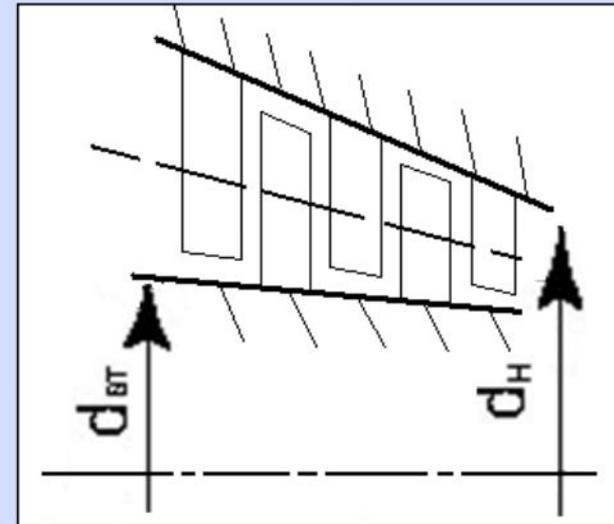
Компрессоры большой
производительности более 100кг/с

2.1.5 Формы проточной части многоступенчатых осевых компрессоров

Проточная часть с одновременным уменьшением d_H и d_{BT}

Достоинства:

1. Конструктивно данная схема может выполняться с лопатками постоянной длины для всех ступеней компрессора
2. Это достигается соответствующим уменьшением диаметров на периферии и у втулки



Недостатки:

Из-за более резкого падения числа Маха по длине компрессора число его ступеней, а следовательно, осевой размер будут наибольшими по сравнению с предыдущими конструктивными исполнениями проточной части ОК

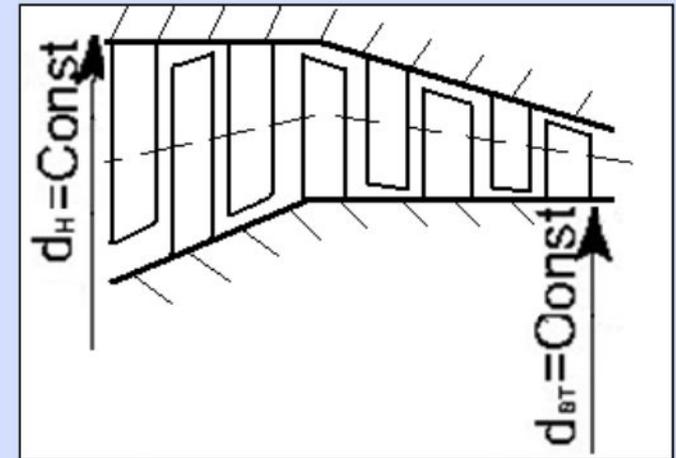
Компрессоры малой производительности (до 20 кг/с)
Небольшие степени повышения давления $\pi_k - до 5$

2.1.5 Формы проточной части многоступенчатых осевых компрессоров

Для первых ступеней используют закон $d_H = \text{const}$, а для последних – закон $d_{BT} = \text{const}$

Достоинства:

При такой схеме удастся сильнее нагрузить средние ступени за счет увеличения окружной скорости, а на последних ступенях - получить приемлемые высоты лопаток



Недостатки:

Комбинированные схемы по сравнению с предыдущими имеют значительную сложность как в аэродинамическом, так и в технологическом отношении

Ограниченное применение

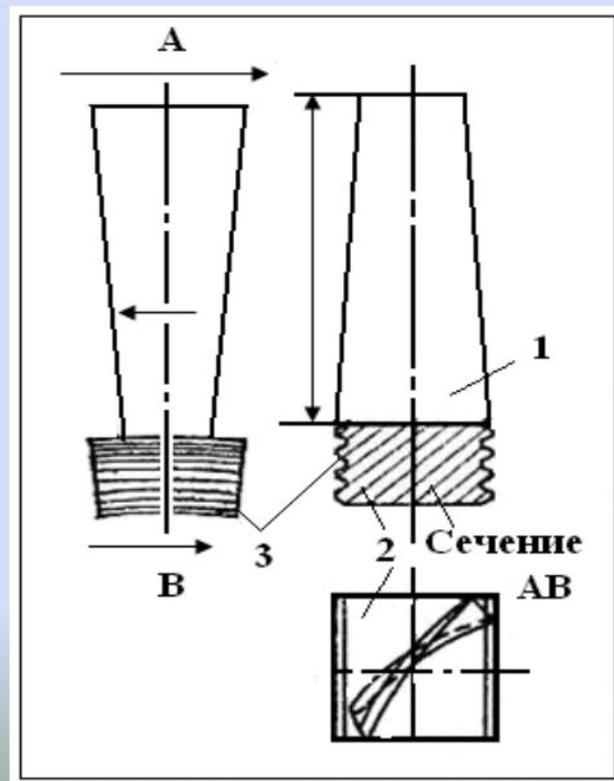
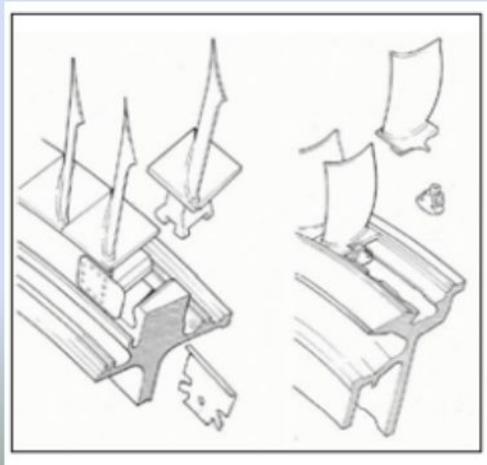
2.1.6 Крепление лопаток многоступенчатых осевых компрессоров

КРЕПЛЕНИЕ ЛОПАТОК МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОК

Цель специализированных способов крепления лопаток
Создание средства крепления, которые создают наименьшую из возможных нагрузку на диск и этим минимизируют общий вес диска

Лопатки ОК обычно рассчитываются и изготавливаются **с переменным по длине углом установки элементов лопасти**, и лопатка получается винтовой

Типовой метод
фиксирования рабочих
лопаток на диске
ротора



2.1.6 Крепление лопаток многоступенчатых осевых компрессоров

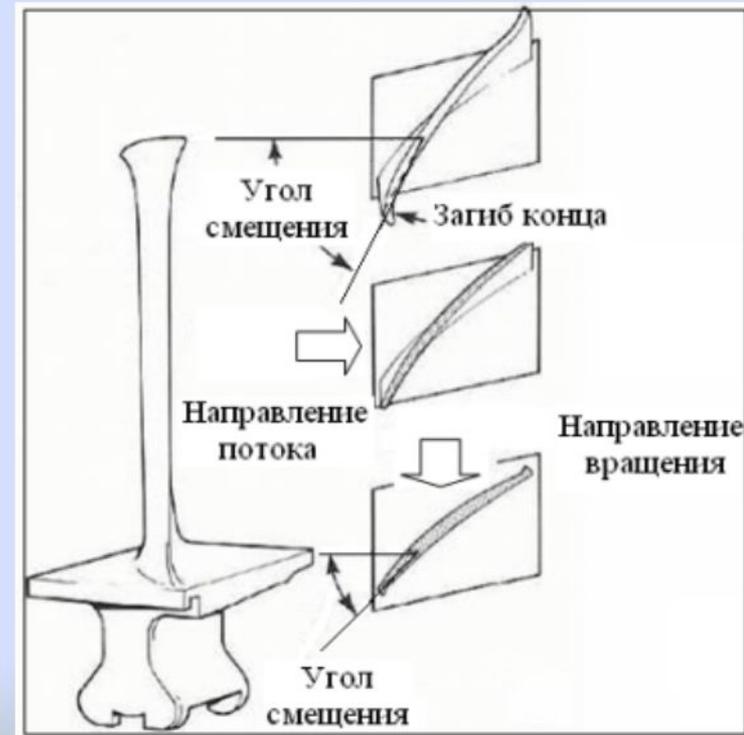
Лопатки ротора (рабочие лопатки)

1. Имеют профилированное сечение, предназначены для создания градиента P по всей длине лопатки для обеспечения равномерного поля осевых скоростей
2. Большое давление в направлении концов балансирует центробежное действие ротора на поток воздуха

При прохождении потока воздуха через компрессор создается два пограничных слоя медленного или заторможенного слоя воздуха на внутренней и внешней стенках.

Чтобы компенсировать медленное течение воздуха в приграничном слое создается местный прирост в межлопаточном пространстве у конца и у основания лопаток.

Закручивание лопатки от корневой части, для получения «правильных» углов атаки в каждой точке



2.1.6 Крепление лопаток многоступенчатых осевых компрессоров

Лопатки статора (неподвижные направляющие лопатки)

1. Являются **профилированными сечениями** и закреплены в корпусе компрессора или в стопорное кольцо соплового аппарата статора, которое крепится к корпусу

2. Направляющие лопатки часто **собираются в сегменты** на передних ступенях и могут **иметь бандаж внутренних концов** для **минимизации вибраций** от потока длинных лопаток

3. Необходимо закреплять лопатки чтобы они **не вращались по периферии статора**



Методы крепления неподвижных направляющих лопаток на статоре

2.1.7 Помпажные явления и способы защиты от них при эксплуатации многоступенчатых осевых компрессоров

*Помпаж двигателя (франц. *rotorage*) — различные нестационарные явления, возникающие в результате потери устойчивости течения воздуха в компрессоре при работе его в системе газотурбинного двигателя.*

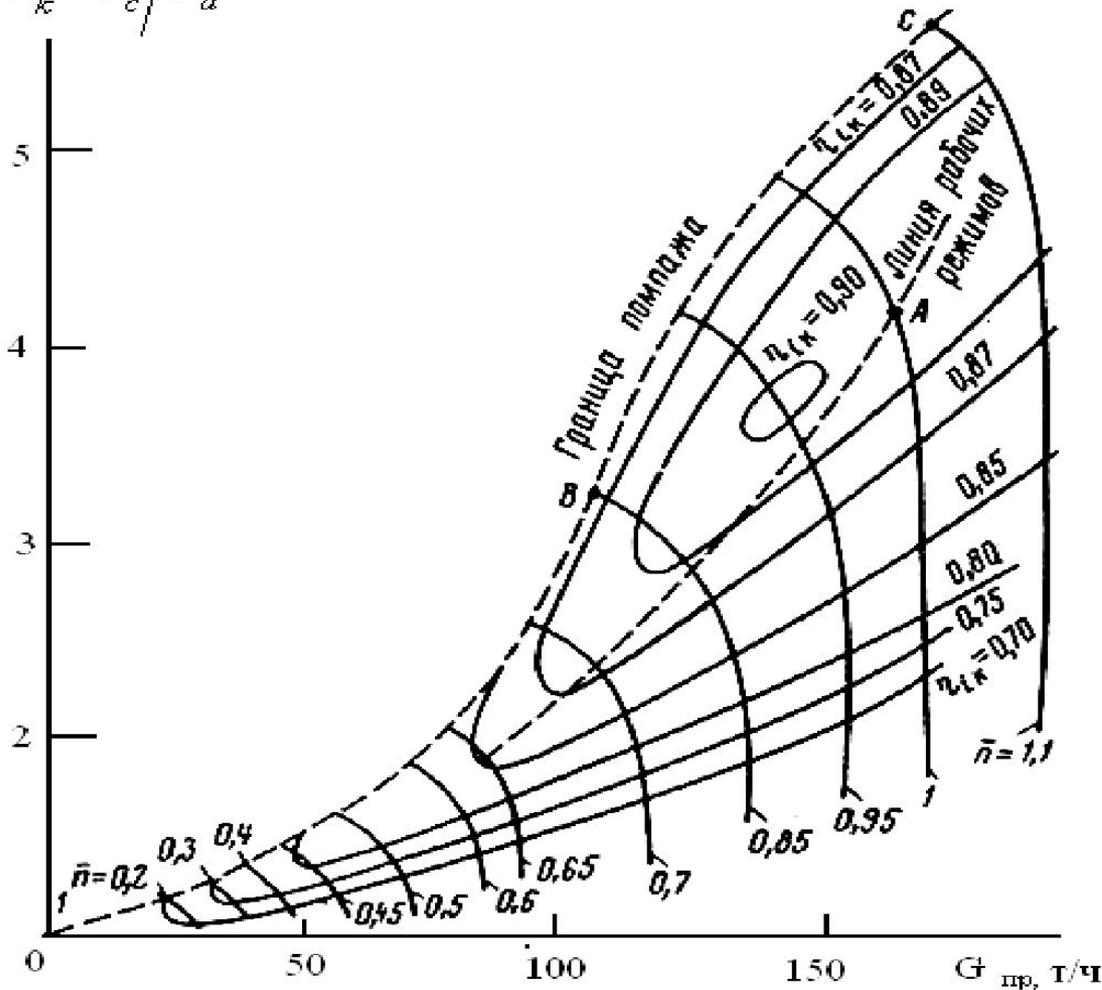
Помпаж – это неустойчивая работа компрессора, характеризующаяся резкими колебаниями напора и расхода воздуха. При помпаже появляются сильные пульсации потока воздуха, проходящего через компрессор, возникают вибрации лопаток и тряска, которые могут вызвать разрушение компрессора. Поэтому при эксплуатации двигателя помпаж недопустим.

Явления помпажа связаны с появлением в отдельных элементах компрессора срывов потока воздуха значительной интенсивности, обычно сопровождаются выбрасыванием воздуха из компрессора в направлении входного устройства. Это возможно при значительном отклонении режима работы компрессора от расчетного. В *центробежном компрессоре* при большом отклонении режима работы от расчетного образуются срывы потока воздуха с передних кромок лопаток рабочего колеса и лопаточного диффузора.

В осевом компрессоре возможен срыв потока воздуха с лопаток рабочих колес и спрямляющих аппаратов. Возникновение срывов потока воздуха в компрессоре не всегда сопровождается появлением помпажа. Наличие или отсутствие помпажа при возникновении срыва определяется конкретными условиями работы компрессора в той или иной системе. Однако, работа компрессора на срывных режимах, т. е. на режимах, при которых имеют место интенсивные срывы потока воздуха с лопаток, если даже она и не сопровождается помпажем, нежелательна, т. к. эти режимы характеризуются очень низкими к.п.д. и повышенной вибрацией лопаток.

2.1.7 Помпажные явления и способы защиты от них при эксплуатации многоступенчатых осевых компрессоров

$$\pi_k = P_c / P_a$$



Сложный вид зависимости КПД от режимов работы компрессора объясняется главным образом возможностью возникновения на нерасчетных режимах положительных или отрицательных углов атаки на лопатках, под которыми подразумеваются углы, образованные направлением входной скорости воздушного потока и направлением касательной к передней точке средней линии профиля самой лопатки.

Важным моментом является определение области устойчивой работы компрессора. Отмеченная пунктиром линия ОВС на универсальной характеристике является **граничной линией устойчивости**.

Эксплуатация компрессора при значении параметров, лежащих выше данной линии, может привести к помпажным явлениям, которые могут привести к поломке лопаток компрессора, ухудшению работы камеры сгорания, что даже при кратковременной эксплуатации недопустимо.

Универсальная характеристика осевого компрессора:

$n = n/n_0$; n – действительная частота вращения ротора компрессора; n_0 – номинальная скорость вращения ротора; $G_{пр}$ – расход воздуха, приведенный к исходным расчетным параметрам ($T_{анр} = 288,12 \text{ К}$, $P_{анр} = 0,1 \text{ МПа}$); P_a – давление наружного воздуха; P_c – давление воздуха после компрессора

2.1.7 Помпажные явления и способы защиты от них при эксплуатации многоступенчатых осевых компрессоров

**Отклонение условий эксплуатации,
воздействующих на лопатки компрессора от
расчетных**

Срыв потока рабочего тела

Аэродинамическая вибрация

Торможение лопаток

**Угол атаки воздуха
относительно рабочей лопатки
слишком мал (торможение от
отрицательного угла атаки)**

**Угол атаки воздуха
относительно рабочей лопатки
слишком велик (торможение от
положительного угла атаки)**

**Проблема передних ступеней
при малых скоростях**

**Проблема задних ступеней
при высоких скоростях**

Вибрация лопаток

Быстрое разрушение

2.2 Камеры сгорания газотурбинных установок

2.2.1 Конструктивные особенности камер сгорания

Камера сгорания (КС) - один из самых ответственных и теплонапряженных узлов ГТУ.

В камерах сгорания совершается процесс подвода тепла к рабочему телу в результате протекания реакции горения топливного газа.

КС наземных ГТД

Межремонтный ресурс $\approx 25\ 000$ часов

Жесткие экологические требования

Общетехнический ресурс $\approx 1\ 000\ 000$ часов

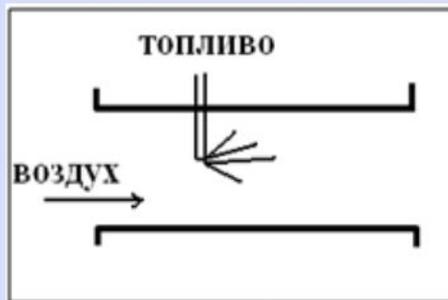
Возможность работы на жидких и газообразных топливах различного качества

Удобство технического обслуживания и высокая ремонтпригодность

2.2.1 Конструктивные особенности камер сгорания

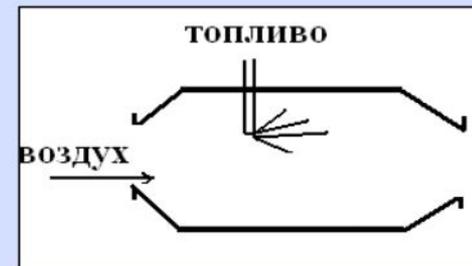
Конструктивные особенности КС

Камеры сгорания в форме цилиндрической трубы



- Нет постоянства давления в зоне горения, часть энергии сжатия, создаваемого компрессором, тратится впустую.
- Нет полноты сгорания топлива.
- Потери давления пропорциональны квадрату скорости воздушного потока

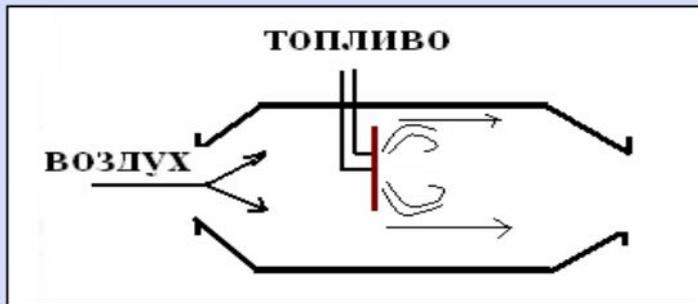
Камеры сгорания в форме диффузора



- Созданы зоны торможения, (снижена скорость воздушного потока вдоль внутренней поверхности КС)
- Нельзя в полной мере регулировать скорость воздушного потока и предотвращать такие процессы, как **отрыв пламени**, что необходимо для поддержания устойчивого процесса горения

2.2.1 Конструктивные особенности камер сгорания

Камеры сгорания с пластинами



С помощью обратных токов создана зона малых скоростей, путем введения в камеру сгорания плохообтекаемых тел – **стабилизаторов**

Для достижения необходимой температуры требуется такое соотношение ТВС, что ее концентрация может превысить верхний предел воспламеняемости (переобогащенное топливо)

2.2.1 Конструктивные особенности камер сгорания

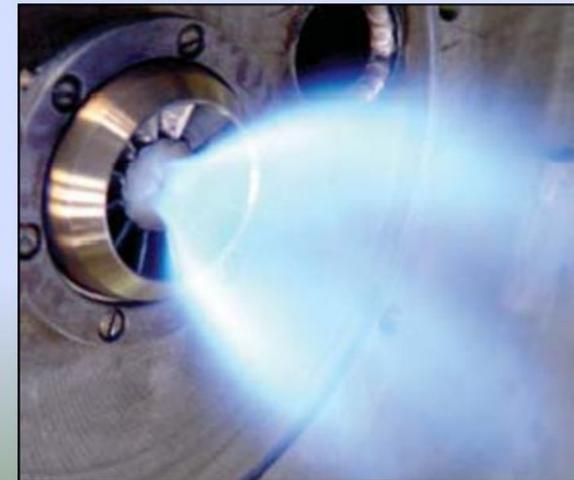
Проскок пламени – это перемещение фронта пламени из зоны камеры сгорания внутрь смесительного канала.

При проскоке пламени образуются продукты неполного сгорания топлива.

Скорость выхода газовой смеси меньше скорости распространения пламени

Понижение давления газа или воздуха

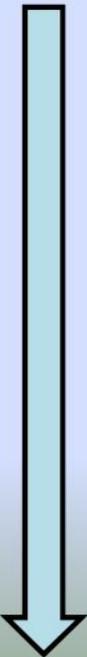
Засорение смесительных каналов



2.2.1 Конструктивные особенности камер сгорания

Отрыв пламени – это перемещение фронта пламени в направлении движения газовой смеси, сопровождающееся погасанием пламени.

Отрыв приводит к наполнению КС газовой смесью, а затем может произойти хлопок или даже взрыв



Скорость выхода газовой смеси больше скорости распространения пламени

Резкое повышение давления газа или воздуха

Нарушение соотношения расходов газ – воздух

Резкое увеличение разрежения на выходе из КС

Работа КС за верхним пределом производительности, указанным в техническом паспорте

2.2.1 Конструктивные особенности камер сгорания

Защита стенок камер сгорания от прогара

Охлаждение стенок КС одним из компонентов топлива (К.В. Циолковский)

Изготовление стенок КС из термически устойчивых металлов (Ю.В. Кондратюк)

Камеры сгорания типа «труба в трубе» (группа под руководством С.П. Королева)

Камеры сгорания типа «труба в трубе» + перфорированные отверстия (немецкие конструкторы)

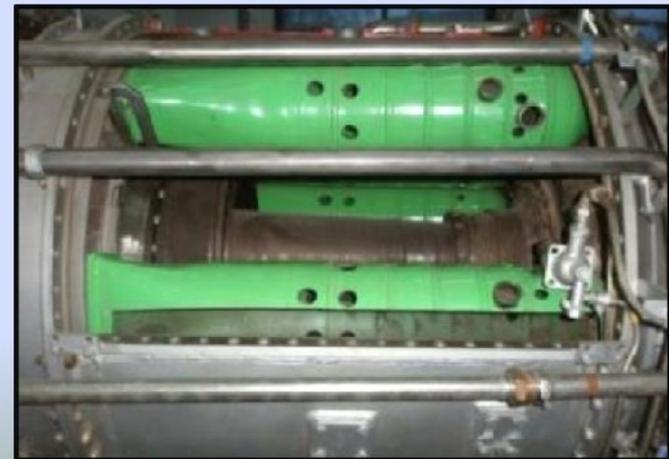
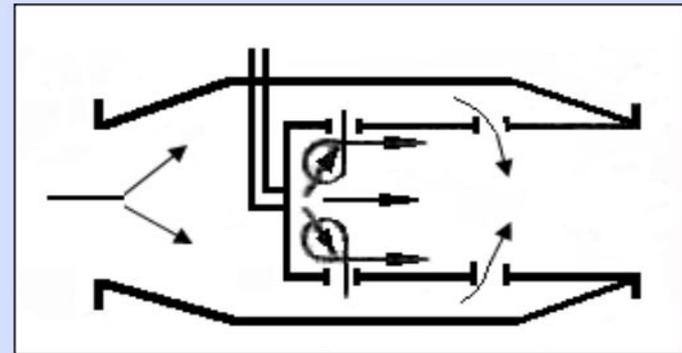


Наружное охлаждение при помощи охладителя (газифицированного кислорода)

Наружное и внутреннее охлаждение

2.2.1 Конструктивные особенности камер сгорания

Камеры сгорания типа «труба в трубе» с внутренними перфорированными отверстиями



2.2.2 Классификация камер сгорания

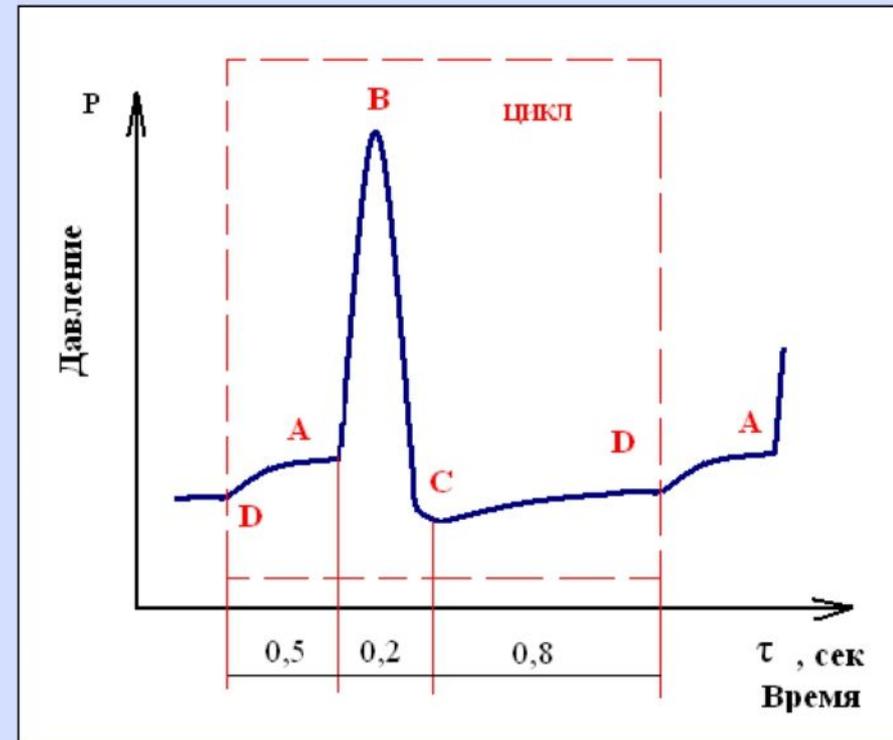
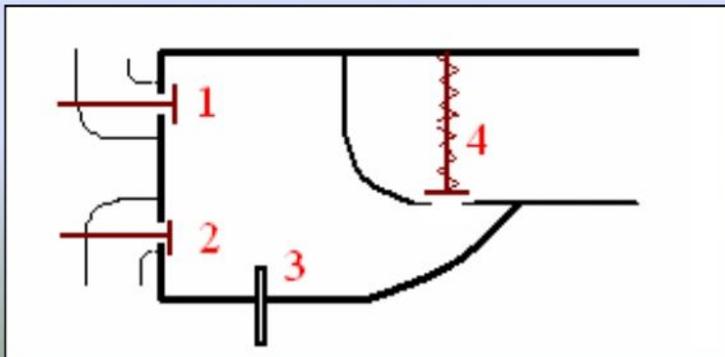
Классификация камер сгорания



2.2.2 Классификация камер сгорания

В **периодических** КС процесс горения осуществляется в следующей последовательности:

- заправка камеры топливно-воздушной смесью,
- вспышка,
- расширение и продувка (удаление продуктов сгорания)



АВ — вспышка;

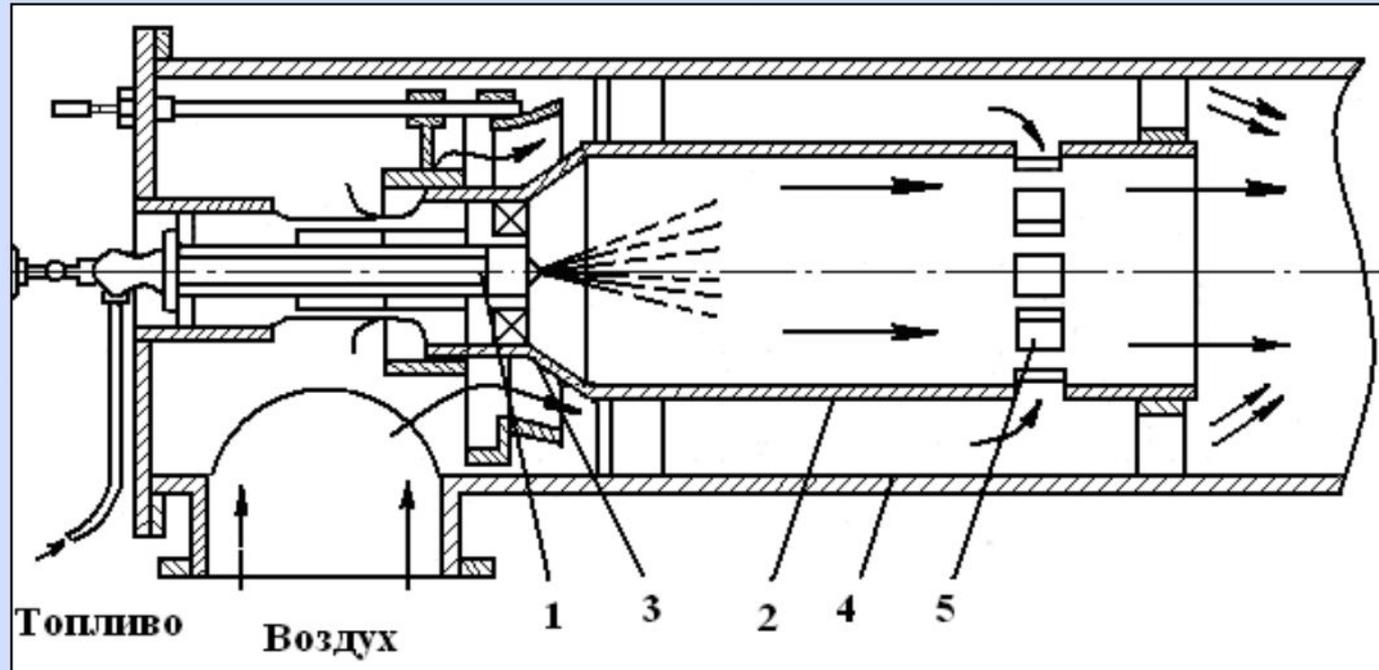
ВС — расширение

СД - продувка

ДА — зарядка.

2.2.2 Классификация камер сгорания

Камера сгорания непрерывного действия прямоточная

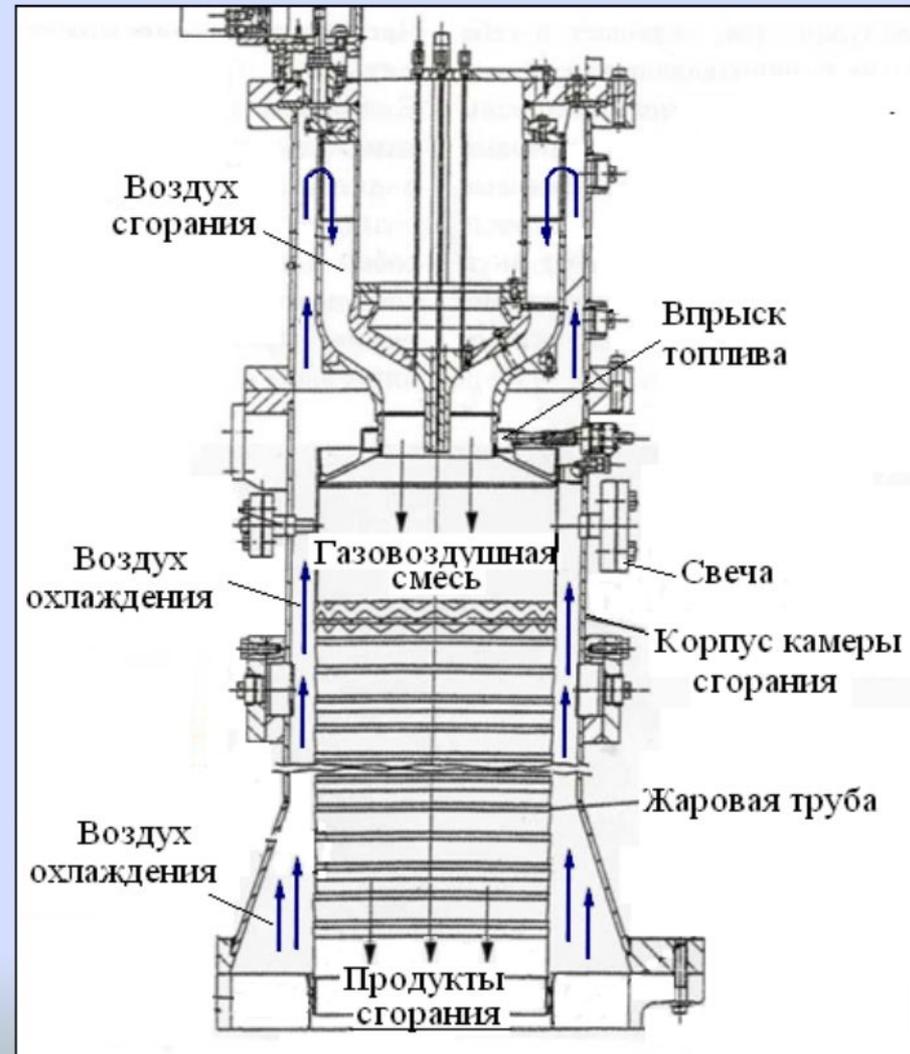


1 – форсунка; 2 – жаровая труба; 3 – завихритель потока;
4 – корпус камеры сгорания; 5 – отверстия для поступления
воздуха к продуктам сгорания

2.2.2 Классификация камер сгорания

Камера сгорания ГТУ итальянской фирмы *Luovo Rignon* с противоточным конвективным охлаждением непрерывного действия

В прямоточных камерах сгорания потери давления меньше, чем в противоточных.



2.2.2 Классификация камер сгорания

Выносные камеры сгорания

Устанавливается в отдельном силовом корпусе рядом с турбокомпрессором

Удобно обслуживать, диагностировать и проводить ремонтные работы

Применяется в стационарных ГТУ с регенерацией теплоты отходящих газов, в связи с необходимостью организовать движение потоков воздуха и продуктов сгорания между компрессором и газовой турбиной



Газосборные каналы продуктов сгорания длиннее, чем у встроенных КС, что позволяет более качественно перемешивать продукты сгорания с охлаждающим воздухом и снижать уровень температурной нагрузки на первую ступень турбины

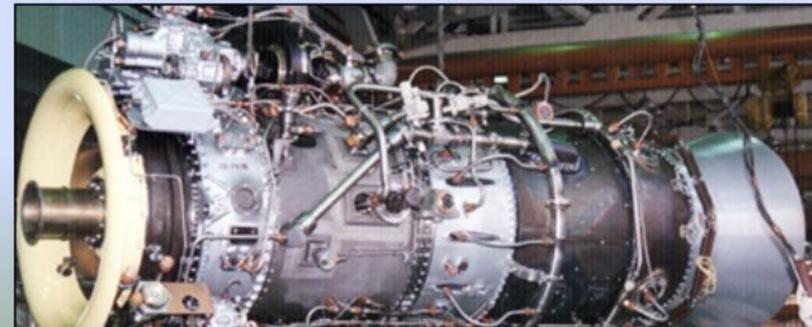
2.2.2 Классификация камер сгорания

Встроенные камеры сгорания

Корпус опирается непосредственно на общий корпус турбокомпрессора или конструктивно с ним совмещён

КС располагается концентрично между компрессором и газовой турбиной, что позволяет значительно уменьшить габариты и массу установки

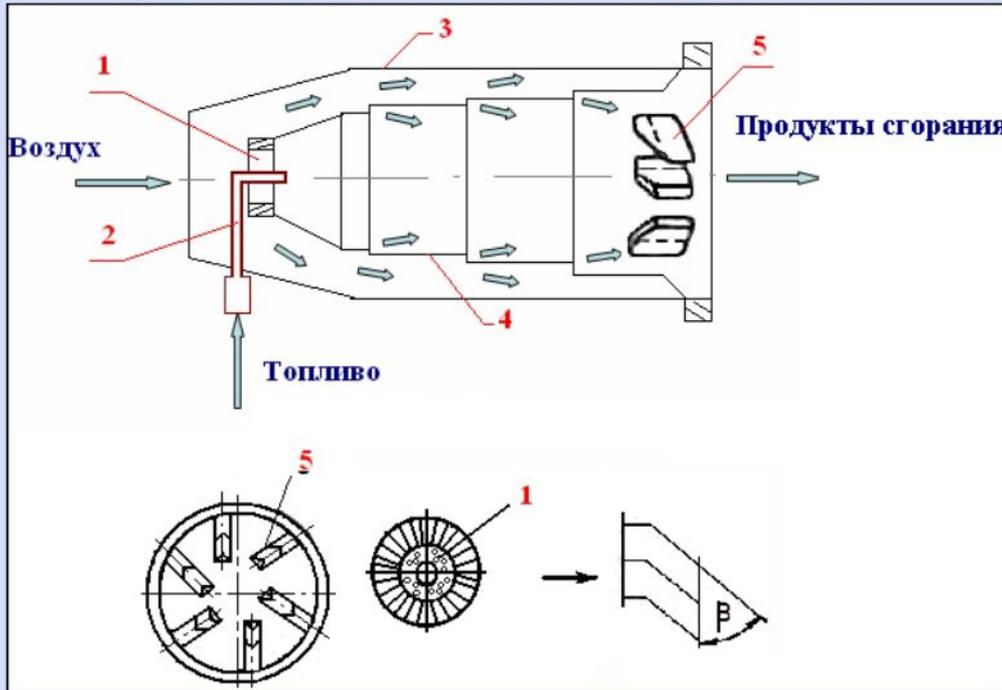
Повышенная блочность конструкции ГТУ



2.2.2 Классификация камер сгорания

Трубчатые камеры сгорания

Индивидуальные трубчатые (цилиндрические)



Воздухонаправляющие устройства (форсунки)



Расход первичного воздуха регулируется в зависимости от расхода топлива поворотом лопаток воздушно-направляющего устройства

Для уменьшения закрутка газового потока на выходе из камеры и для лучшего перемешивания вторичного воздуха с продуктами сгорания к пламенной трубе приварены лопатки

2.2.2 Классификация камер сгорания

Характеристика индивидуальных трубчатых КС

- тепловая мощность 3000 кДж/ч
- объемная теплонапряженность $(20...30) \cdot 10^3$ кВт/м³
- давление внутри КС 0,4...0,45 МПа,
- расход воздуха - $2,5 \cdot 10^5$ м³/ч

$$Q = G_T \times Q_H, (1)$$

$$q = \frac{G_T \times Q_H}{V_{КС}} (2)$$

$$q = \frac{G_T Q_H}{V_{КС} P_{вх}} (3)$$

Достоинства

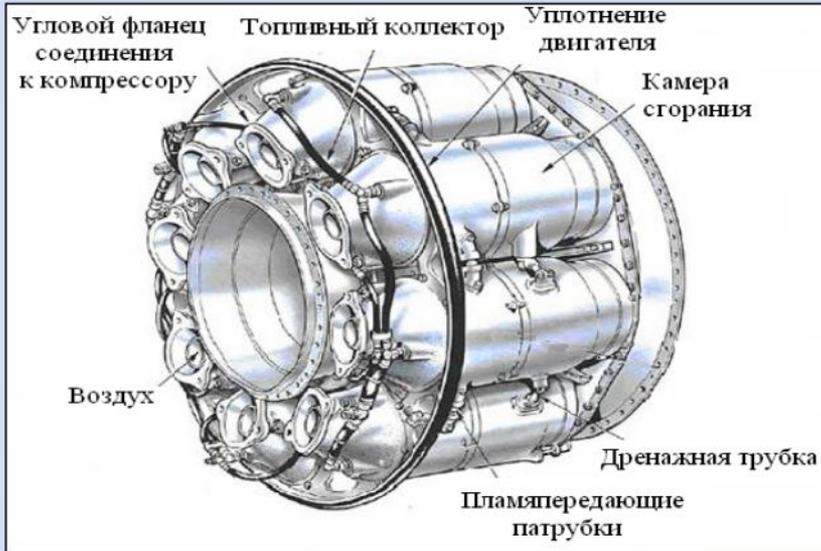
Простота конструкции;
Сравнительно малые потери давления, достигающие 1,5...3,0 %

Недостатки

Большая масса и габариты

2.2.2 Классификация камер сгорания

Многосекционные трубчатые КС



Многосекционные камеры сгорания представляют собой конструкцию, в которой объединено несколько (6...16) параллельно работающих цилиндрических камер (секций), связаны между собой пламяпередающими патрубками

Недостатки

Большие потери давления до 7,5%

Высокая объемная
теплонапряженность

$(100...160) \times 10^3 \text{ кВт/м}^3$.

Достоинства

Компактность, обеспечивают высокую полноту сгорания топлива и устойчиво работают в различных эксплуатационных условиях

2.2.2 Классификация камер сгорания

Кольцевые камеры сгорания

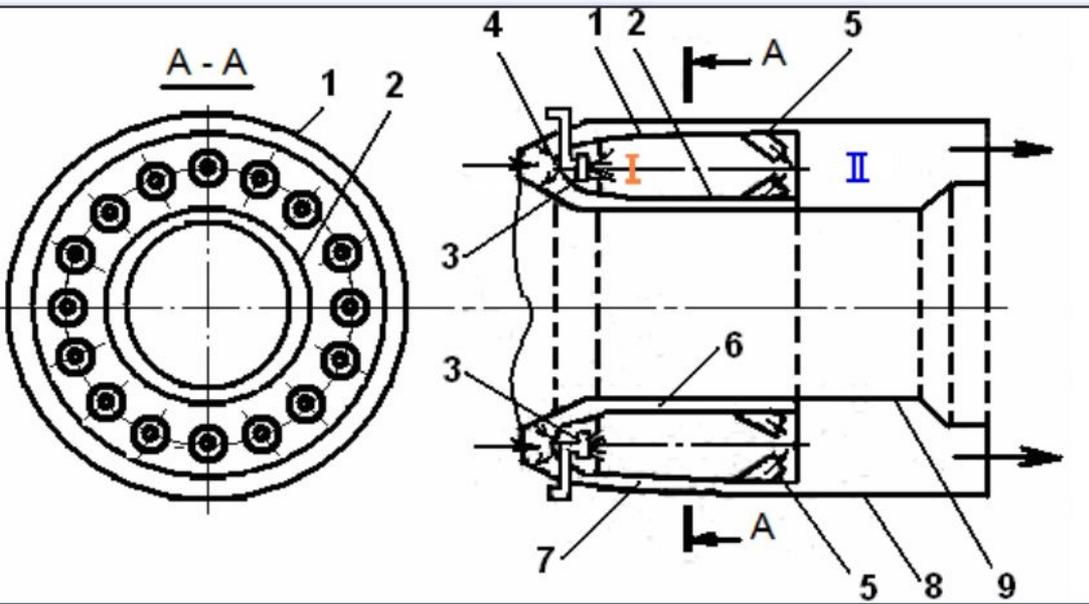
Кольцевая камера сгорания образована кольцевым пространством, заключенным между наружным и внутренним корпусами двигателя.

Компактна, входит в силовую схему двигателя, пламя легко распространяется по всей камере



Прямоточная кольцевая камера сгорания, созданная на базе камеры сгорания авиационного двигателя Р79В-300, с впрыском воды для подавления оксидов азота

2.2.2 Классификация камер сгорания



В кольцевых КС зона горения **I** имеет форму кольцевой полости шириной 150...200 мм, которая образуется цилиндрами **1** и **2**.

Два других соосно расположенных цилиндра (**9** и **8**) составляют кожух камеры.

Первичный воздух через воздухоподводящее устройство **4** поступает в зону горения **I**. Вторичный воздух направляется по кольцевым зазорам **6** и **7** к смесительным насадкам **5**, через которые поступает в зону **II**, где смешивается с ПС, понижая тем самым их температуру.

В устройстве **4** на входе в зону горения **I** по всей окружности расположены форсунки **3**. За счет этого обеспечивается хорошее перемешивание топлива с воздухом и горение по всему кольцевому пространству. Число форсунок может достигать **10...20**, но иногда это бывает одна вращающаяся форсунка.

2.2.2 Классификация камер сгорания

Достоинства

Более равномерное поле температур газа на выходе;

Более тщательное перемешивание топлива с воздухом

Недостатки

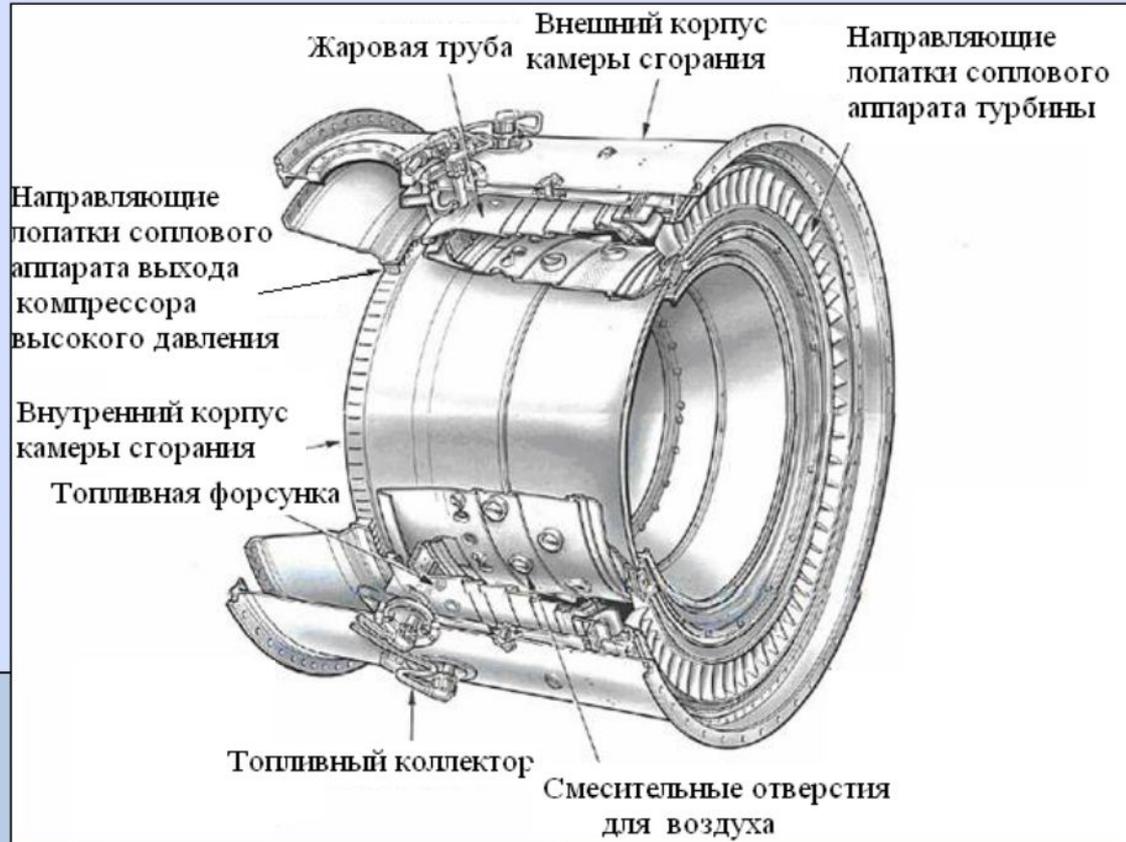
Потери давления - до 10%;

Меньший рабочий объем

Высокая теплонапряженность;

Сложнее в изготовлении;

Труднодоступны для осмотра в ходе эксплуатации

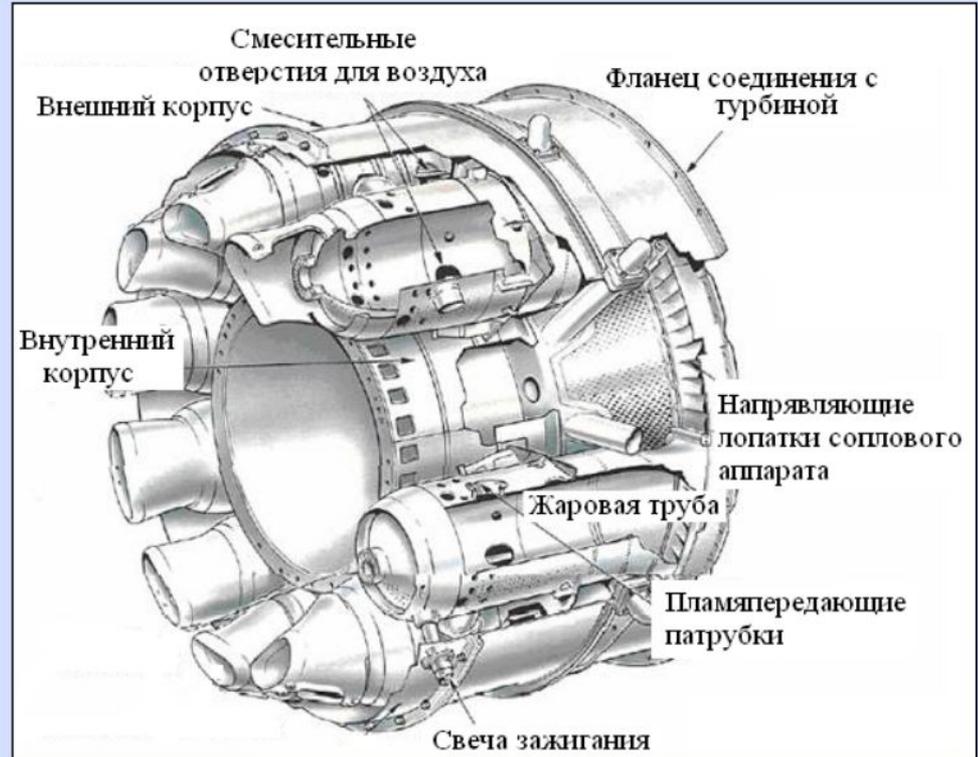


2.2.2 Классификация камер сгорания

ТРУБЧАТО-КОЛЬЦЕВЫЕ КС

В трубчато-кольцевых КС отдельные жаровые трубы заключены в общий корпус, придающий жесткость всей конструкции.

Имеют преимущества трубчатых камер сгорания и свободны от недостатков кольцевых камер сгорания.

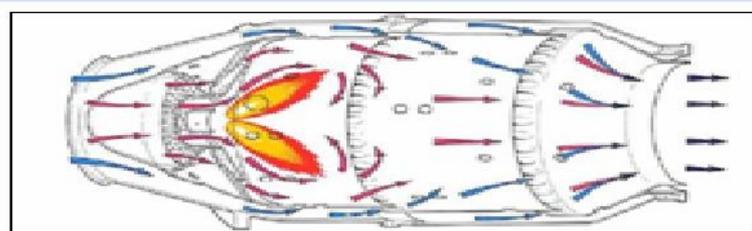


- Объемная теплонапряженность и потери давления - как у секционных КС.
- Компактнее кольцевых камер
- Более просты в доводке.
- Небольшие размеры пламенных труб упрощают их изготовление и разборку.

2.2.3 Требования, предъявляемые к камерам сгорания

ТРЕБОВАНИЯ К КАМЕРАМ СГОРАНИЯ

- **Высокая устойчивость горения во всем диапазоне эксплуатационных режимов работы двигателя без срывов, опасных пульсаций и затухания пламени;**
- **Максимально-возможная полнота сгорания (экономичность процесса сгорания).**
- **Малые габаритные размеры и небольшой вес камеры сгорания.**
- **Оптимальный закон распределения температуры газов на выходе из камеры сгорания во избежание местных перегревов и повреждений сопел и лопаток.**



2.2.3 Требования, предъявляемые к камерам сгорания

Высокая устойчивость горения

Состав ТВС

Стабильность P , T и скорость воздуха на входе в КС

Соотношение скоростей распространения пламени и движения ТВС в КС

$\alpha=1$ - смесь «теоретического состава»

$\alpha>1$ – смесь «богатого состава», то есть, обогащена топливом

$\alpha<1$ – смесь «бедного состава».



2.2.3 Требования, предъявляемые к камерам сгорания

Высокая устойчивость горения

Максимальная температура продуктов сгорания наблюдается при значении $\alpha=1$, так как при этом выделяется максимальное количество тепла.

При $\alpha<1$ температура продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания уменьшается вследствие охлаждения газов воздухом, не принимающим участие в сгорании.

При значениях $\alpha>1$ температура продуктов сгорания также уменьшается, но уже по другой причине – из-за неполноты сгорания (в продуктах сгорания присутствует значительное количество недоокисленных соединений).

2.2.3 Требования, предъявляемые к камерам сгорания

Высокая устойчивость горения

Уменьшения давления воздуха, приводит к уменьшению коэффициента полноты сгорания (снижение скорости горения и ухудшения перемешивания топлива).

Понижение температуры воздуха на входе в КС ухудшает время образования ТВС (задержка воспламенения, снижение скорости горения).

При заданном составе смеси **увеличение скорости воздуха** на входе в КС приводит к уменьшению времени пребывания порций свежей топливно-воздушной смеси в зоне обратных токов, что снижает полноту сгорания, а при дальнейшем увеличении скорости воздуха может привести и к срыву пламени.

2.2.3 Требования, предъявляемые к камерам сгорания

Высокая устойчивость горения

Для устойчивого горения смеси **скорость сгорания** должна быть **большей** или **равной** скорости движения топливоздушнoй смеси

Оптимальное распределение температур отходящих газов

Неравномерность полей скоростей воздуха в диффузоре и кольцевых каналах КС

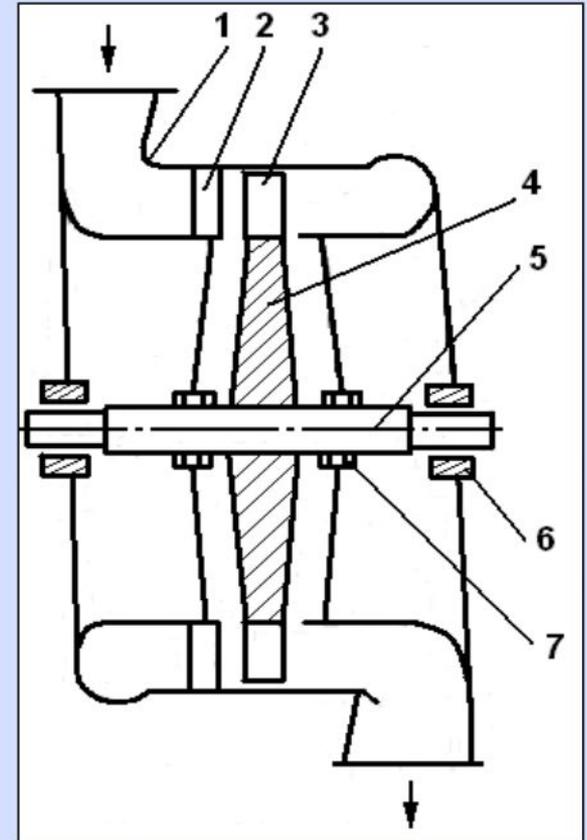
Неравномерность распределения топлива и воздуха в зоне горения

Дискретность подвода воздуха в жаровую трубу

2.3 Газовая турбина

Газовая турбина, тепловой двигатель непрерывного действия, в лопаточном аппарате которого энергия сжатого нагретого газа преобразуется в механическую работу на валу

Горячий газ при повышенном давлении поступает в сопла турбины, где происходит его расширение и соответствующее увеличение скорости. При этом давление и температура газа падают. Таким образом, в соплах турбины совершается преобразование потенциальной энергии газа в кинетическую



Корпус (цилиндр) турбины **1**, в котором укреплены направляющие лопатки **2**, рабочие лопатки **3**, установленные по всей окружности на ободу диска **4**, закрепленного на валу **5**. Вал турбины вращается в подшипниках **6**. В местах выход вала из корпуса установлены концевые уплотнения **7**, ограничивающие утечку горячих газов из корпуса турбин

2.3 Газовая турбина

Совокупность ряда направляющих и рабочих лопаток называется турбинной ступенью. Турбинную ступень условно можно рассматривать как обращенную компрессорную ступень, в которой происходят преобразования энергии, обратные преобразования, протекающим в компрессорной ступени.

Направляющие лопатки образуют в сечении суживающиеся каналы, называемые соплами. Каналы, образованные рабочими лопатками, также обычно имеют суживающуюся форму.

Горячий газ при повышенном давлении поступает в сопла турбины, где происходит его расширение и соответствующее увеличение скорости. При этом давление и температура газа падают. Таким образом, в соплах турбины совершается преобразование потенциальной энергии газа в кинетическую энергию.

После выхода из сопел газ попадает в межлопаточные каналы рабочих лопаток, где изменяет свое направление. При обтекании газом рабочих лопаток давление на их вогнутой поверхности оказывается большим, чем на выпуклой, и под влиянием этой разности давлений происходит вращение рабочего колеса. Таким образом, часть кинетической энергии газа преобразуется на рабочих лопатках в механическую энергию и передается через диск на вал турбины.

Работа турбинной ступени может быть эффективной только при определенном соотношении между скоростью c_1 выхода газа из сопловых каналов и окружной скоростью на рабочих лопатках U . В зависимости от типа ступени отношение скоростей U/c_1 выбирается обычно в интервале: 0,4...0,9.

2.3 Газовая турбина

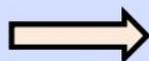
КЛАССИФИКАЦИЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

По направлению газового потока



Осевые
Радиальные
Диагональные
Тангенсальные

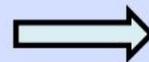
По количеству ступеней



Одноступенчатые
Многоступенчатые

По способу
использования
теплоперепада

Активного типа
Реактивного типа



Поворот потока в РК

Падение давления
в РК и НА

По способу подвода
газа к рабочему колесу

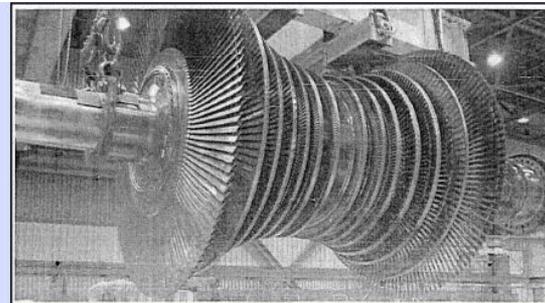


По части окружности соплового
аппарата
(парциальные газовые турбины)

По полной окружности соплового
аппарата

2.3 Газовая турбина

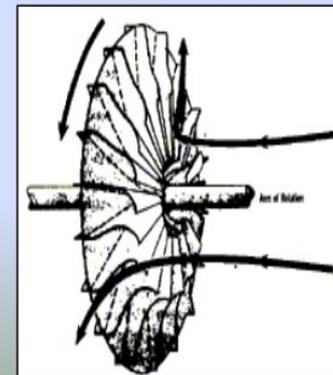
Наиболее распространены **осевые турбины**. В этих турбинах поток в меридиональном сечении движется в основном вдоль оси турбины



В **радиальных турбинах** — перпендикулярно оси. Они могут быть центростремительными и центробежными.

Преимущества этих турбин в простоте и прочности и они являются относительно недорогим и простым в производстве по сравнению с осевой турбиной.

Радиальные колеса турбины используются для небольших двигателей, хорошо подходят для более высоких диапазонов скоростей работы

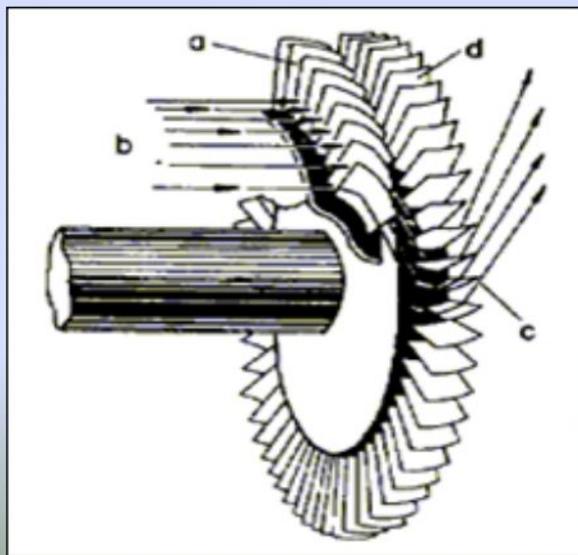


2.3 Газовая турбина

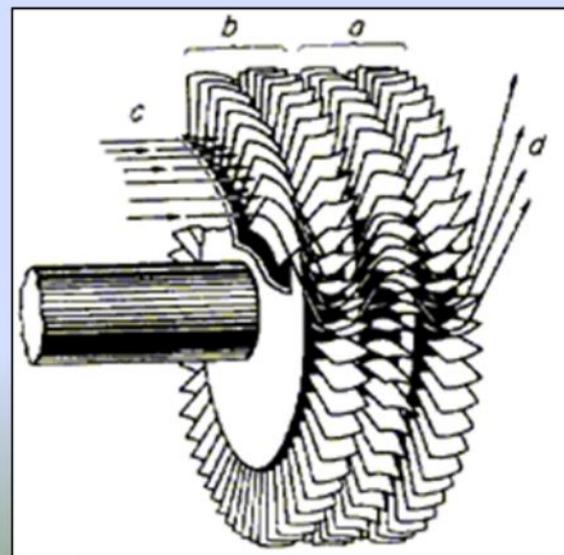
В **диагональной турбине** газ течёт под некоторым углом к оси вращения турбины

Рабочее колесо **тангенциальной турбины** не имеет лопаток, такие турбины применяются при очень малом расходе газа, например в приборах

Одноступенчатая турбина

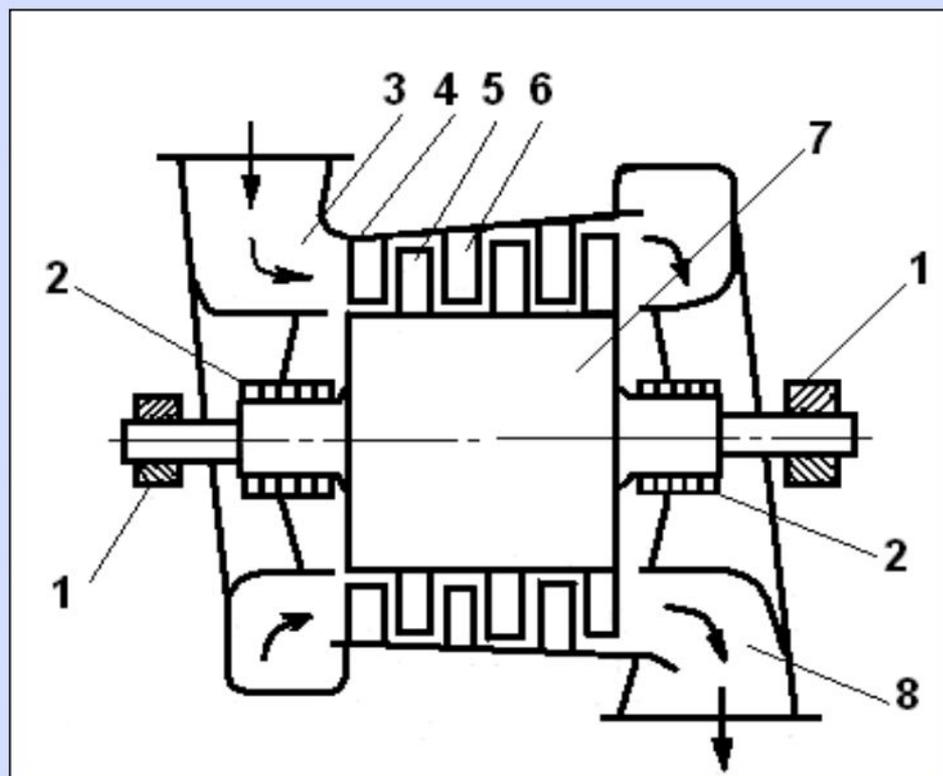


Многоступенчатая турбина



2.3 Газовая турбина

СХЕМА МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ



Статор, в который
входят неподвижные
детали (корпус,
сопловые лопатки,
бандажные кольца)

Ротор,
представляющий собой
совокупность
вращающихся частей
(рабочие лопатки,
диски, вал)

- 1** – подшипники; **2** – концевые уплотнения; **3** – входной патрубок;
4 – корпус; **5** – рабочие лопатки; **6** – направляющие лопатки;
7 – ротор; **8** – выходной патрубок турбины

2.3 Газовая турбина

Многоступенчатая турбина в сравнении с одноступенчатой имеет следующие преимущества:

- 1.** Меньшие потери энергии газа в проточной части, что обусловлено меньшими скоростями потока по причине меньших перепадов давлений в каждой ступени
- 2.** Использование эффекта возврата тепла. Вследствие трения газа выделяется тепло, которое в одноступенчатой турбине является потерей, а в многоступенчатой частично используется в последующей ступени
- 3.** Лучшее использование выходной скорости газа из предыдущих в последующих ступенях, что снижает потери с выходной скоростью и повышает КПД турбины

2.3 Газовая турбина

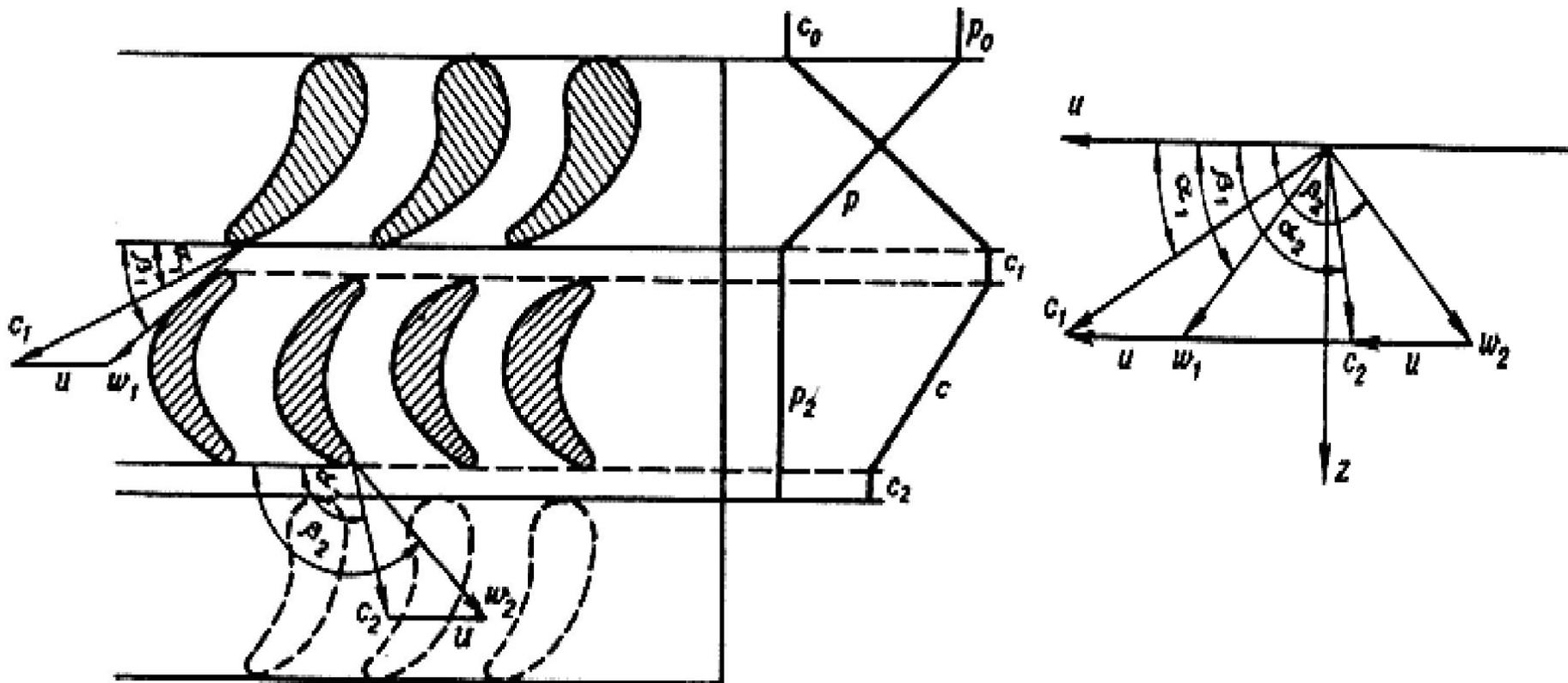
Недостатками многоступенчатых турбин являются:

1. Конструктивная сложность
2. Увеличение длины и веса (правда, в диаметре многоступенчатая турбина меньше одноступенчатой)
3. Высокий температурный режим лопаток первой ступени и хуже условия охлаждения лопаток второй и последующих ступеней

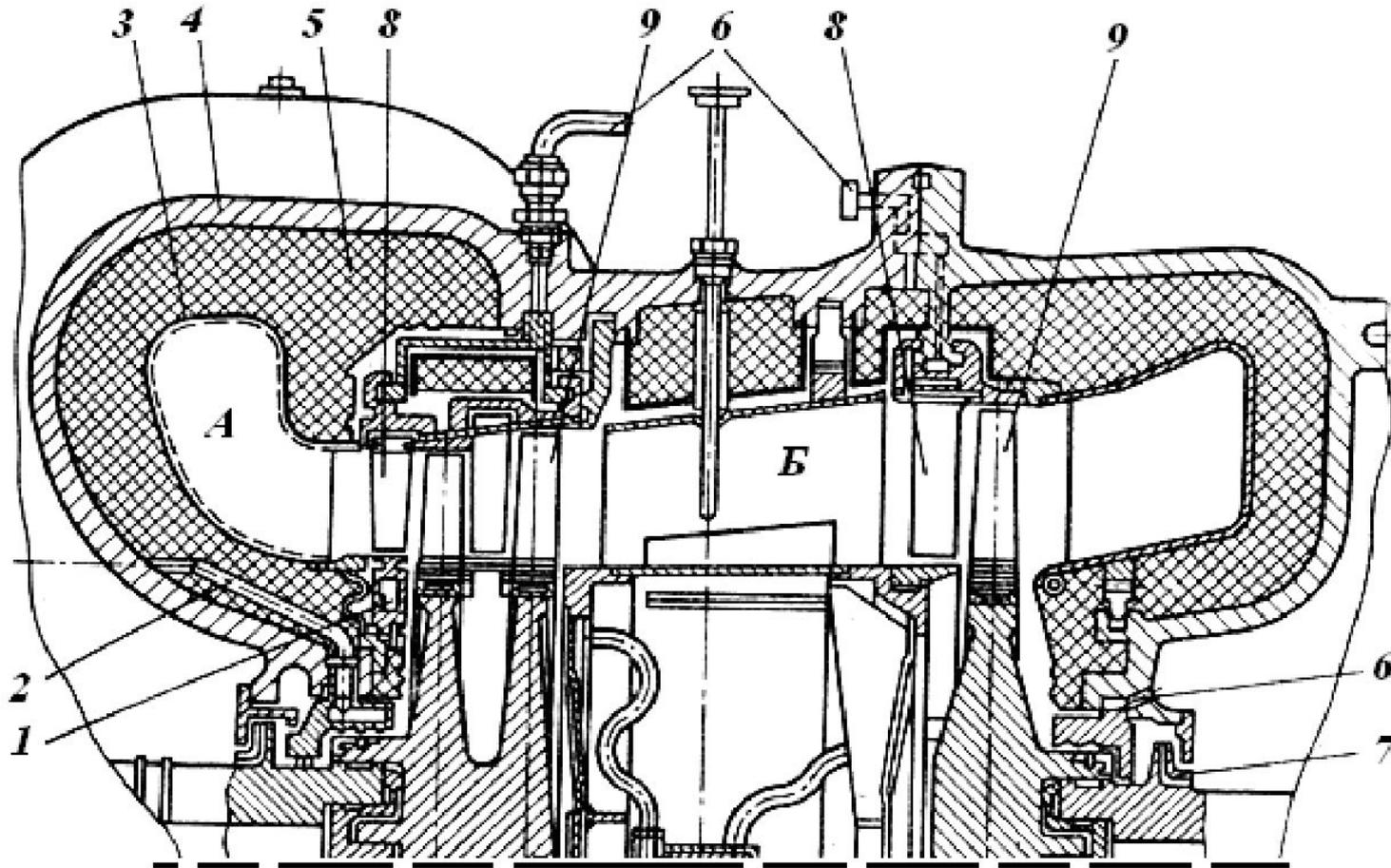
2.3 Газовая турбина

Турбинная ступень обычно подразделяется на ступень активного и реактивного типов.

В активной ступени турбины относительные средние скорости потока газа перед рабочим колесом и за ним одинаковые по величине, т. е. $w_1 = w_2$. Потенциальная энергия газа в рабочем колесе не преобразуется в кинетическую, поток лишь меняет направление своего движения, что приводит к появлению дополнительных сил, создающих вращающий момент. Давление газа в пределах рабочего колеса не меняется.



2.3 Газовая турбина (конструктивное исполнение)



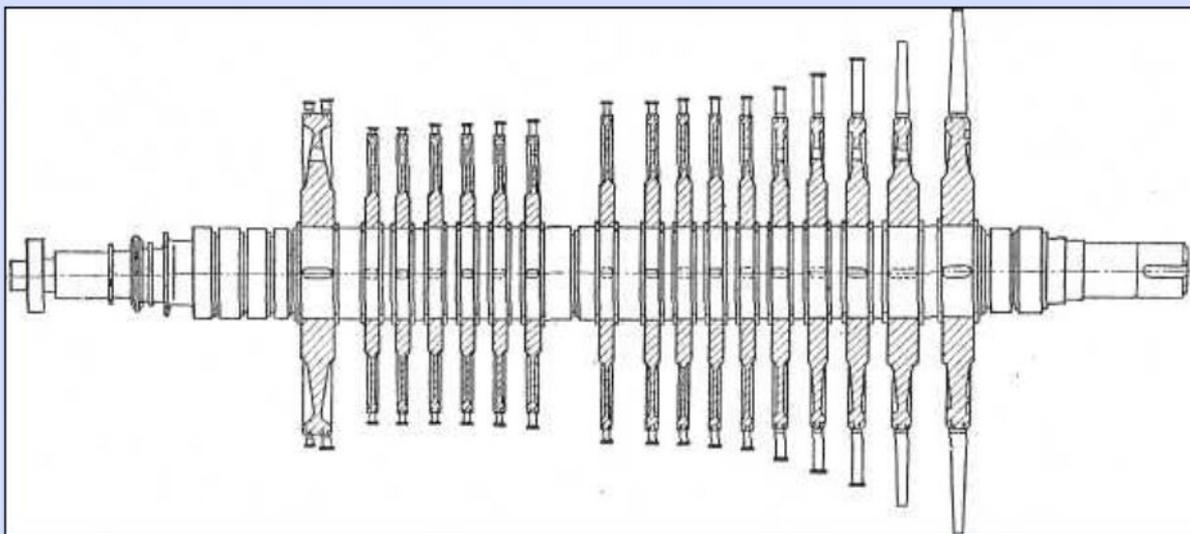
Газовая турбина установки ГТ-700-5 НЗЛ:

А – входной патрубок; Б – промежуточный патрубок; 1 – воздухоподводящая камера; 2, 6 – каналы для подвода охлаждающего воздуха; 3 – внутренний корпус; 4 – внешний корпус; 5 – изоляция; 7 – центробежное колесо; 8 – направляющие лопатки; 9 – рабочие лопатки

2.3 Газовая турбина (конструктивное исполнение)

РОТОР ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

Он несет на себе рабочие лопатки, образующие вместе с направляющими лопатками проточную часть турбины, и передает крутящий момент, возникающий от окружного усилия, развиваемого потоком рабочего тела на лопатках

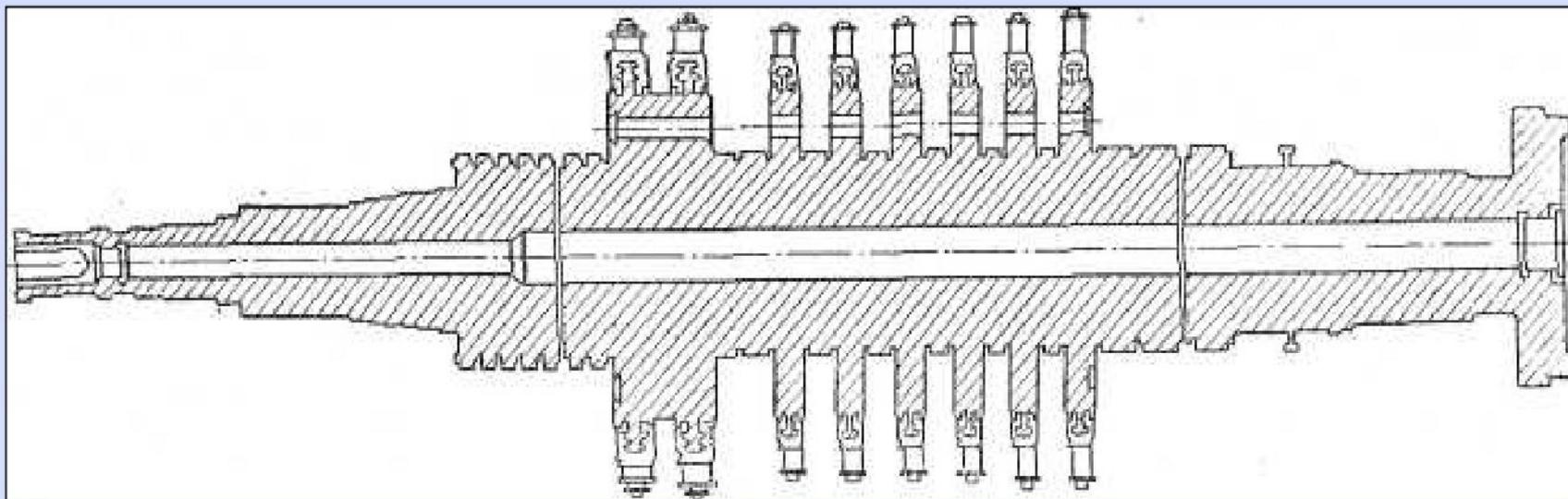


Ротор турбины 6 МВт с промышленным отбором пара Калужского турбинного завода

На вал насажены диски, каждый из которых, за исключением первого, несет один ряд рабочих лопаток. Первый диск представляет собой колесо со ступенями скорости. Конструкция применяется преимущественно для **активных турбин**, хотя отдельные ступени, в особенности последние, и при этом типе ротора могут иметь значительную степень реактивности

2.3 Газовая турбина (конструктивное исполнение)

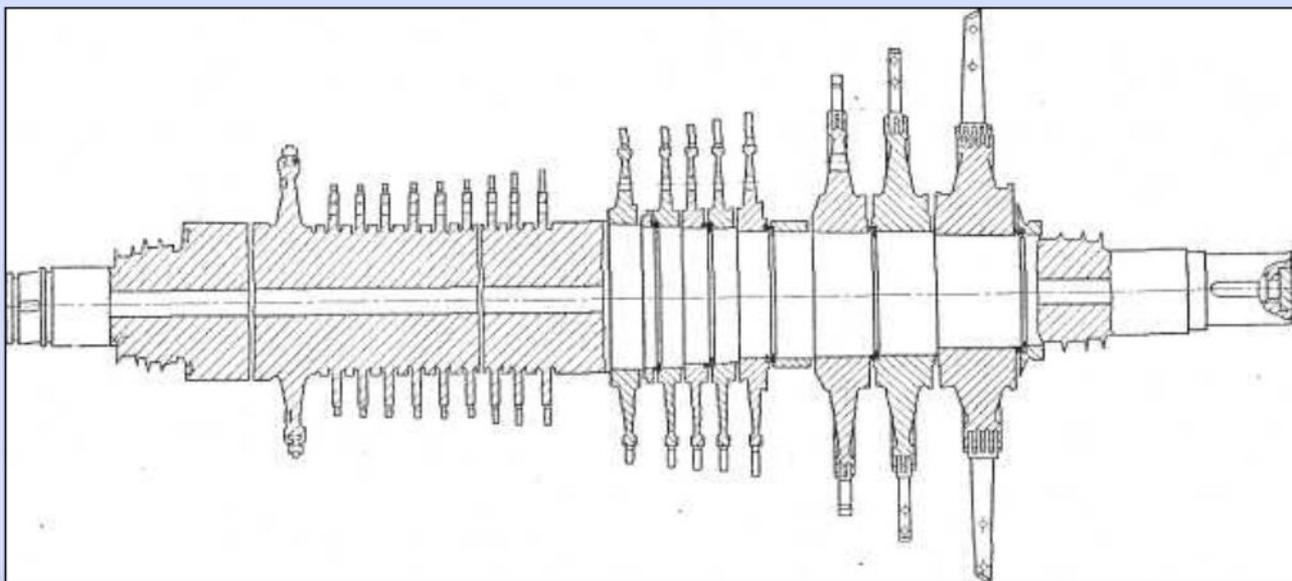
При небольшом диаметре облопачивания диски иногда вытачиваются заодно с валом из массивной поковки. Такая конструкция часто встречается в турбинах высокого давления для первых активных ступеней



Ротор турбины с противодавлением 25 МВт Харьковского турбинного завода

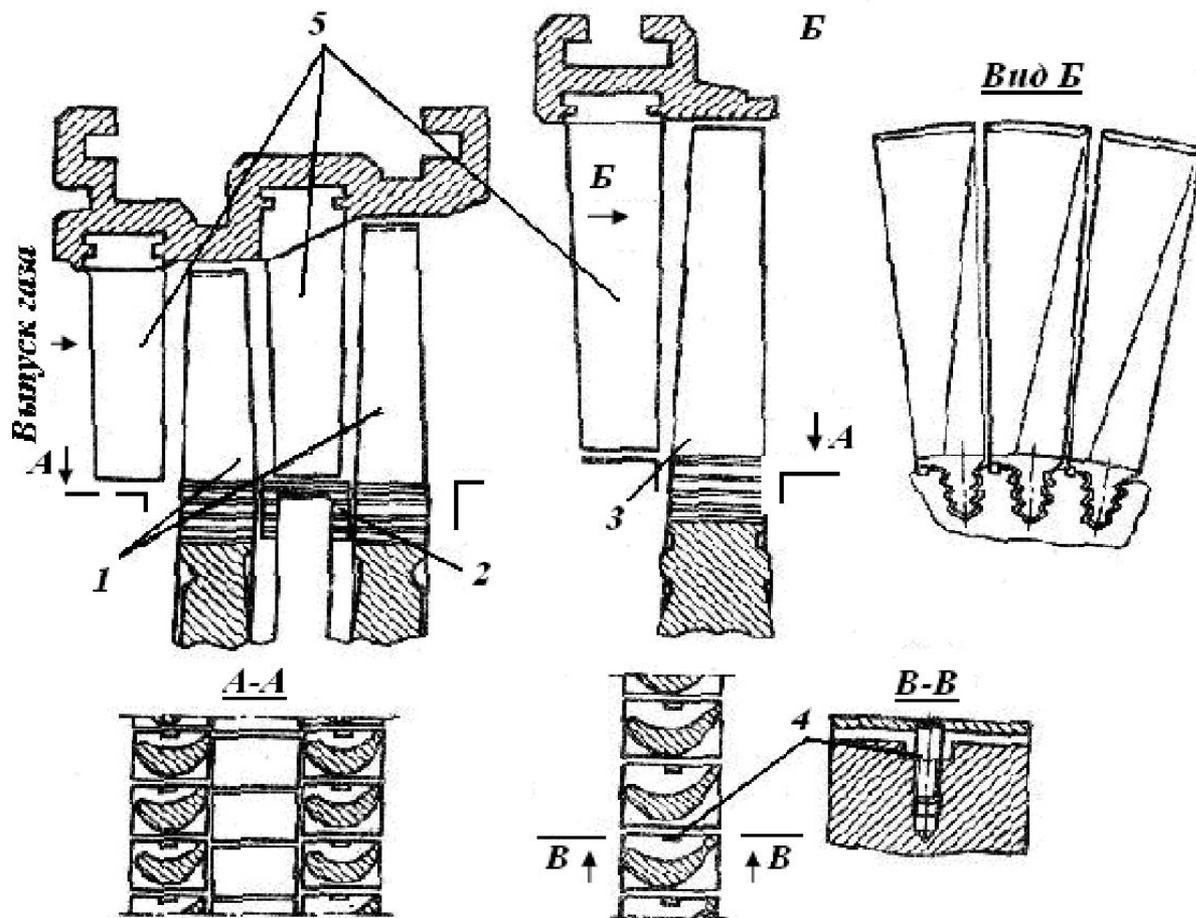
2.3 Газовая турбина (конструктивное исполнение)

Конструкция ротора, представляющая собой **комбинацию двух описанных выше роторов**: диски ступеней высокого давления (в том числе для первого регулирующего колеса) выточены заодно с валом, диски последующих ступеней насажены на вал



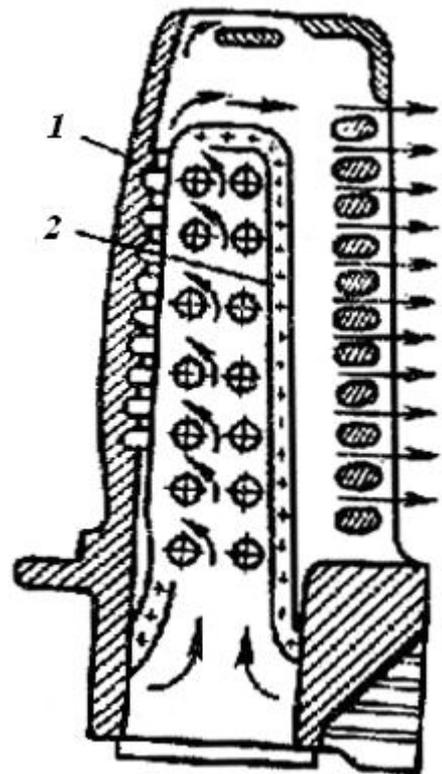
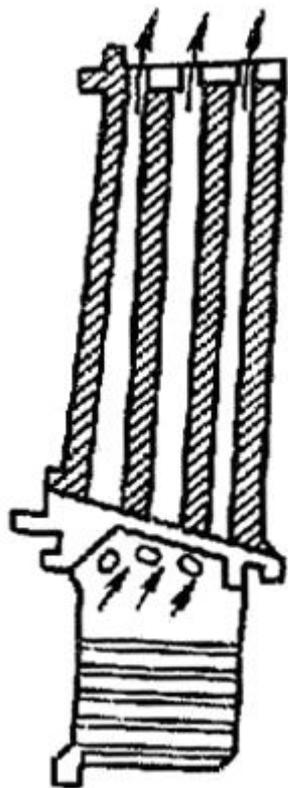
Ротор турбины 25 МВт Уральского турбомоторного завода

2.3 Газовая турбина (крепление лопаток)



Установка лопаток роторов турбины: 1 – рабочие лопатки турбины высокого давления; 2 – подставка; 3 – лопатки турбины низкого давления; 4 – винт; 5 – направляющие лопатки турбин высокого и низкого давления

2.3 Газовая турбина (конструкции рабочих лопаток лопаток)



Умеренно (а) и интенсивно (б) охлаждаемые рабочие лопатки турбины: 1 – литой корпус лопатки; 2 – дефлектор

2.3 Газовая турбина (крепление лопаток)



Поперечное сечение (а) конструкции и внешний вид (б) интенсивно охлаждаемой монокристаллической лопатки турбины

2.3 Газовая турбина

Так как в системе ТРД **компрессор и турбина соединены** общим валом, то **их работа взаимозависима**. Взаимозависимость их работы, кроме механической связи, **обусловлена общим расходом воздуха** через компрессор и газа через турбину, определяющих их **мощности**

Мощность, развиваемая турбиной, является располагаемой мощностью. Она может быть **равна, больше или меньше потребной мощности** для вращения компрессора

**Режимы совместной работы турбины
и компрессора**

Режим торможения (уменьшения оборотов двигателя), когда $N_t < N_k$

Режим разгона (увеличения оборотов двигателя), когда $N_t > N_k$

Равновесный режим, когда $N_t = N_k$

Для изменения режима работы двигателя (управлять двигателем) необходимо изменить мощность турбины

2.3 Газовая турбина

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ



Секундный весовой расход газа

Увеличение давления газа ведет к увеличению расхода газа и мощности турбины

Обороты ротора турбины

При постоянной температуре газа перед турбиной, увеличение оборотов ротора турбины ведет к увеличению мощности турбины

Температура газа перед турбиной

Увеличение температуры газов перед турбиной ведет к увеличению мощности турбины

Степень реактивности турбины

2.3 Газовая турбина

Степень реактивности турбины - отношение адиабатической работы расширения газа в рабочем колесе к адиабатической работе расширения газа в ступени турбины

Величина степени реактивности турбины может изменяться от **0** до **1**



Увеличение степени реактивности

Увеличение расширения газа в РК



Увеличения давления
газа перед РК

Уменьшение абсолютной и
относительной скоростей перед РК

Уменьшению гидравлических
(внутренних) потерь

Увеличение КПД турбины

Увеличение потерь с
выходной скоростью

Увеличивается
кинетическая энергия

Уменьшение КПД турбины

Степень реактивности турбины характеризует распределение работы расширения газа между сопловым аппаратом и рабочим колесом турбины

2.3 Газовая турбина

Изменение количества движения секундной массы газа в направлении вращения рабочего колеса (окружном направлении) равно секунднему импульсу силы, действующей в этом же направлении

Эффективная работа газа тем больше, чем больше закрутка газа в рабочем колесе и окружная скорость или обороты ротора турбины

На пути преобразования адиабатической работы расширения газа в турбине в механическую работу на ее валу имеются потери. Величина потерь учитывается **эффективным КПД турбины**, который равен отношению эффективной работы к адиабатической работе расширения газа в турбине

Эффективный КПД турбины учитывает как внутренние (гидравлические) потери, так и потери энергии с выходной скоростью.

Потеря с выходной скоростью является относительной, так как кинетическая энергия, недоиспользованная для создания мощности на валу турбины, в последующем используется для создания реактивной тяги двигателя.

У современных одноступенчатых газовых турбин ТРД величина КПД=0,7 —0,86.



ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет»

**СПАСИБО ЗА
ВНИМАНИЕ!**