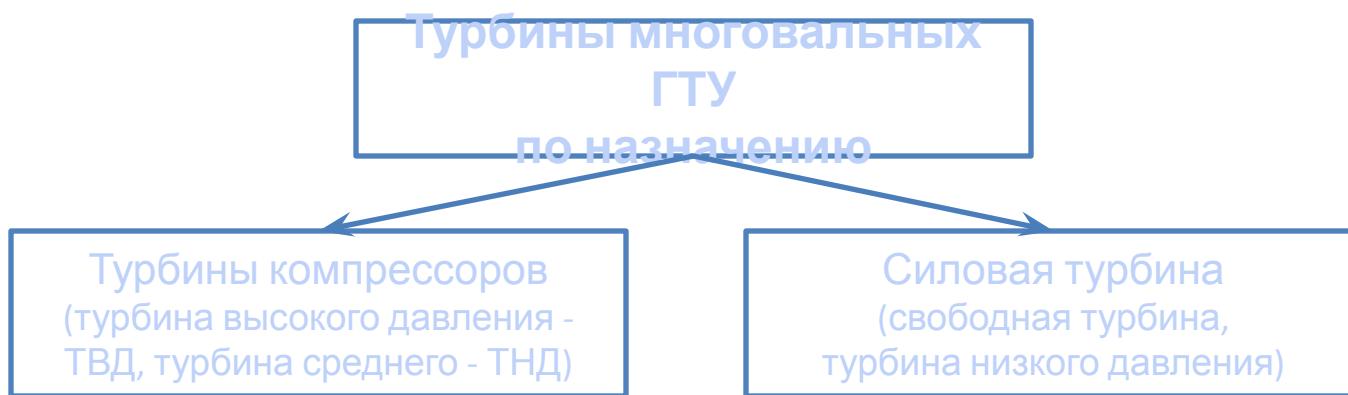
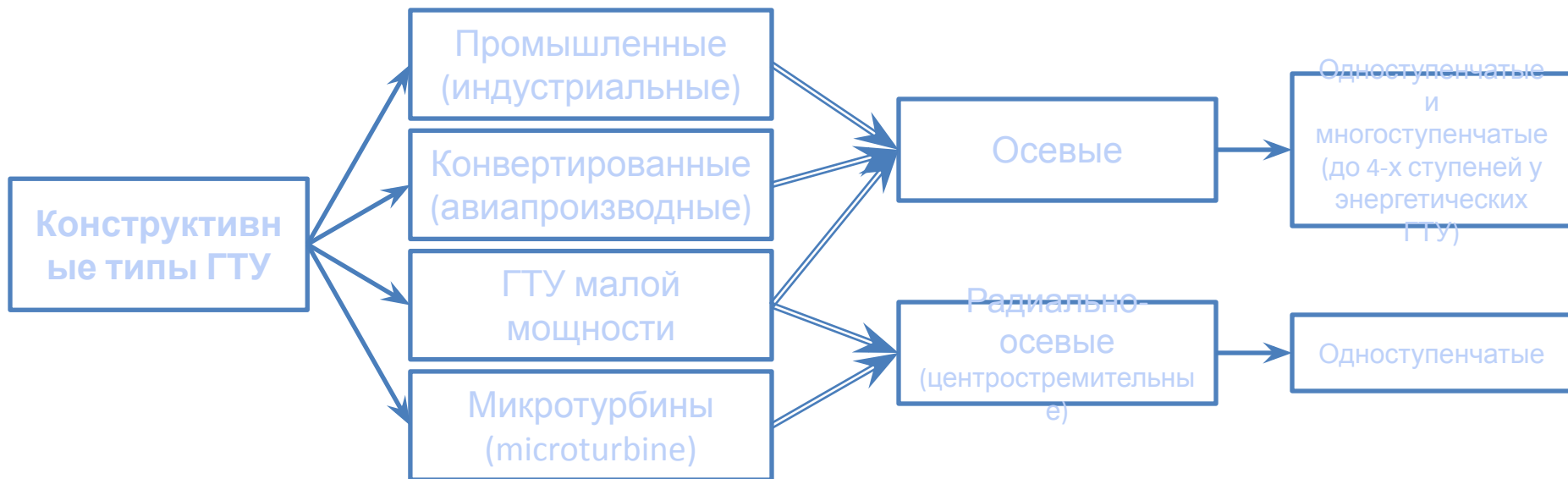




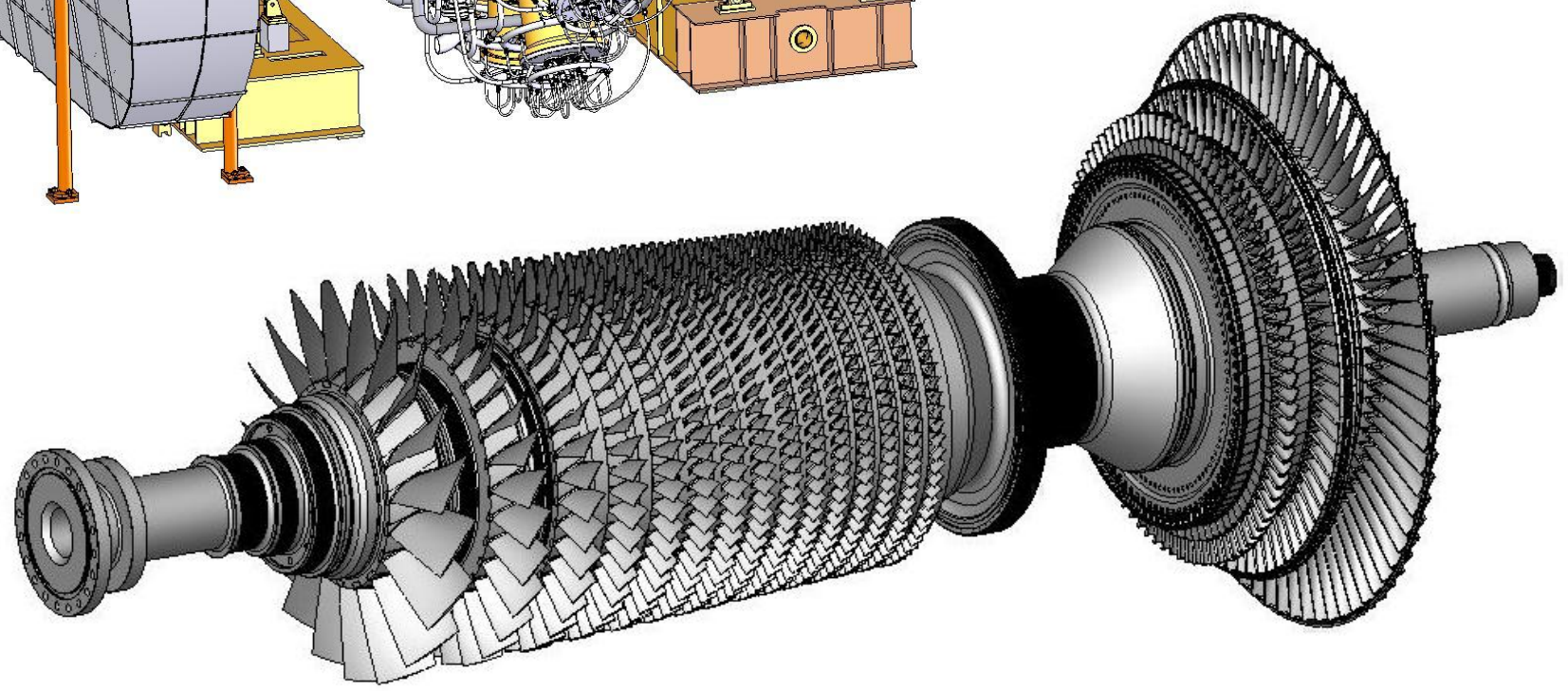
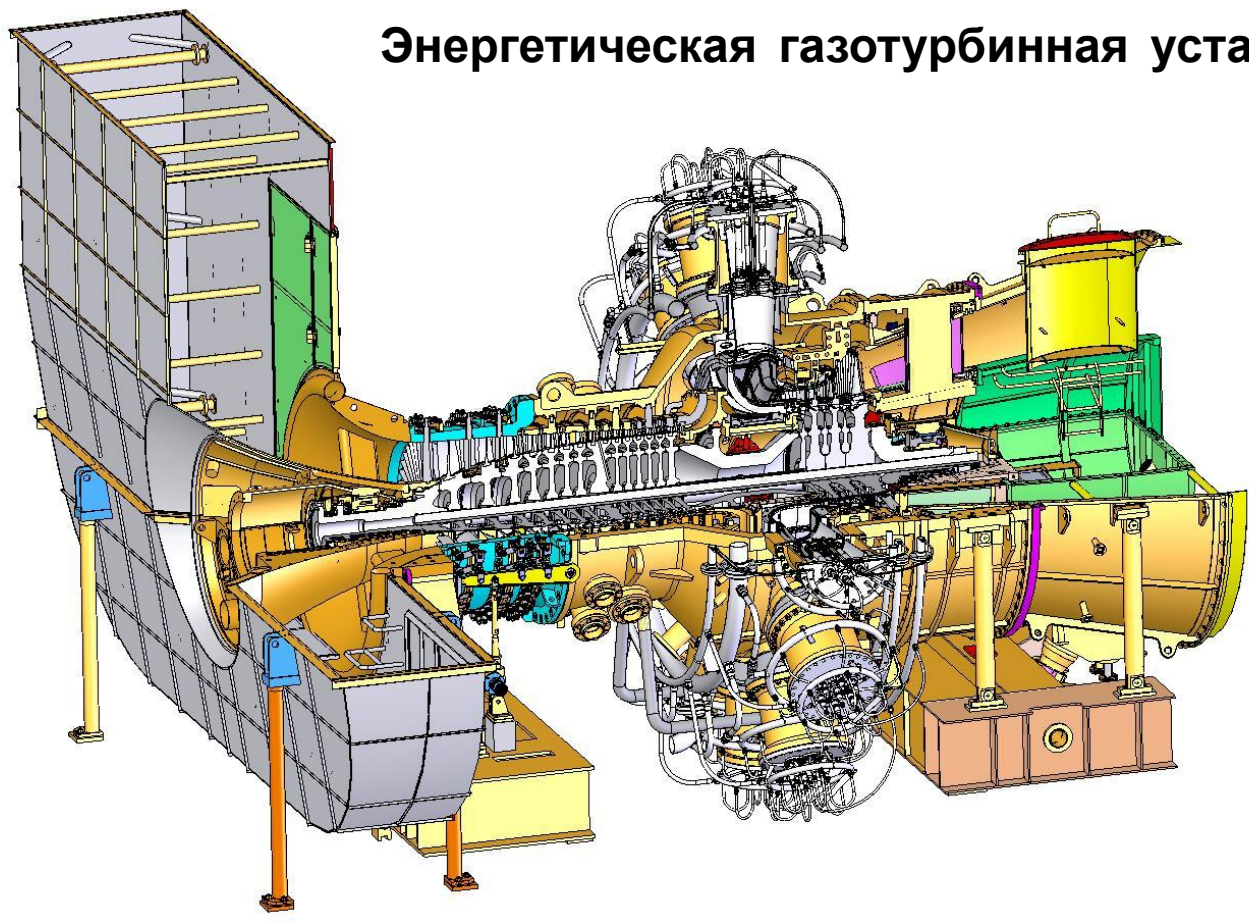
Основы теории ступени турбины

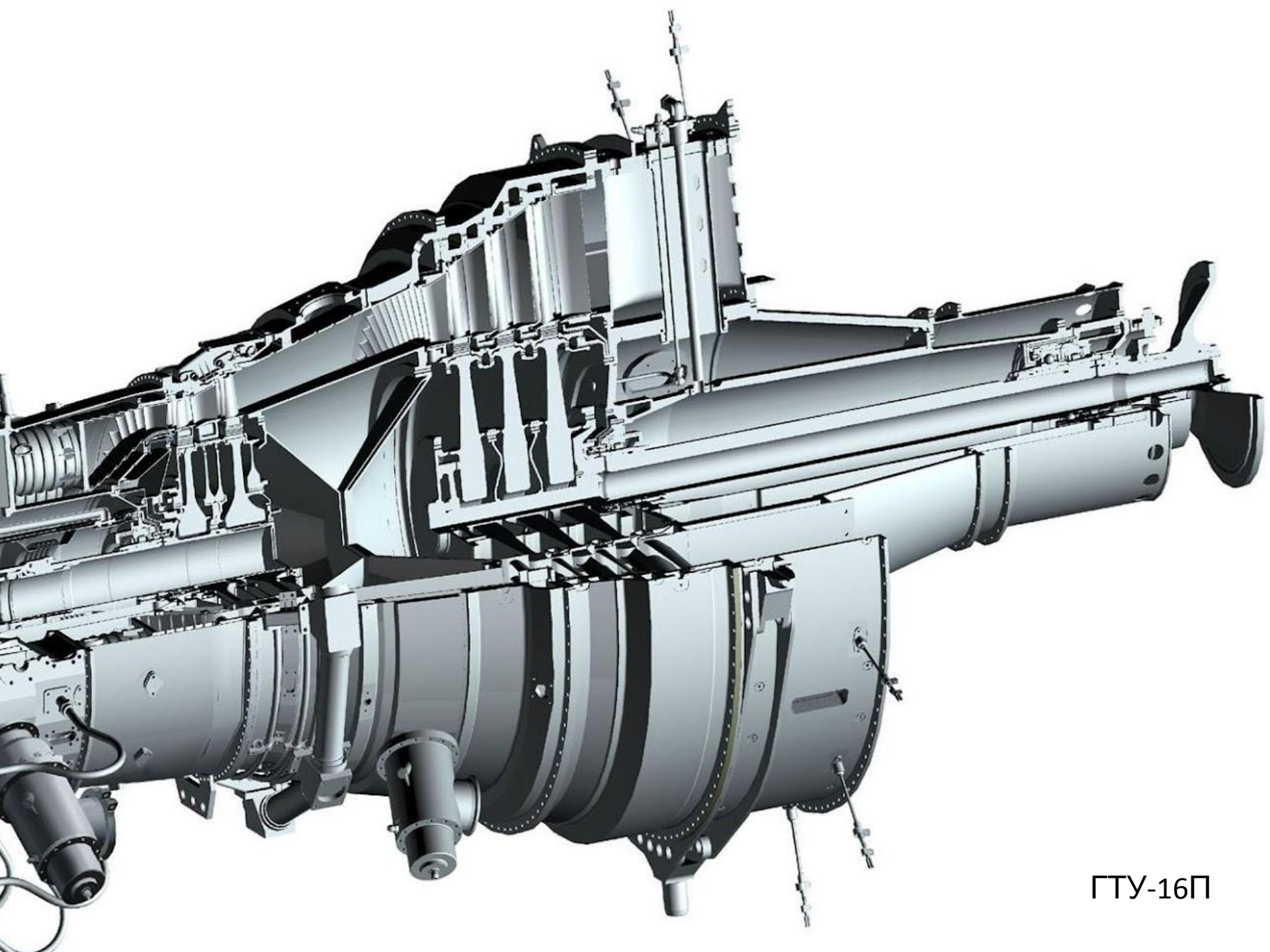
Составил доцент кафедры ДВС ТОГУ
Тимошенко Д.В.

Типы газовых турбин ГТУ



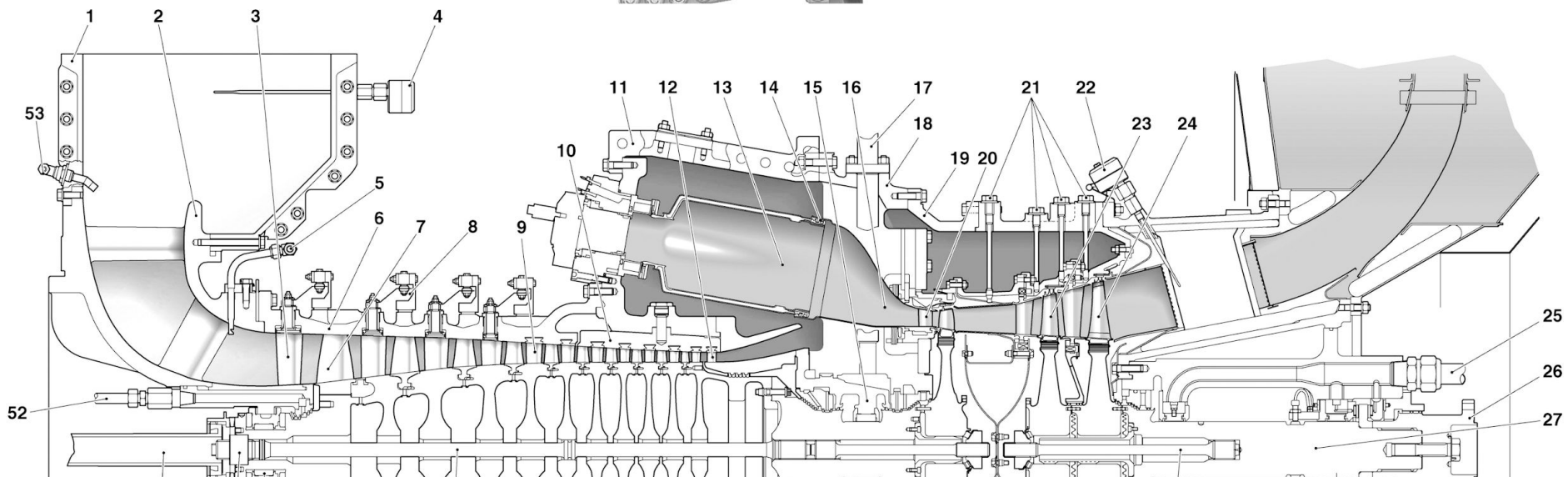
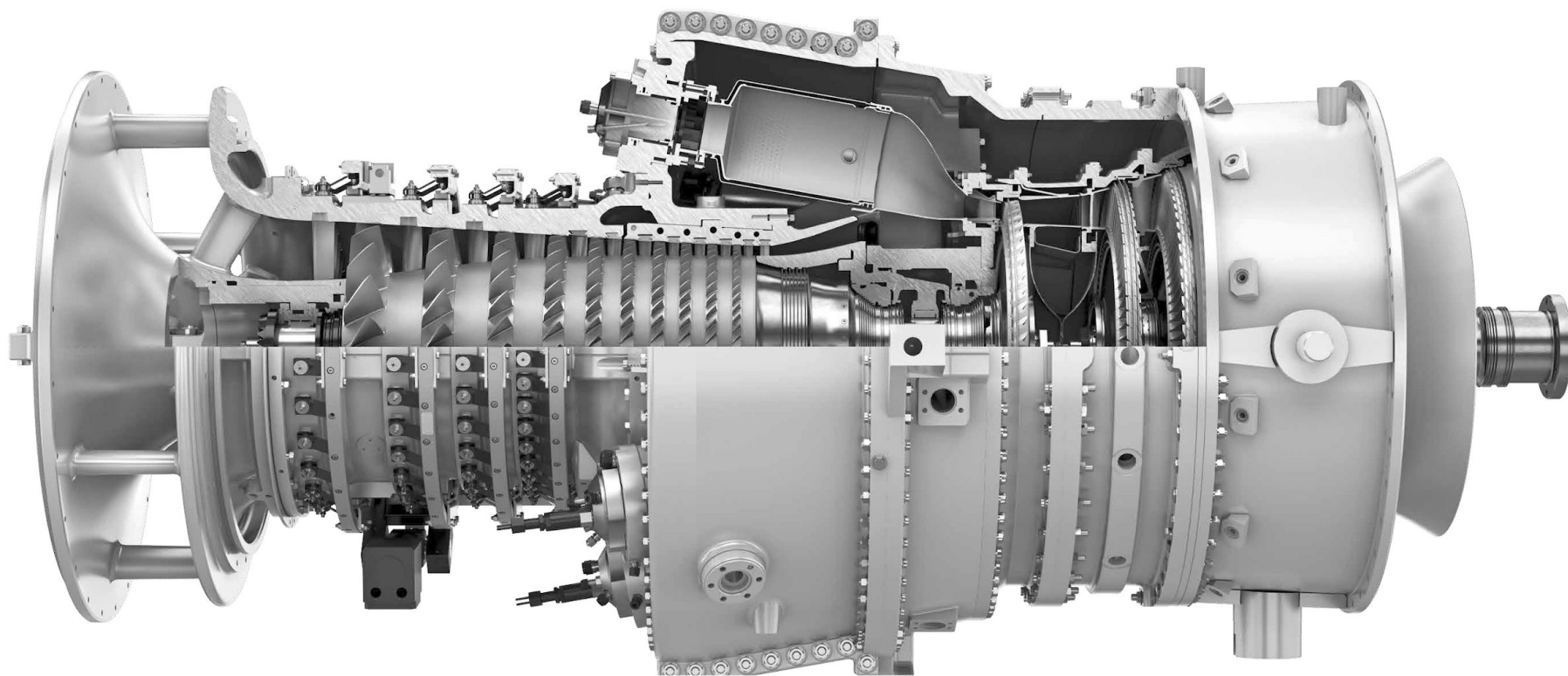
Энергетическая газотурбинная установка ГТЭ-45





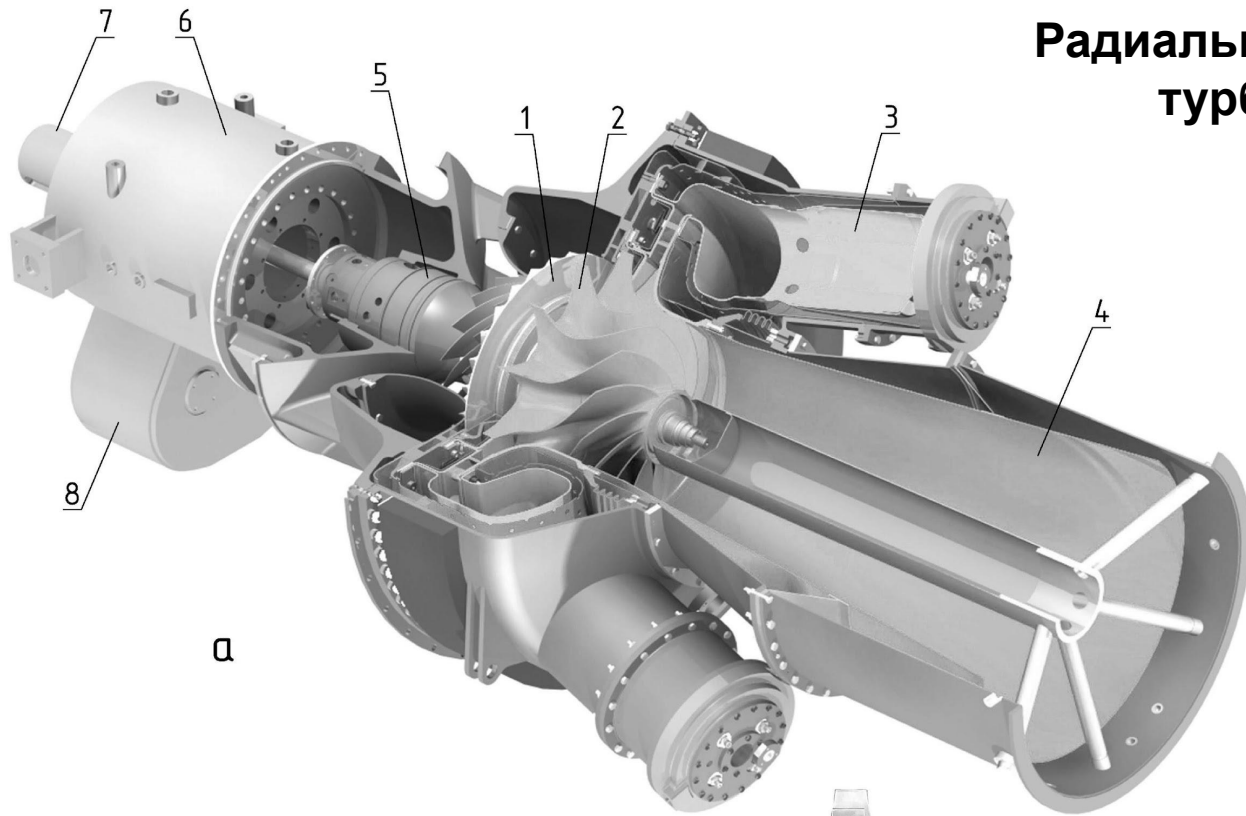
ГТУ-16П

Индустриальная ГТУ SGT100-2S фирмы Siemens

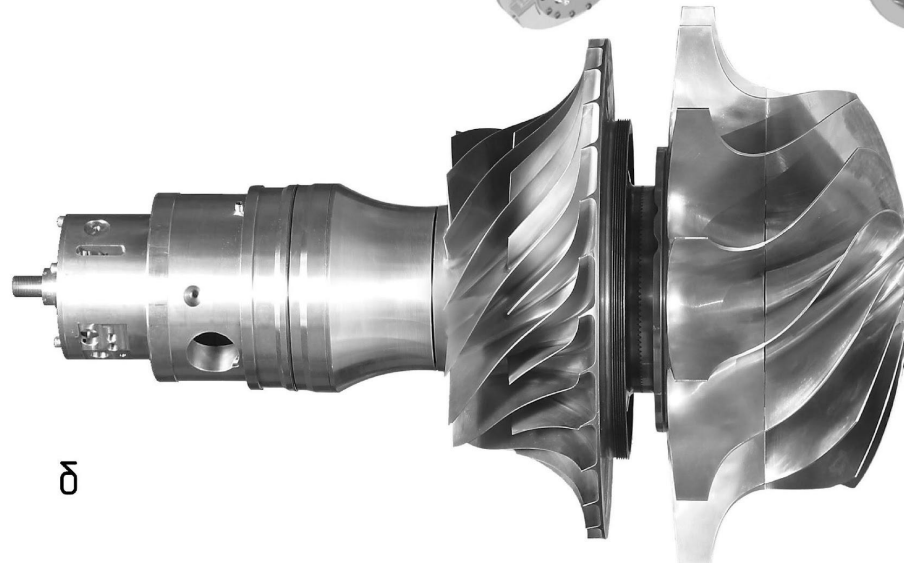




Радиально-осевая турбина



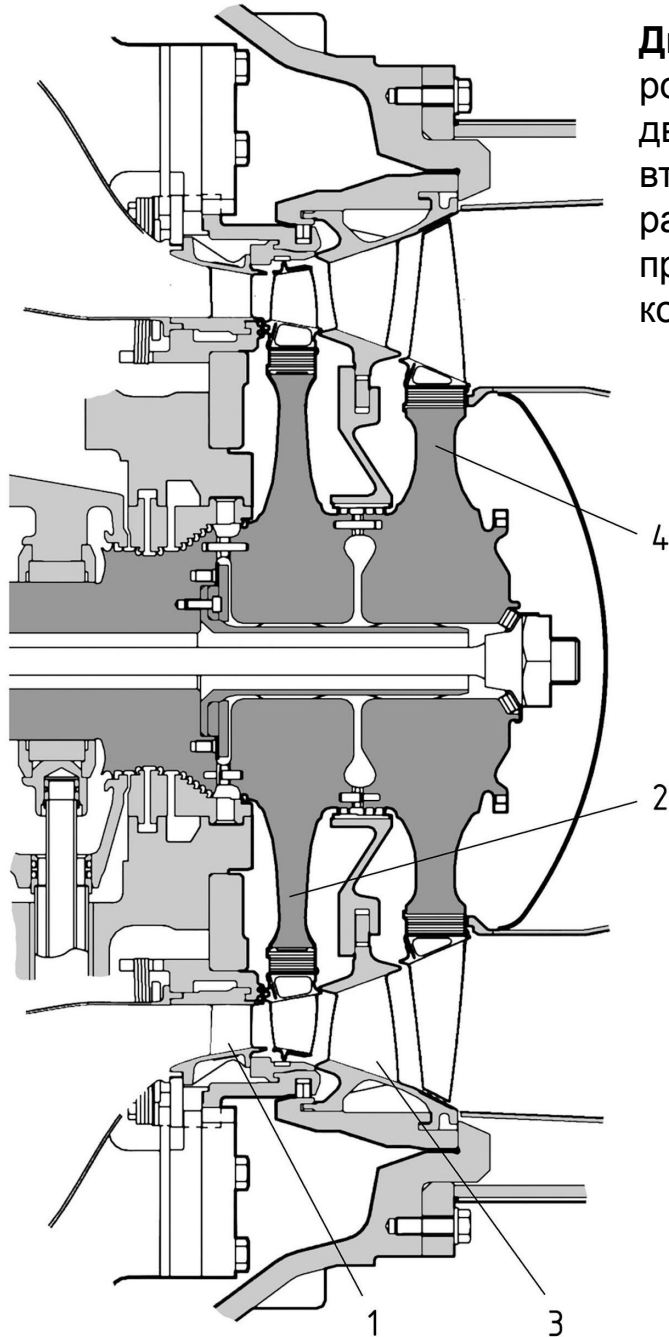
а



б

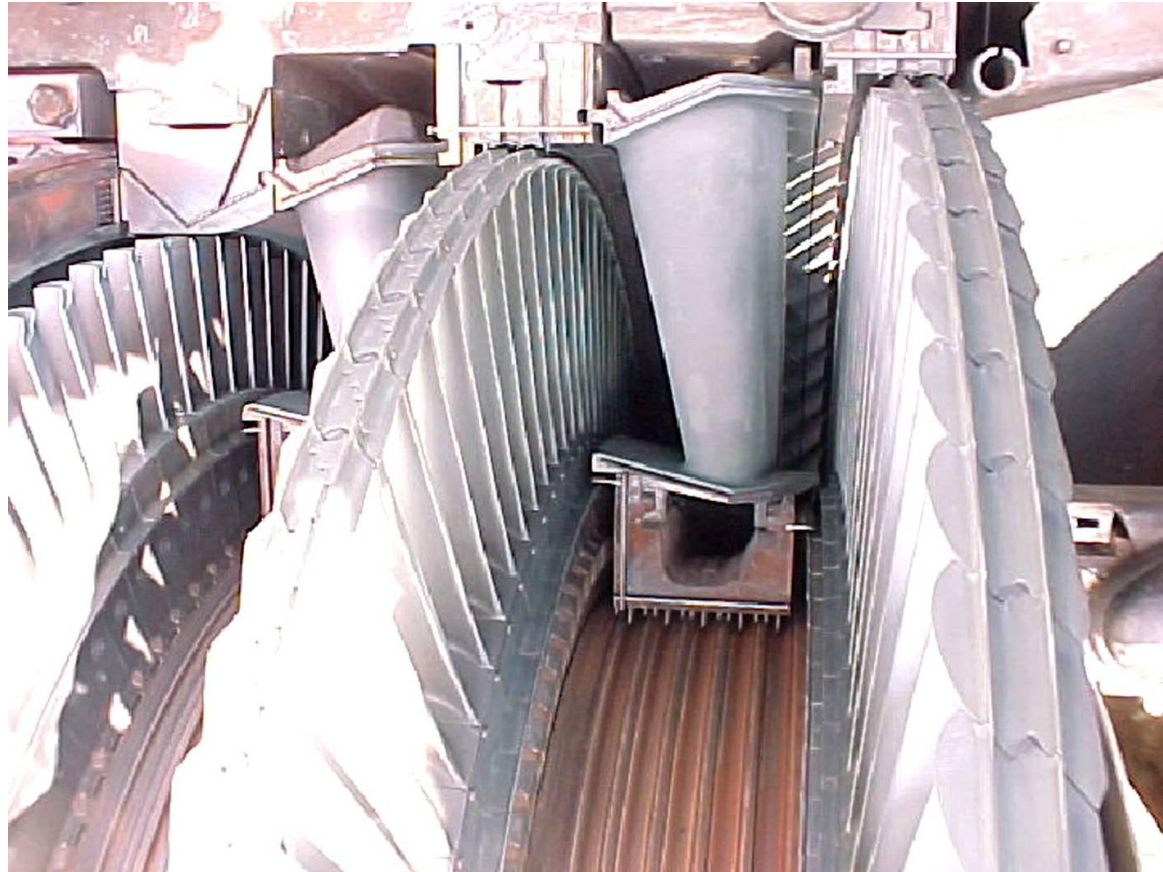
ГТУ ОР16 фирмы Opra Turbines

Общее устройство осевой газовой турбины

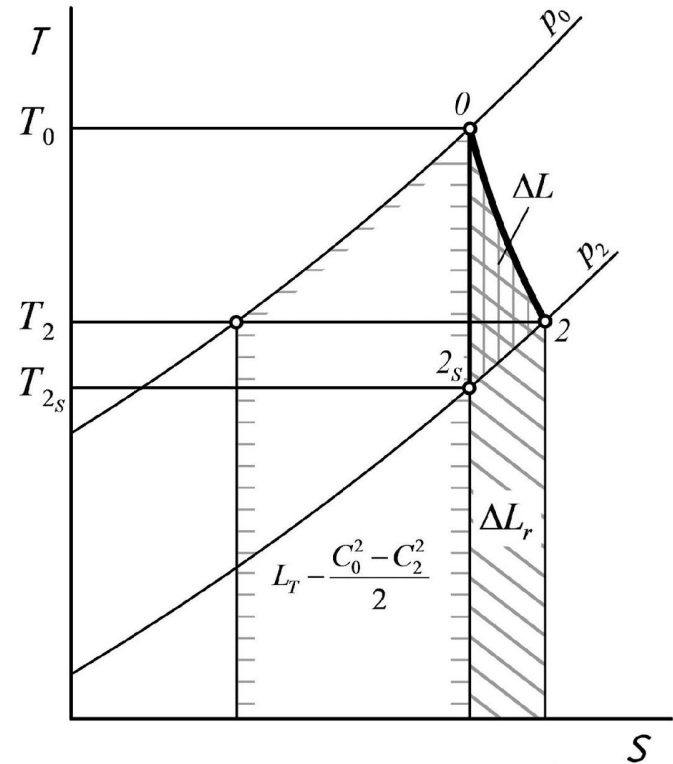
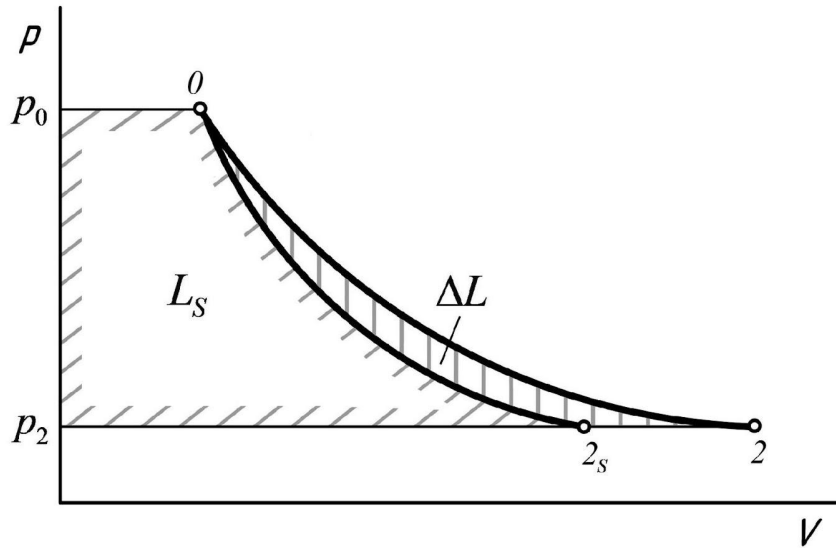
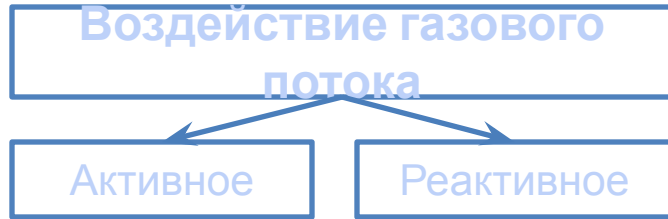


Двухступенчатая осевая турбина включает в себя роторную и статорную части. Статорная часть содержит два ряда сопловых (направляющих) лопаток первой и второй ступеней, (1 и 3 соответственно). Ротор содержит рабочие колеса первой и второй ступеней (2 и 4), представляющие собой диски, на внешнем диаметре которых установлены рабочие лопатки.

Трехступенчатая осевая турбина



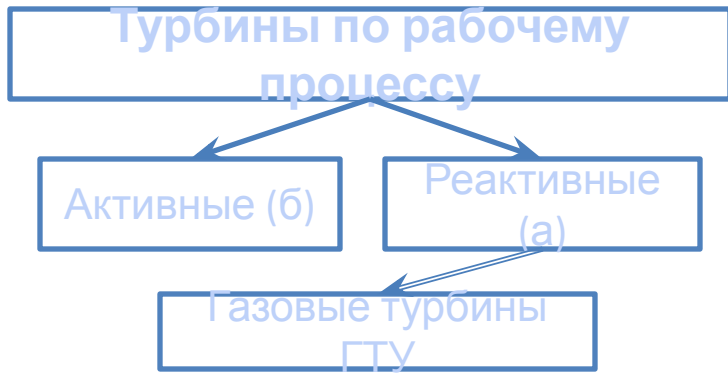
Процесс расширения газа в ступени турбины



Воздействие газового потока на лопатку может быть следующим:

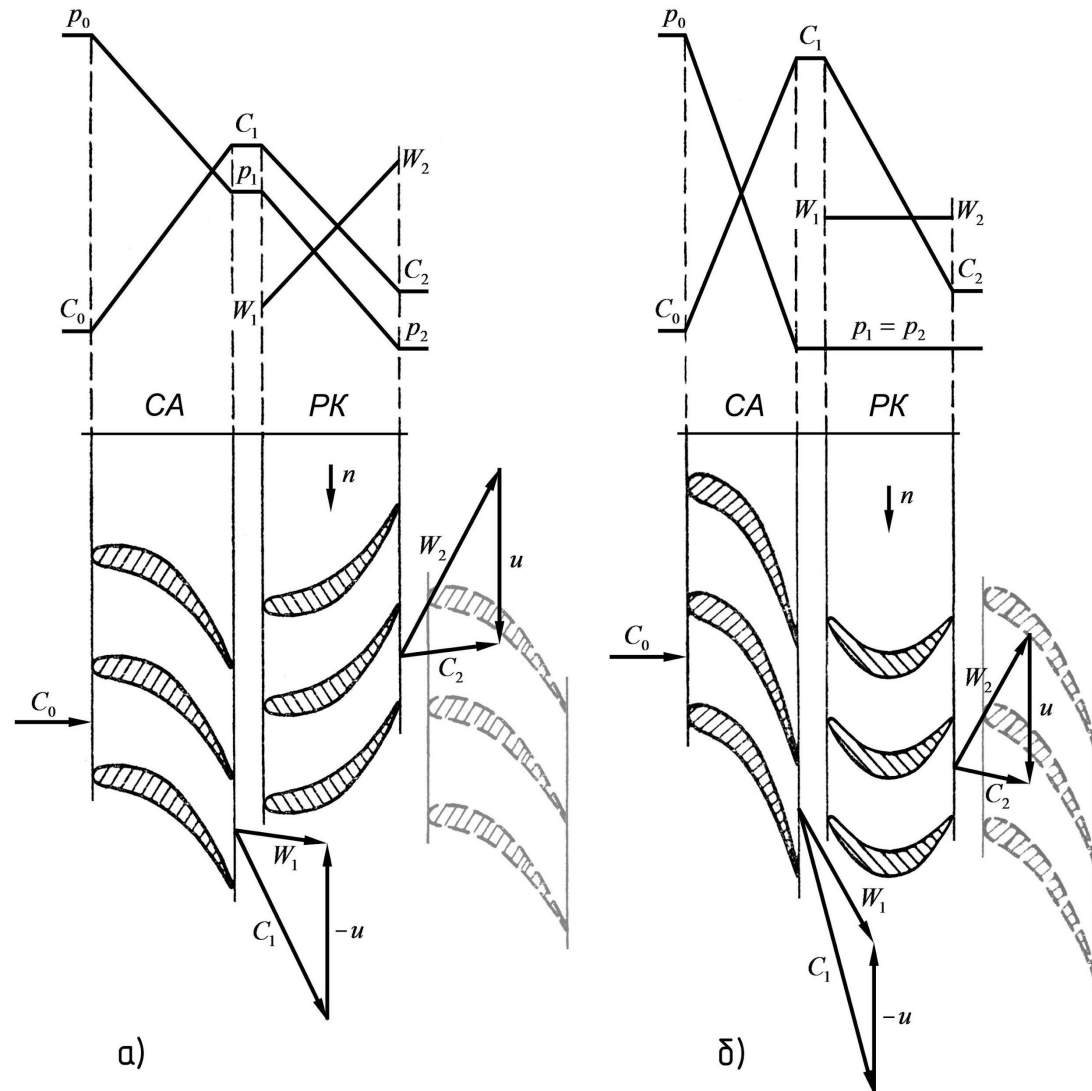
- поворот газового потока в межлопаточном канале создает центробежную силу, которая действует на лопатку. Эта сила тем больше, чем больше относительная скорость на входе в канал и больше угол поворота потока. Такое воздействие потока называют **активным**;
- при расширении газа в межлопаточном канале возникает реактивная сила, обусловленная увеличением скорости газа. Она тем больше, чем больше степень расширения газа в канале и соответственно выше относительная скорость на выходе из него. Такое воздействие газового потока называют **реактивным**.

Процесс расширения газа в ступени турбины



В турбинной ступени **активного типа** имеющаяся перед ступенью потенциальная энергия газа **полностью** преобразуется в сопловом аппарате в кинетическую энергию. В межлопаточном канале газ не расширяется, скорость по величине не изменяется, поток действует на лопатки **только активно**.

В турбинной ступени **реактивного типа** потенциальная энергия газа **частично** преобразуется в сопловом аппарате в кинетическую энергию. Оставшаяся часть энергии преобразуется в кинетическую непосредственно в рабочем колесе. Газ в межлопаточном канале расширяется, оказывая на рабочие лопатки **активное и реактивное** воздействие.



Процесс расширения газа в ступени турбины

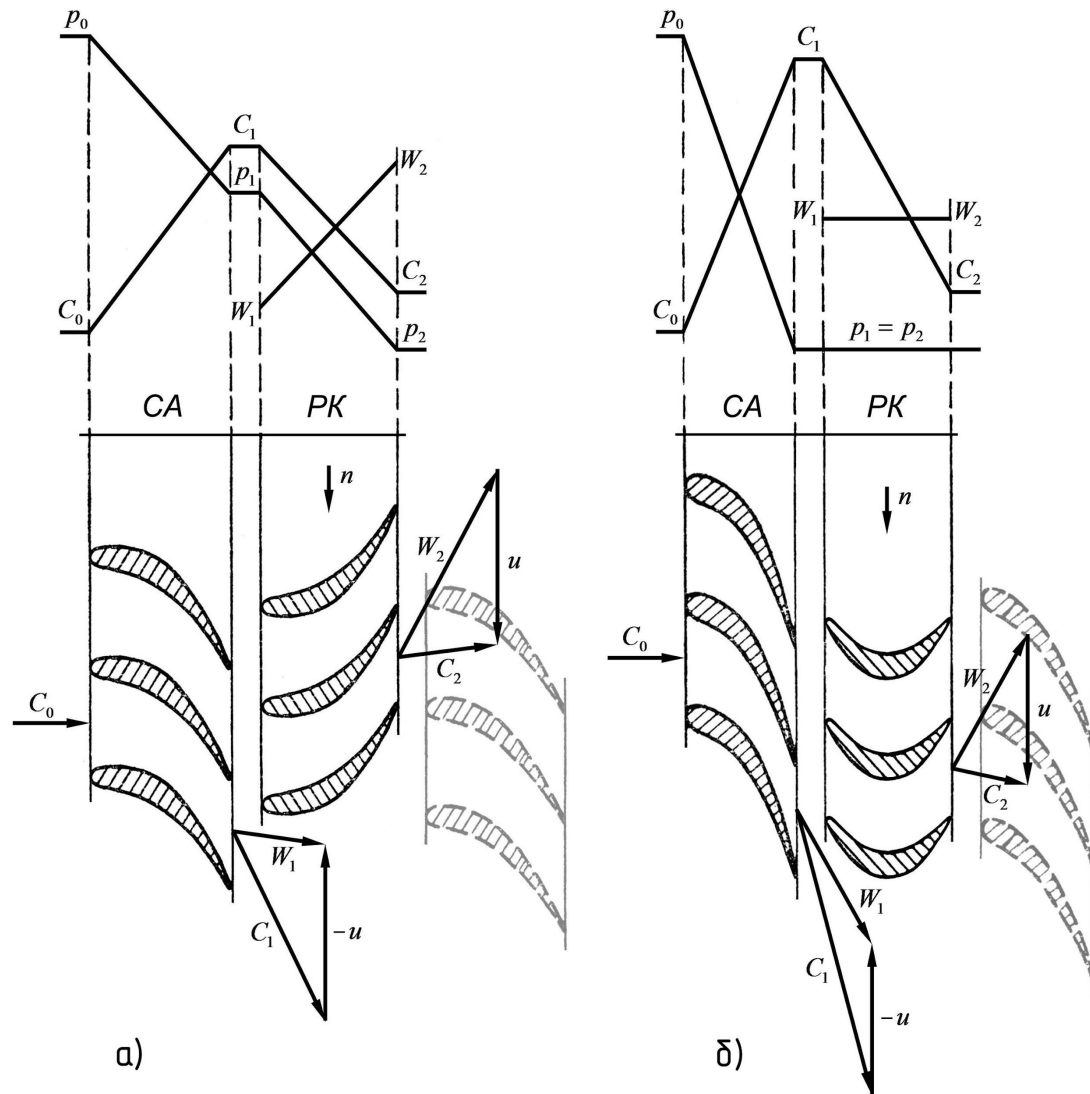
В ступени **активного типа** лопатки рабочего колеса образуют канал с практически одинаковыми площадями на входе и выходе. Давление газа за сопловым аппаратом p_1 соответствует давлению за турбиной p_2 , расширение газа происходит только в сопловом аппарате. Относительные скорости газа W_1 и W_2 по абсолютной величине равны.

В ступени **реактивного типа** все межлопаточные каналы сужающиеся. Процесс расширения газа начинается в сопловом аппарате и продолжается в рабочем колесе, поэтому $p_0 > p_1 > p_2$. Относительная скорость возрастает $W_2 > W_1$.

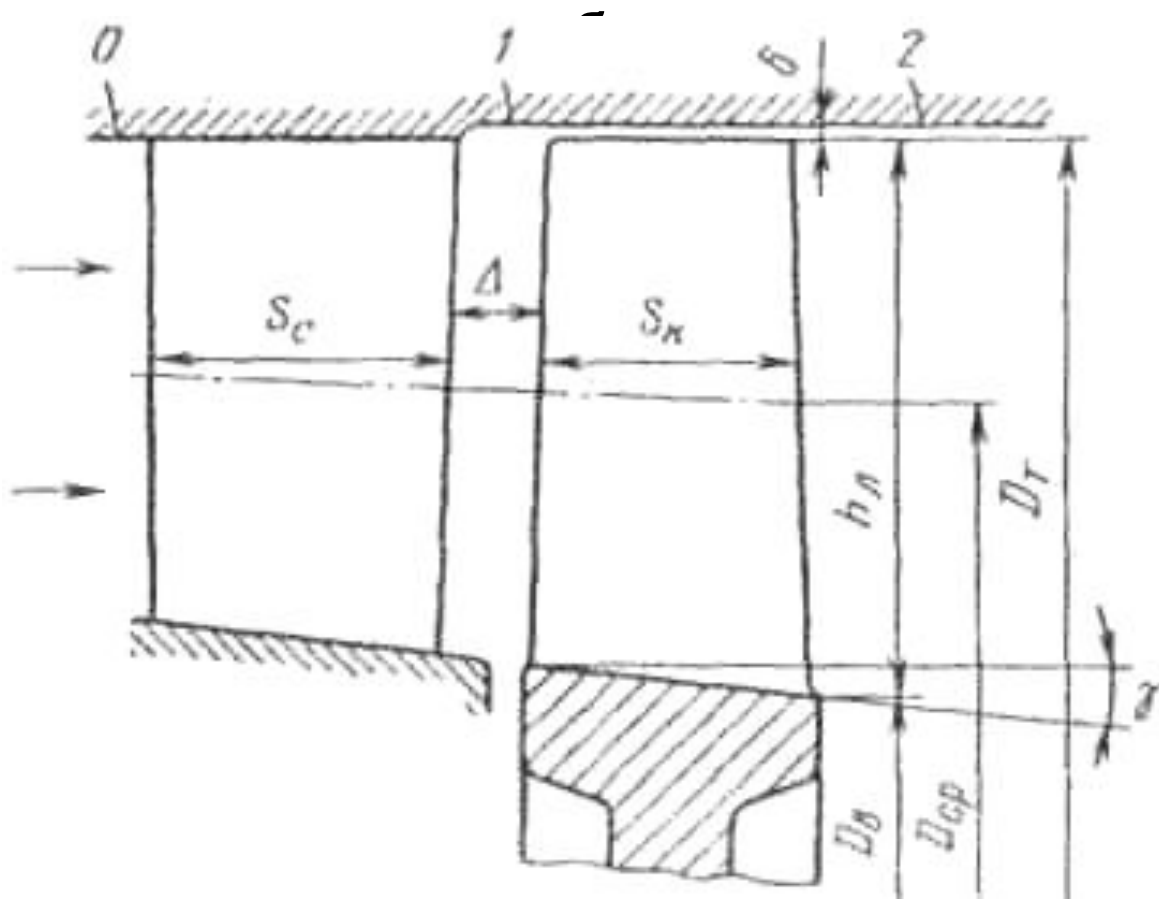
Степень реактивности турбинной ступени называют отношение изоэнтропической работы расширения газа в рабочем колесе к изоэнтропической работе расширения газа в турбинной ступени

$$\rho = \frac{L_{PKS}}{L_{TS}} = \frac{L_{TS} - L_{CAS}}{L_{TS}} = 1 - \frac{L_{CAS}}{L_{TS}}$$

Степень реактивности турбинной ступени - отношение изоэнтропической работы расширения газа в рабочем колесе к изоэнтропической работе расширения газа в турбинной ступени



Основные геометрические параметры ступени



D_T – наружный диаметр (по концам лопаток);

D_B – внутренний диаметр (по основанию лопаток);

δ – радиальный зазор;

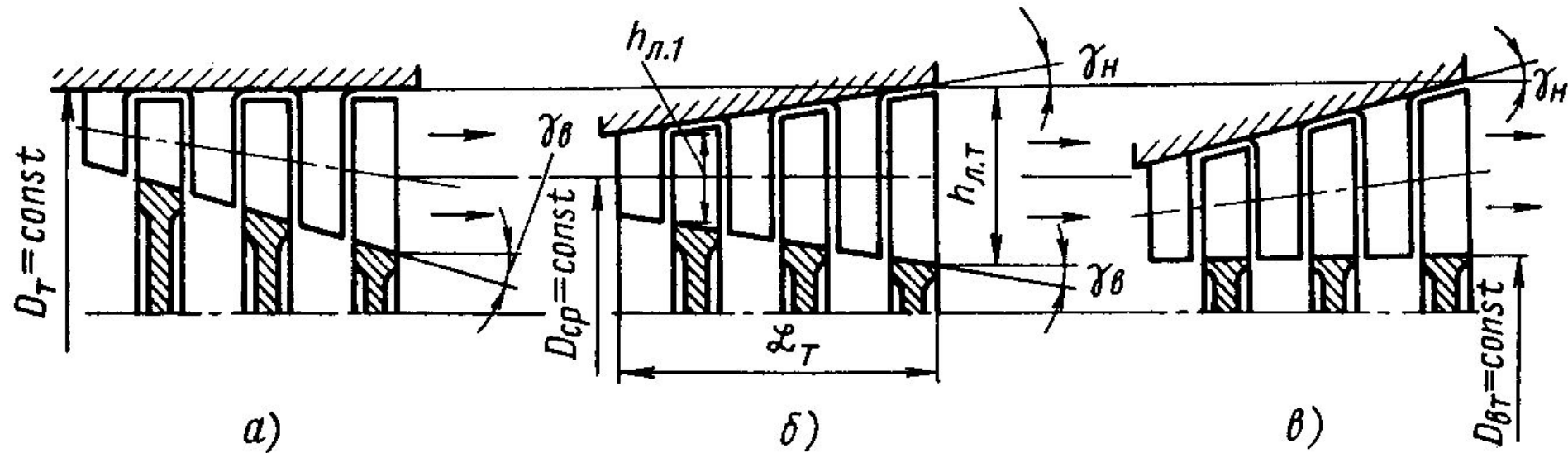
Δ – осевой зазор;

γ – угол уширения;

S_c и S_k – ширина лопаток соплового аппарата и рабочего колеса;

h_l – высота лопатки

Формы проточной части многоступенчатых турбин



Сравнение проведено при одном и том же значении наибольшего (габаритного) диаметра и одной и той же высоте лопатки последней ступени турбины (имеющей наибольшую длину).

Проточная часть с $D_T = \text{const}$ (а) позволяет получить наибольшие значения окружных скоростей во всех ступенях, что можно использовать для уменьшения числа ступеней или для увеличения значений их коэффициентов нагрузки. Ее достоинством является также цилиндричность наружного обвода меридионального сечения турбины. В этом случае величина радиального зазора не изменяется при взаимном осевом смещении ротора и статора турбины, обычного при работе ГТУ.

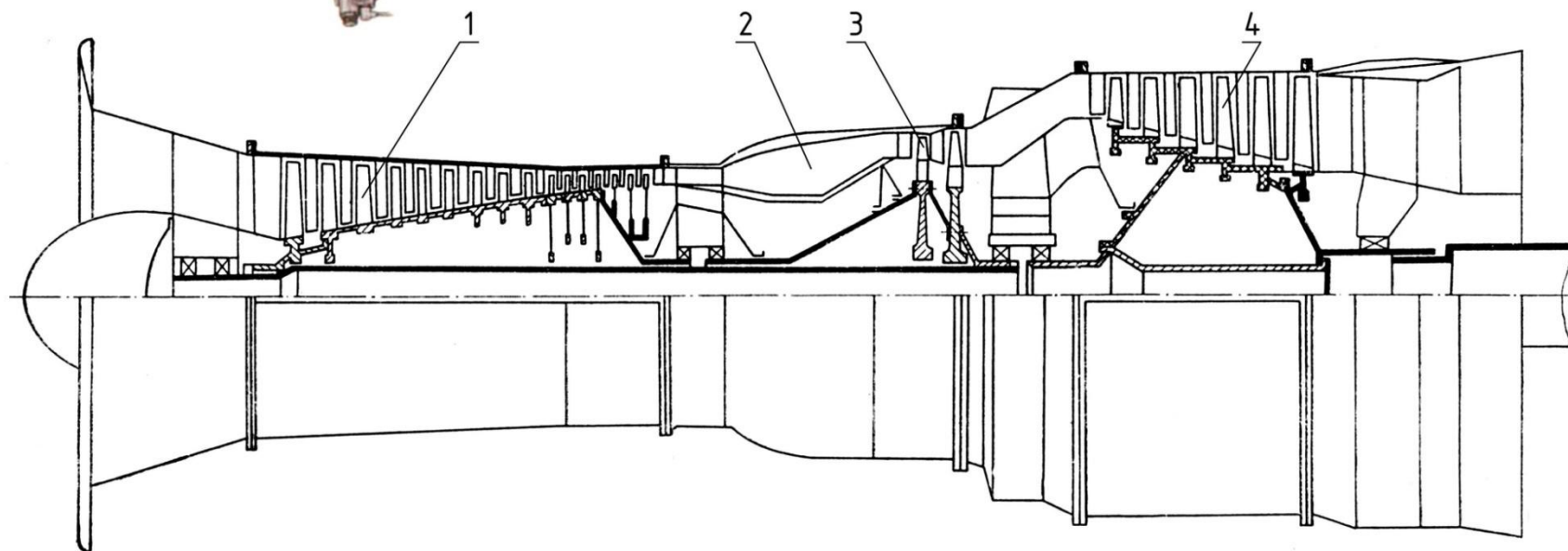
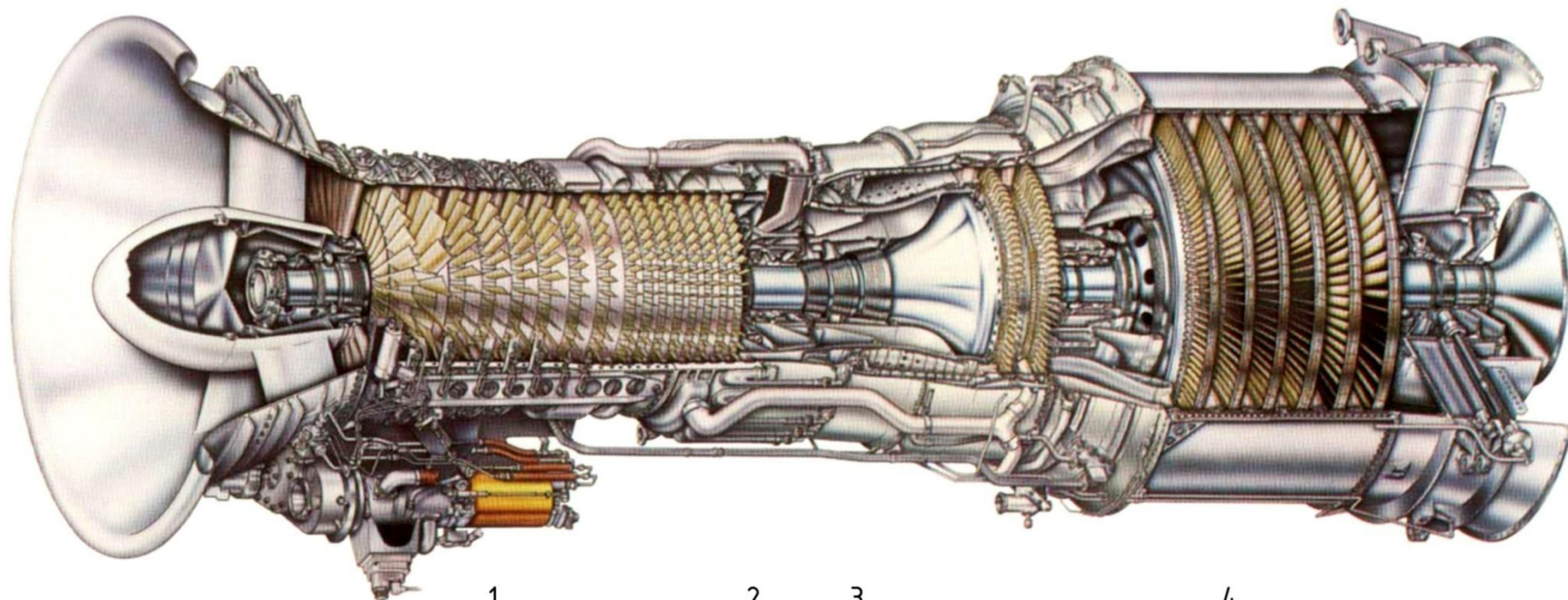
Недостатком такой формы проточной части является повышенная масса (при том же числе ступеней) из-за больших диаметральных размеров дисков и их толщины (из-за большой окружной скорости на их периферии). К числу недостатков следует отнести повышенные вторичные и концевые потери в

Формы проточной части многоступенчатых турбин

Проточная часть с $D_{\text{вТ}} = \text{const}$ (в) при том же числе ступеней, что и в случае с $D_{\text{Т}} = \text{const}$ (а), в принципе могла бы иметь меньшую массу, чем другие проточные части. Однако пониженные значения окружной скорости в первых ступенях могут чрезмерно привести к увеличению числа ступеней, и тогда выигрыша в массе всей турбины может и не быть. Ограничивать применение такой проточной части будет сложность обеспечения неизменности величины радиального зазора при работе двигателя. Такая ПЧ может оказаться целесообразной у турбин маломощных двигателей с малым расходом газа, когда при выборе основных размеров турбины важно обеспечить приемлемые высоты лопаток. У турбин, выполняемых по схеме (в), высота рабочей лопатки на входе получается наибольшей по сравнению с другими возможными формами проточной части, так как $D_{\text{ср1}}$ в этом случае получается пониженным.

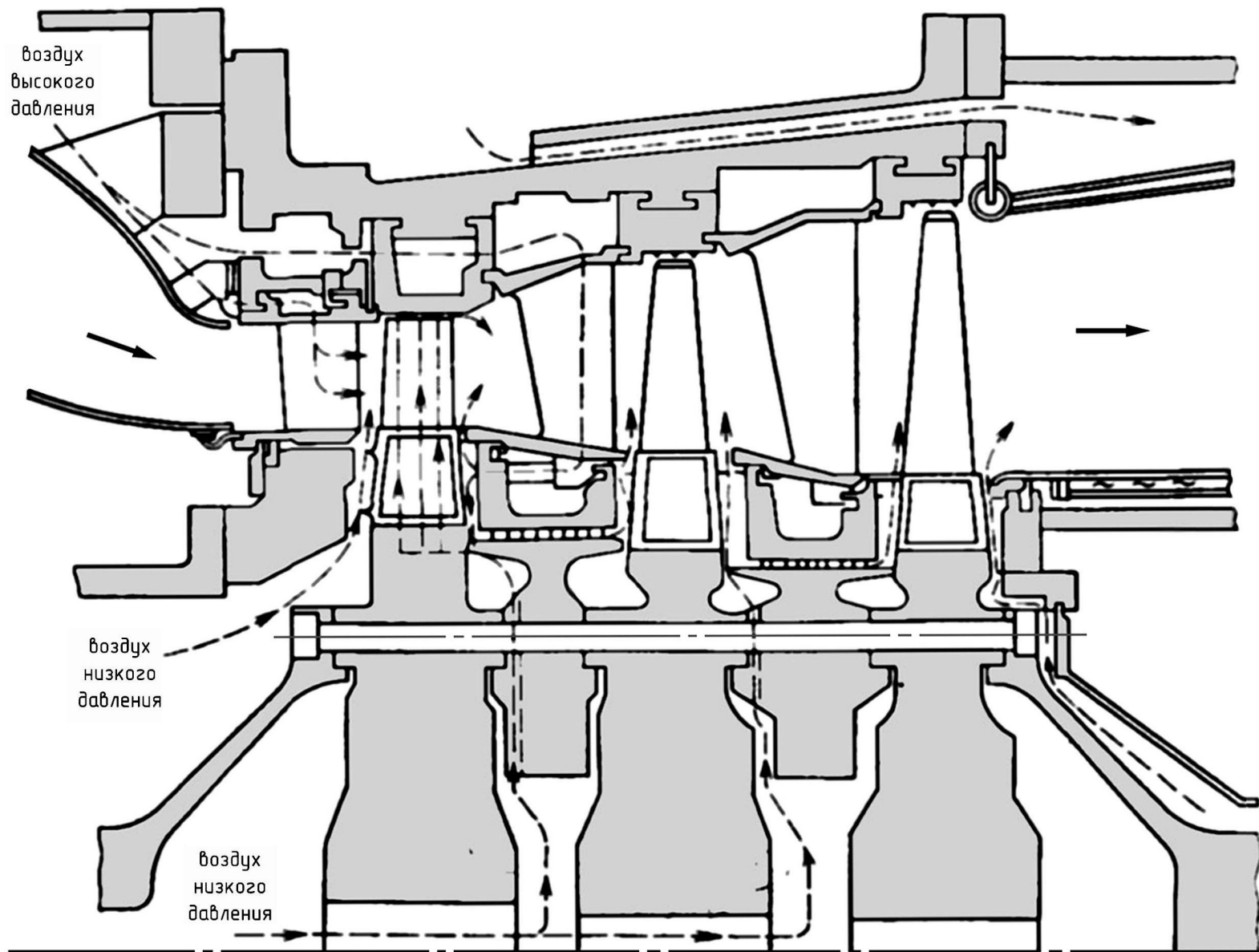
Проточная часть с $D_{\text{ср}} = \text{const}$ (б) является промежуточной. Ее основным достоинством является равномерное распределение угла уширения меридионального сечения проточной части по наружному и корневому диаметрам проточной части. При проектировании турбины следует не допускать повышенных значений углов раскрытия (рекомендуются $\leq 20...25^\circ$), для чего выбираются соответствующие значения удлинения лопаток. На практике часто применяются комбинированные и промежуточные формы ПЧ.

Формы проточной части многоступенчатых турбин

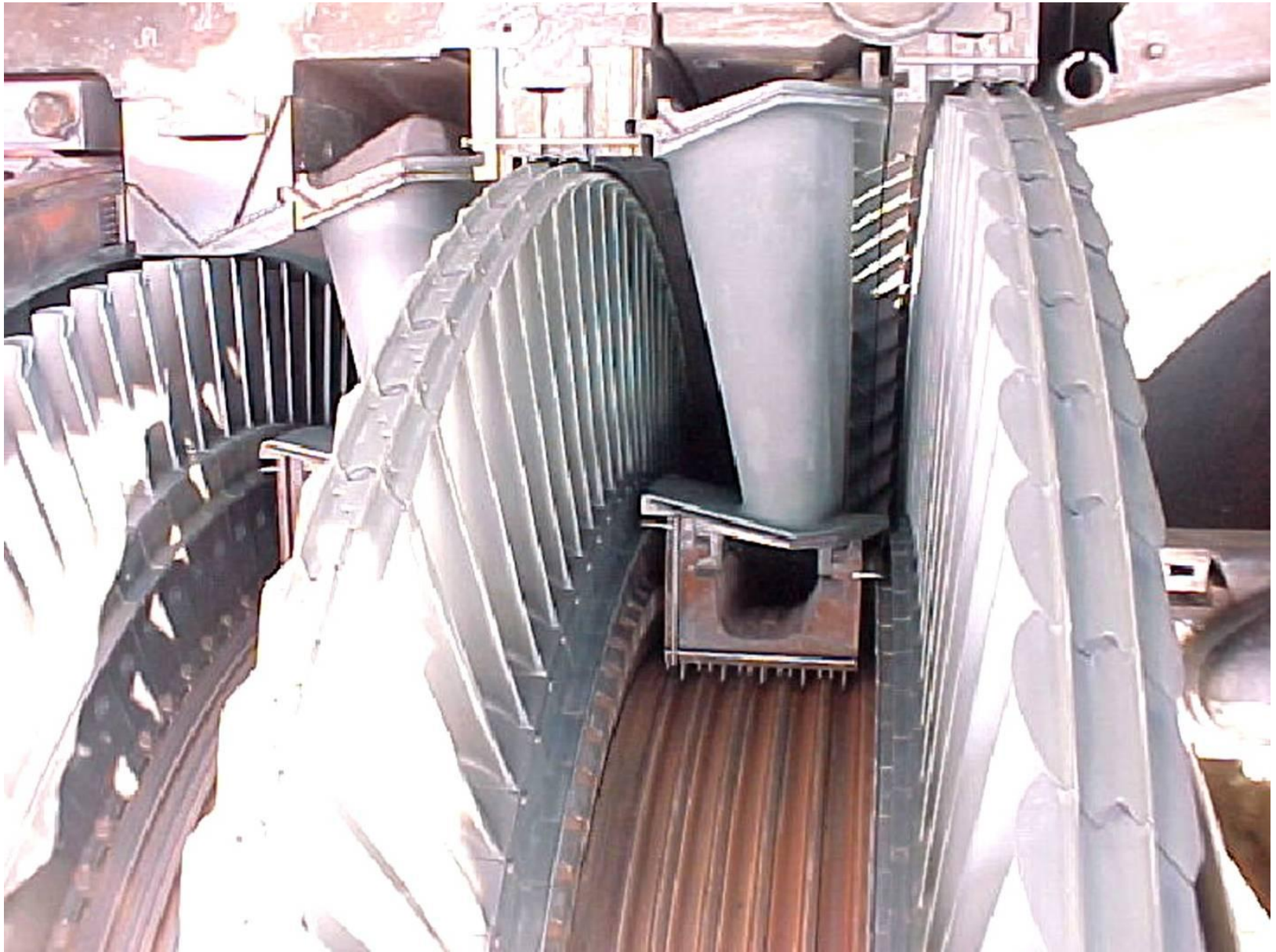


Конвертированная ГТУ LM2500 фирмы GE

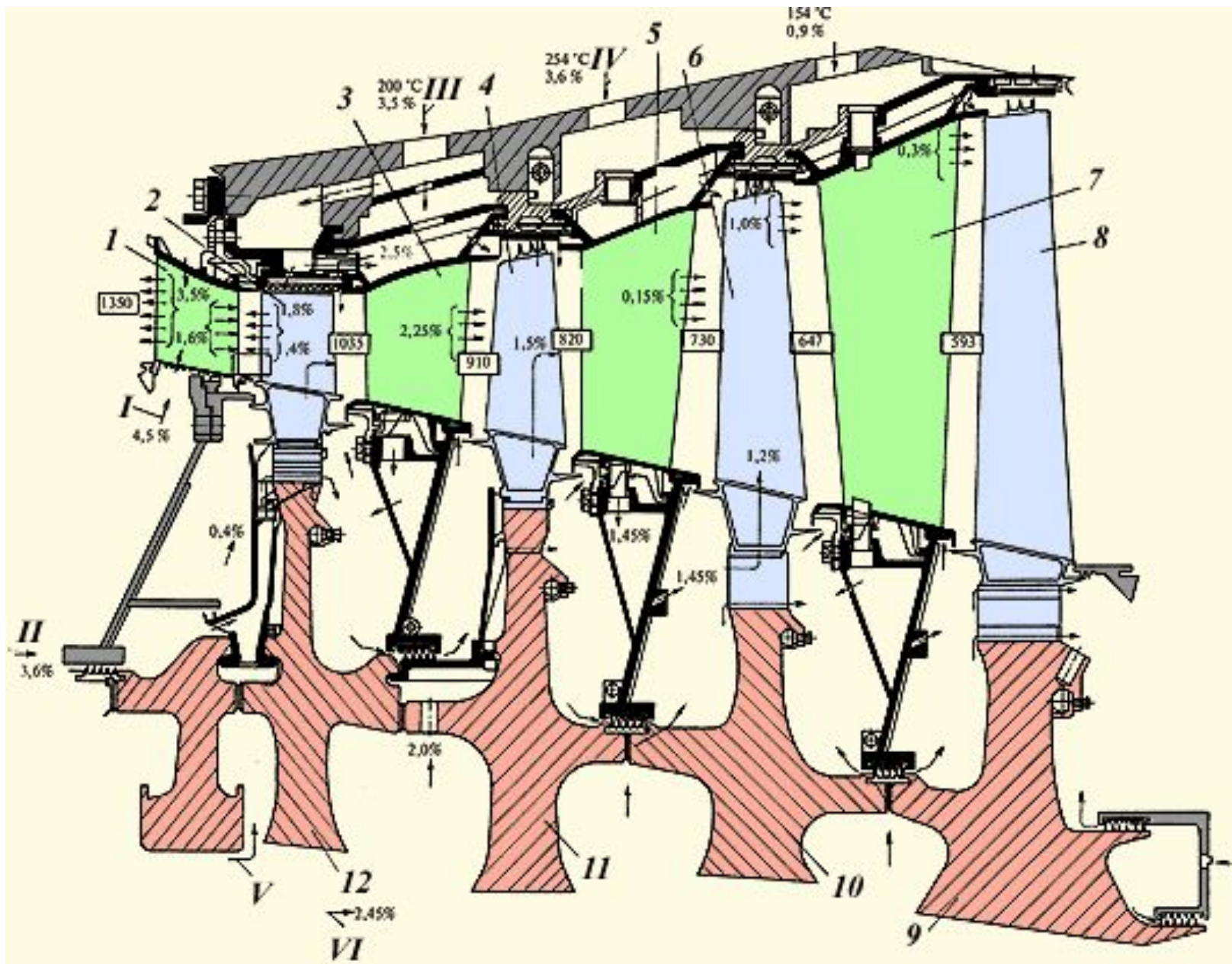
Формы проточной части многоступенчатых турбин



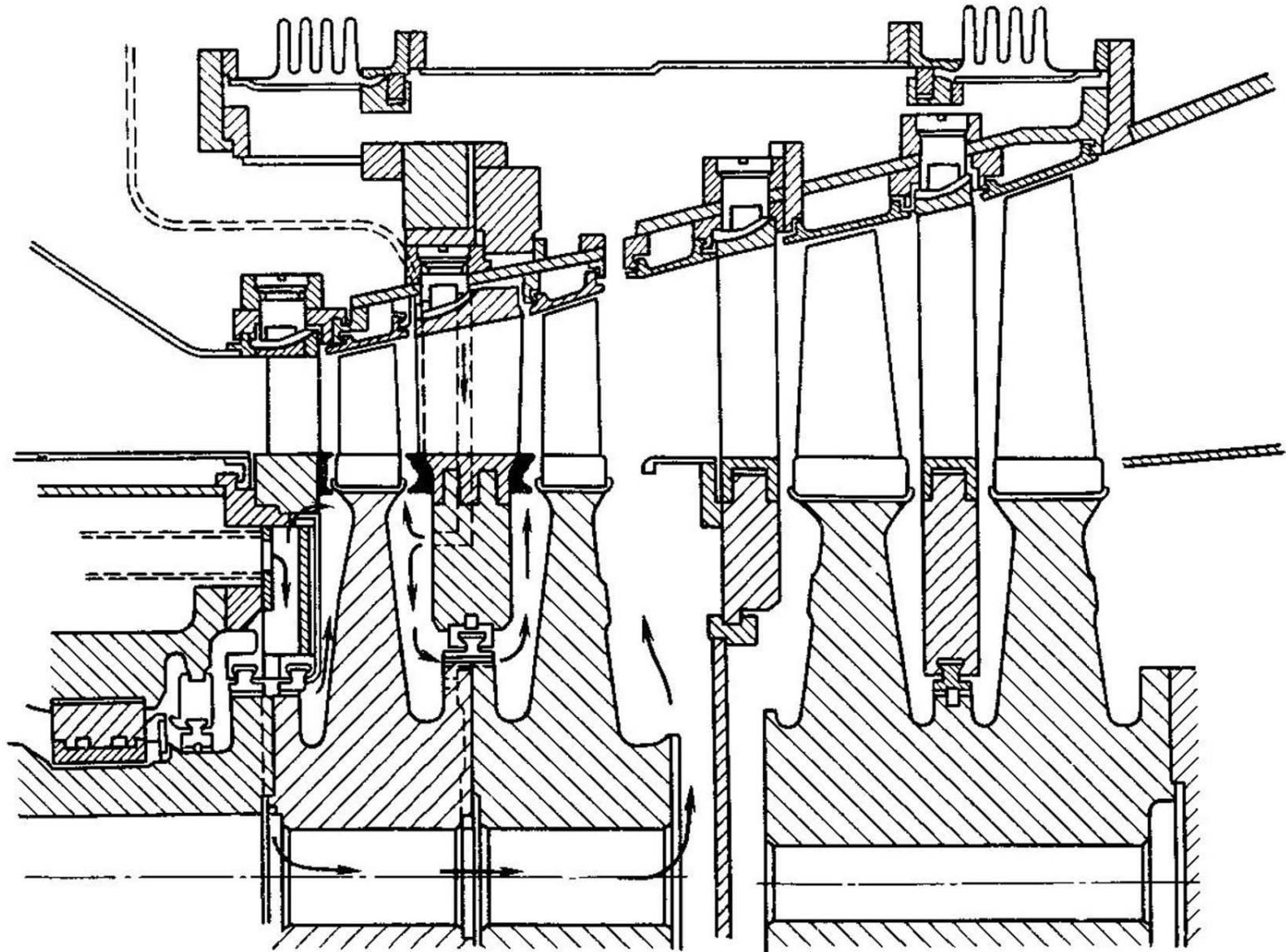
Формы проточной части многоступенчатых турбин



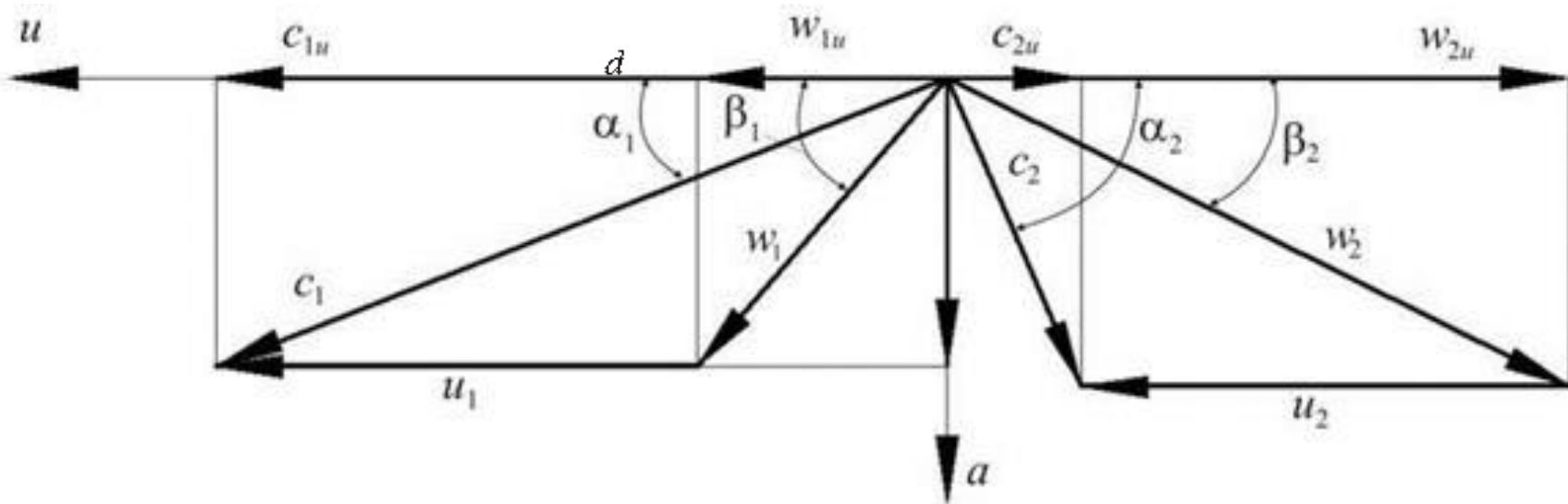
Формы проточной части многоступенчатых турбин



Формы проточной части многоступенчатых турбин



Кинематические параметры потока в ступени, околожные и осевые проекции скоростей



- c_0 – абсолютная скорость потока на входе в ступень (СА);
- α_0 – угол, с которым поток входит в ступень (СА) в абсолютном движении;
- c_1 – абсолютная скорость потока на выходе из СА;
- α_1 – угол выхода потока из СА в абсолютном движении;
- w_1 – относительная скорость потока на входе в РК;
- β_1 – угол входа потока в РК в относительном движении;
- w_2 – относительная скорость потока на выходе из РК;
- β_2 – угол выхода потока из РК в относительном движении;
- c_2 – абсолютная скорость потока на выходе из ступени;
- α_2 – угол выхода потока из ступени в абсолютном движении;
- u – окружная скорость рабочего колеса.

Всего выделяют два вида проекции скоростей:

- окружные (на ось u);
- осевые (на ось a)

Окружные проекции используются при вычислениях мощностных показателей ступени (см. ниже). Приведем основные уравнения для их вычисления:

$$C_{1u} = C_1 \cdot \cos \alpha_1$$

$$C_{2u} = C_2 \cdot \cos \alpha_2$$

$$W_{1u} = W_1 \cdot \cos \beta_1$$

$$W_{2u} = W_2 \cdot \cos \beta_2$$

При этом окружные проекции обладают следующими свойствами:

$$C_{1u} = W_{1u} + U$$

$$C_{2u} = W_{2u} - U$$

Осевые проекции характеризуют расход рабочего тела через сечения ступени. Основные уравнения для их вычисления:

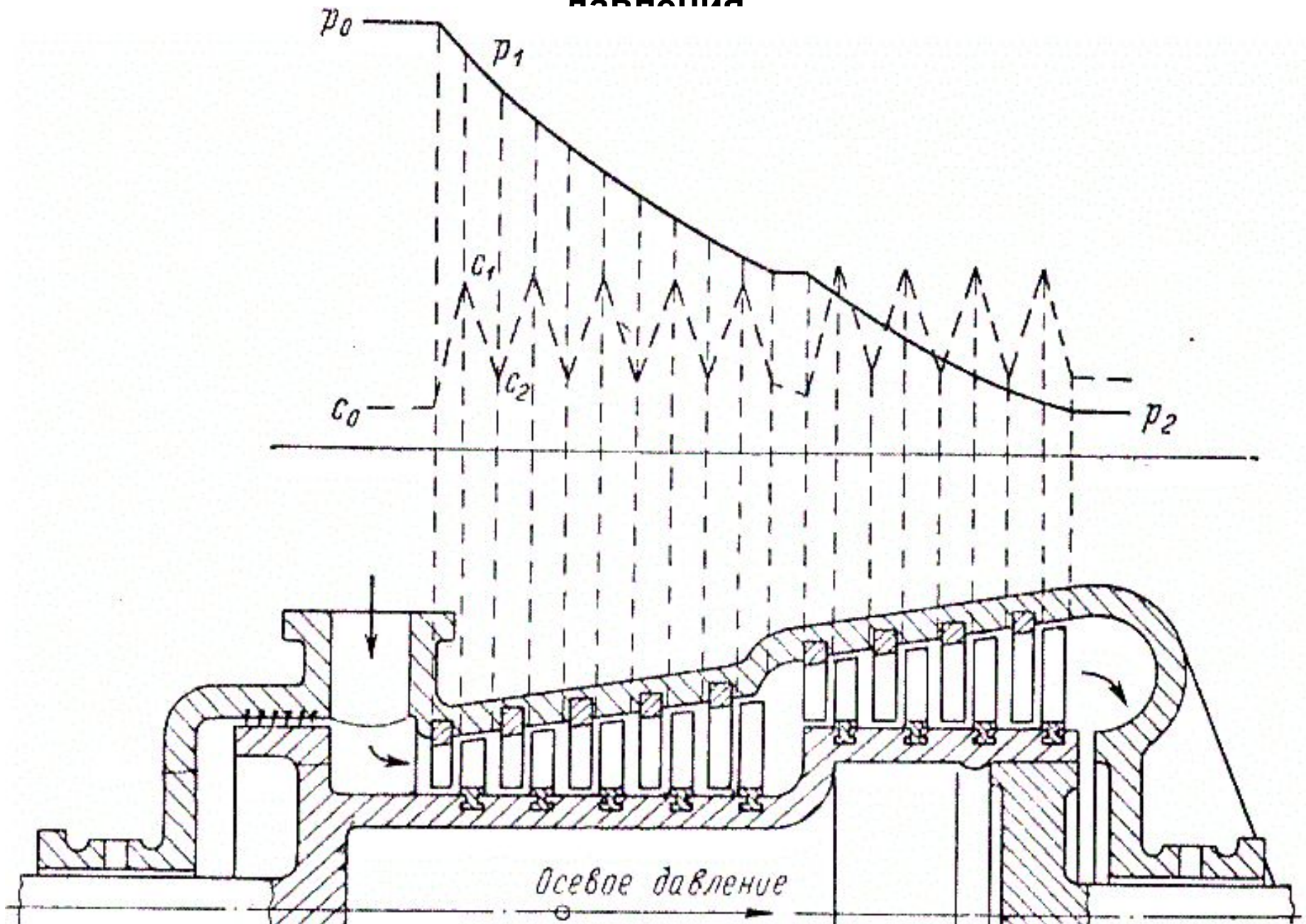
$$C_{1a} = C_1 \cdot \sin \alpha_1 = W_1 \cdot \sin \beta_1$$

$$C_{2a} = C_2 \cdot \sin \alpha_2 = W_2 \cdot \sin \beta_2$$

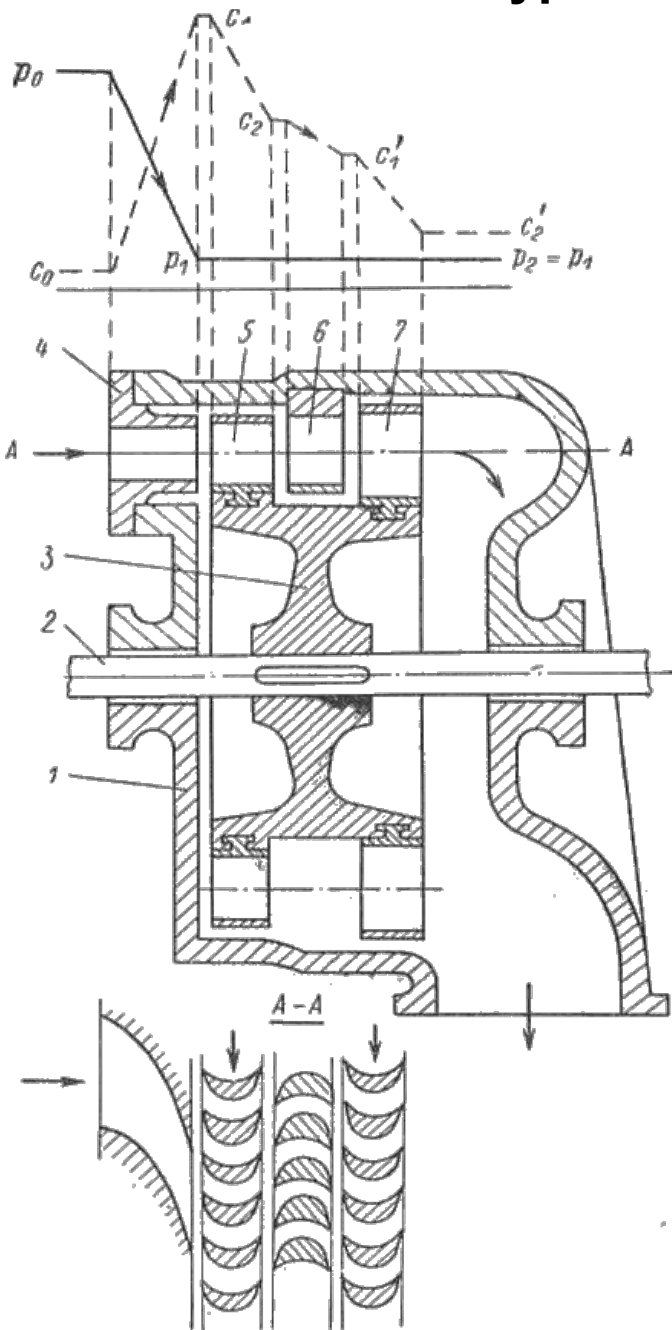
В общем случае $C_{1a} \neq C_{2a}$

Многоступенчатая реактивная турбина со ступенями

Давления



Активная турбина со ступенями скорости (ступенями Кертиса)

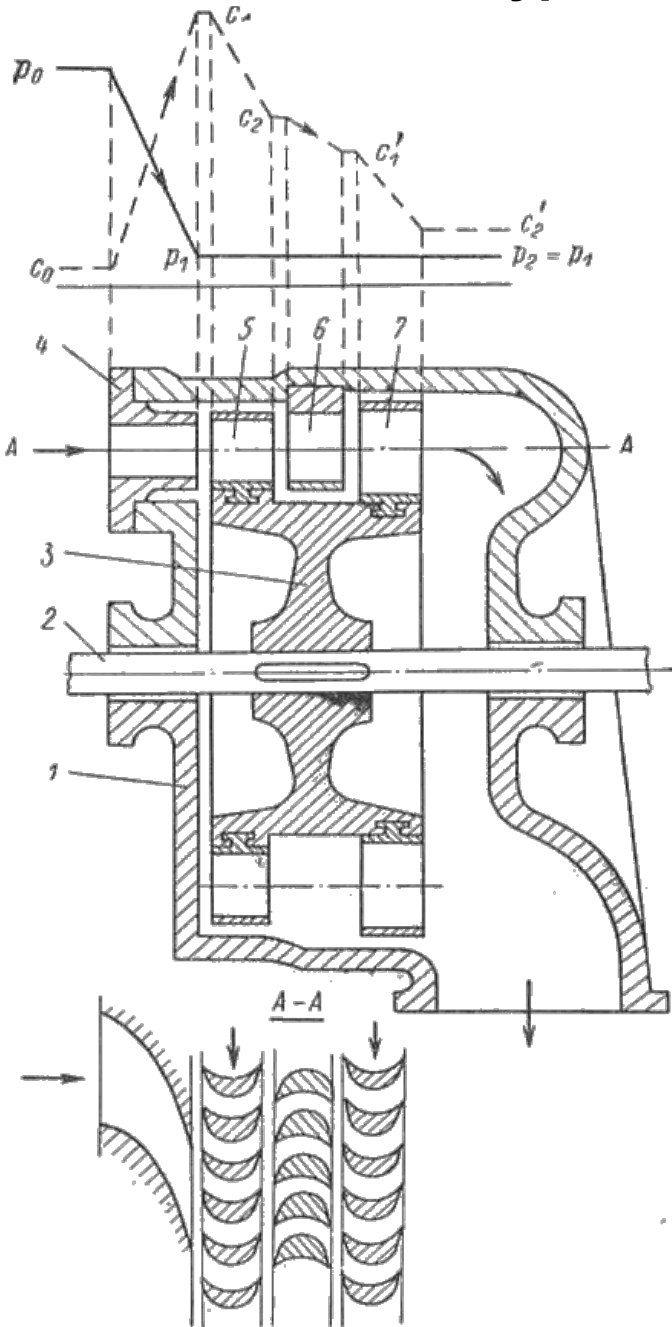


Значительно увеличить величину располагаемого теплоперепада, срабатываемого в ступени, можно только путём снижения величины u / c_0 , что приведёт к увеличению потерь с выходной скоростью, то есть в такой ступени не будет полностью использоваться кинетическая энергия покидающего ступень рабочего тела.

Чтобы использовать эту кинетическую энергию, можно после первого ряда рабочих лопаток расположить неподвижный поворотный аппарат, а за ним установить вторую рабочую решётку, где кинетическая энергия рабочего тела преобразуется в работу на ободу диска.

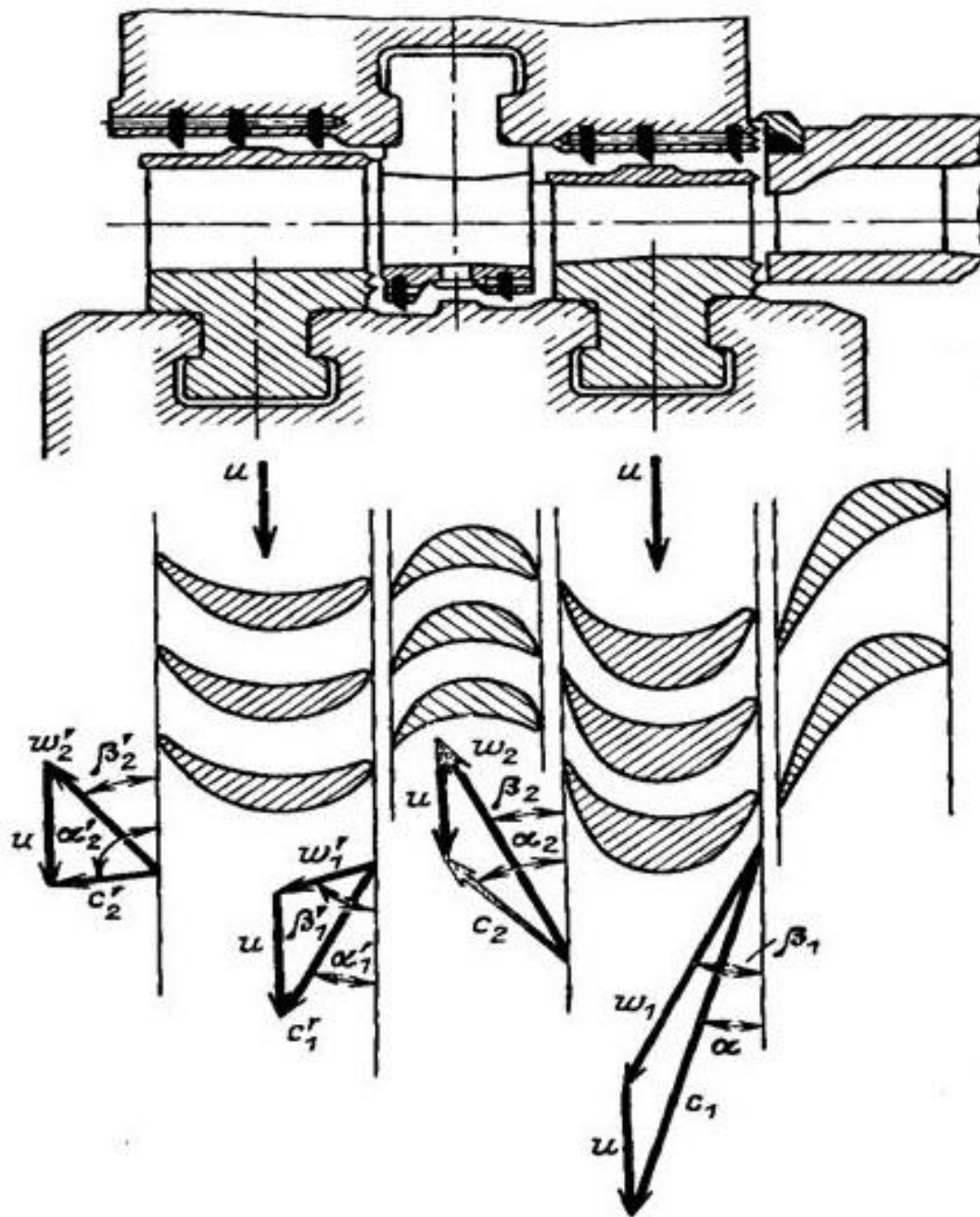
Если же за второй рабочей решёткой рабочее тело всё ещё обладает значительной кинетической энергией, то могут быть поставлены вторая поворотная решётка и третья рабочая решётка.

Активная турбина со ступенями скорости (ступенями Кертиса)

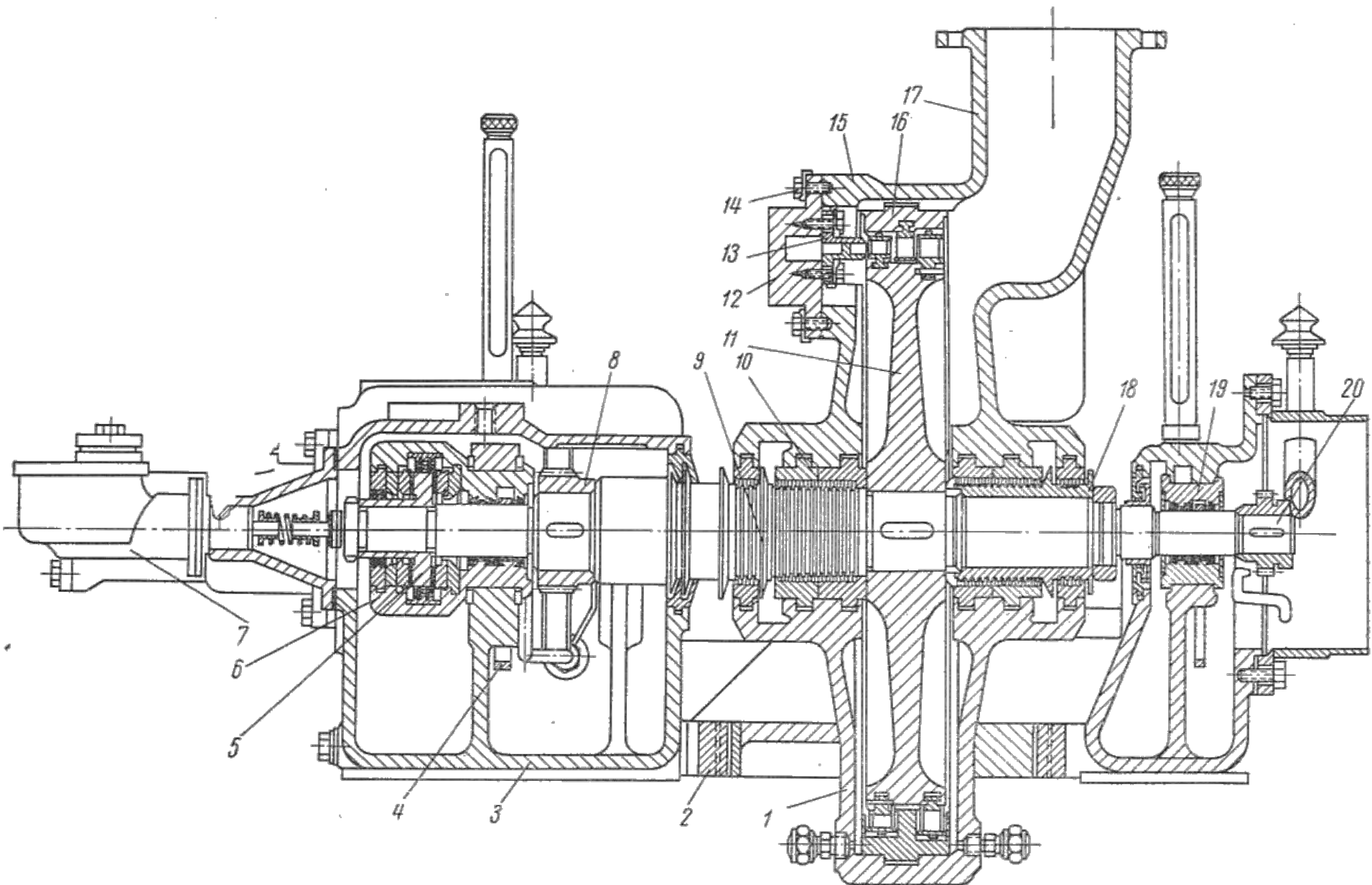


Рабочее тело давлением p_0 , скоростью c_0 поступает в сопло 4, где осуществляется процесс расширения до давления p_1 (в дальнейшем давление остается постоянным $p_1 = p_2$). В результате расширения абсолютная скорость увеличивается до значения c_1 . С этой скоростью рабочее тело поступает на рабочие лопатки 5 первого ряда, в которых используется только часть приобретенной в соплах кинетической энергии пара, и поэтому пар покидает лопатки этого ряда с еще значительной скоростью c_2 . После этого рабочее тело должно поступить на рабочие лопатки 7 второго ряда в том же направлении. Для этого устанавливают так называемые направляющие лопатки 6, которые связаны с корпусом турбины 1 и неподвижны. В направляющих лопатках скорость несколько уменьшается до значения c_1' вследствие изменения направления движения его, а также затраты некоторой части кинетической энергии на преодоление вредных сопротивлений. На рабочих лопатках второго ряда происходит дальнейшее преобразование кинетической энергии в механическую работу вращения диска 3 и вала 2; скорость рабочего тела уменьшается до значения выходной скорости c_2' .

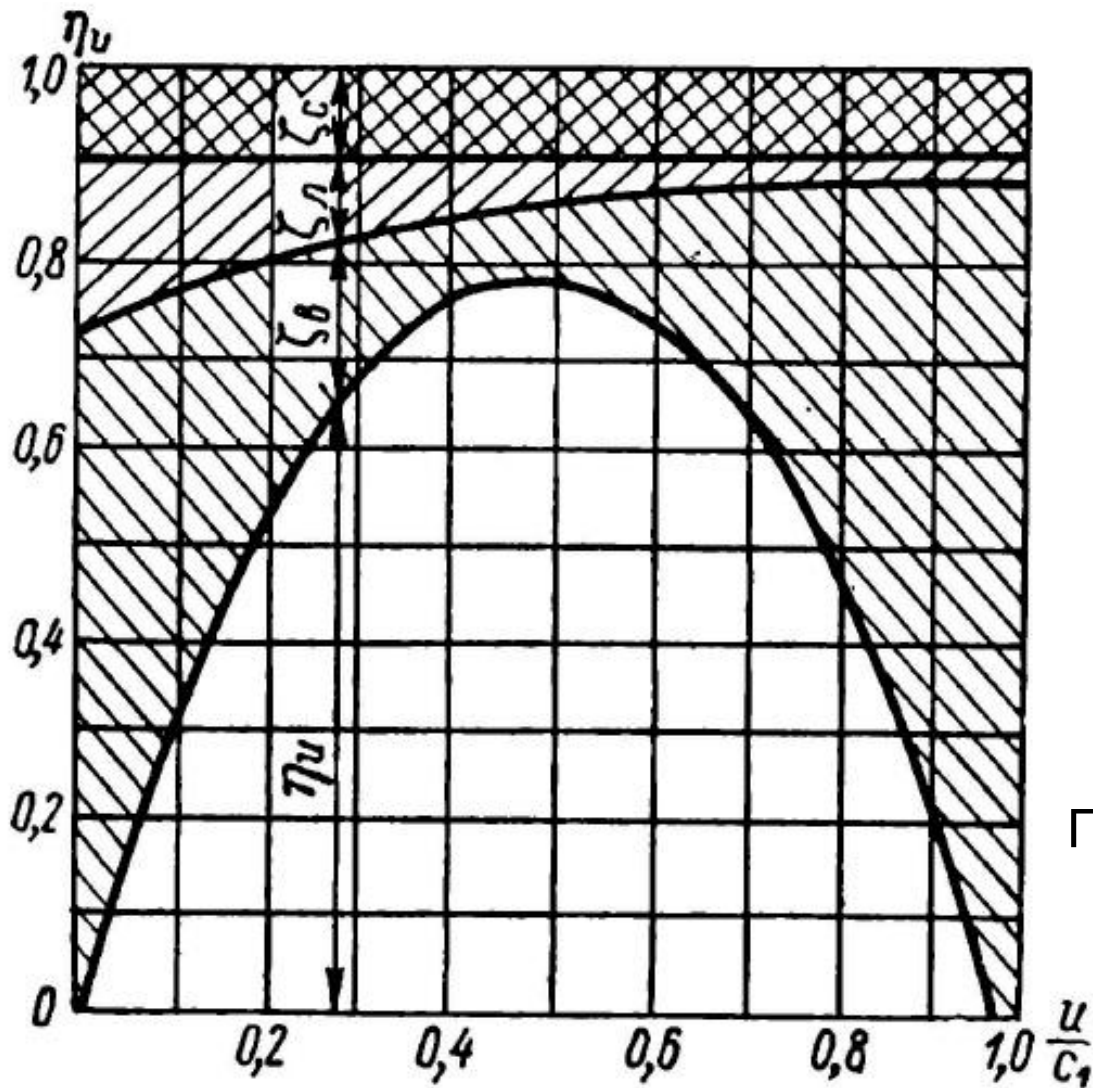
Активная турбина со ступенями скорости (ступенями



Вспомогательная турбина питательного насоса



Потери энергии в ступени турбины (обобщенное представление)



Потери в сопловом аппарате

$$\Delta L_{CA} = \left(\frac{1}{\varphi_{CA}^2} - 1 \right) \frac{C_1^2}{2}$$

Потери в рабочем колесе

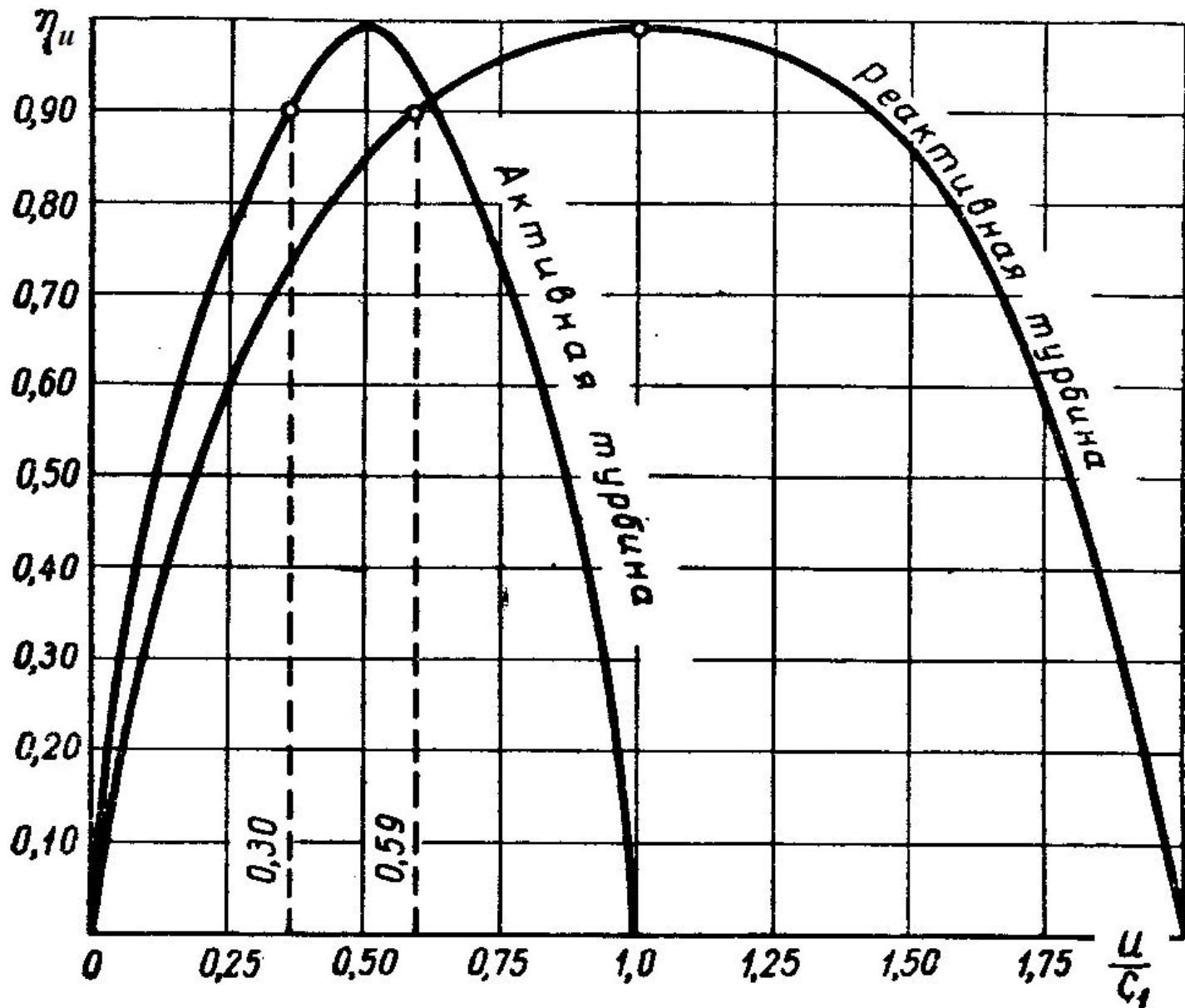
$$\Delta L_{PK} = \left(\frac{1}{\psi_{PK}^2} - 1 \right) \frac{W_2^2}{2}$$

Потери с выходной скоростью

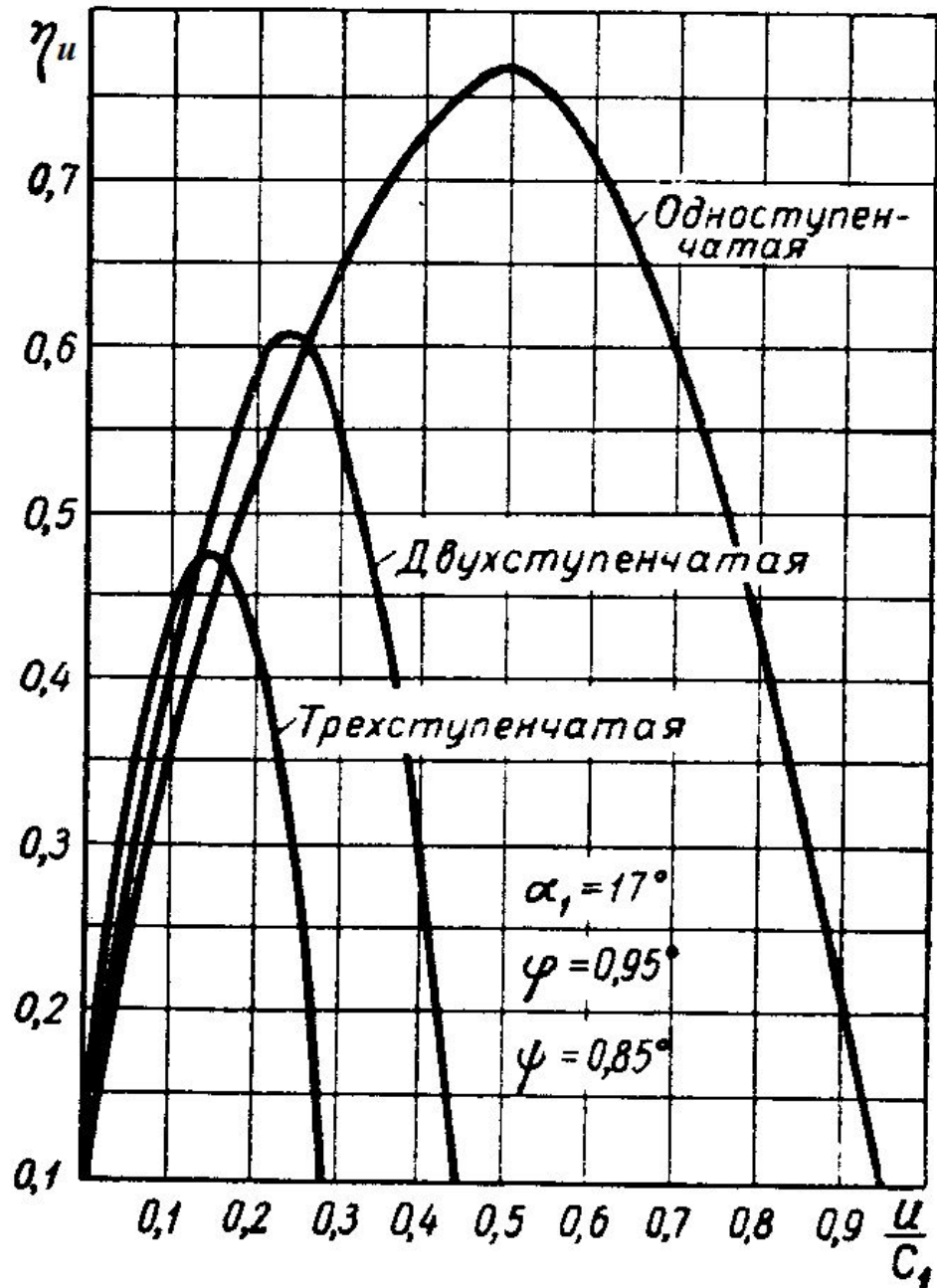
$$\Delta L_{BC} = \frac{C_2^2}{2}$$

Зависимость окружного КПД активной ступени

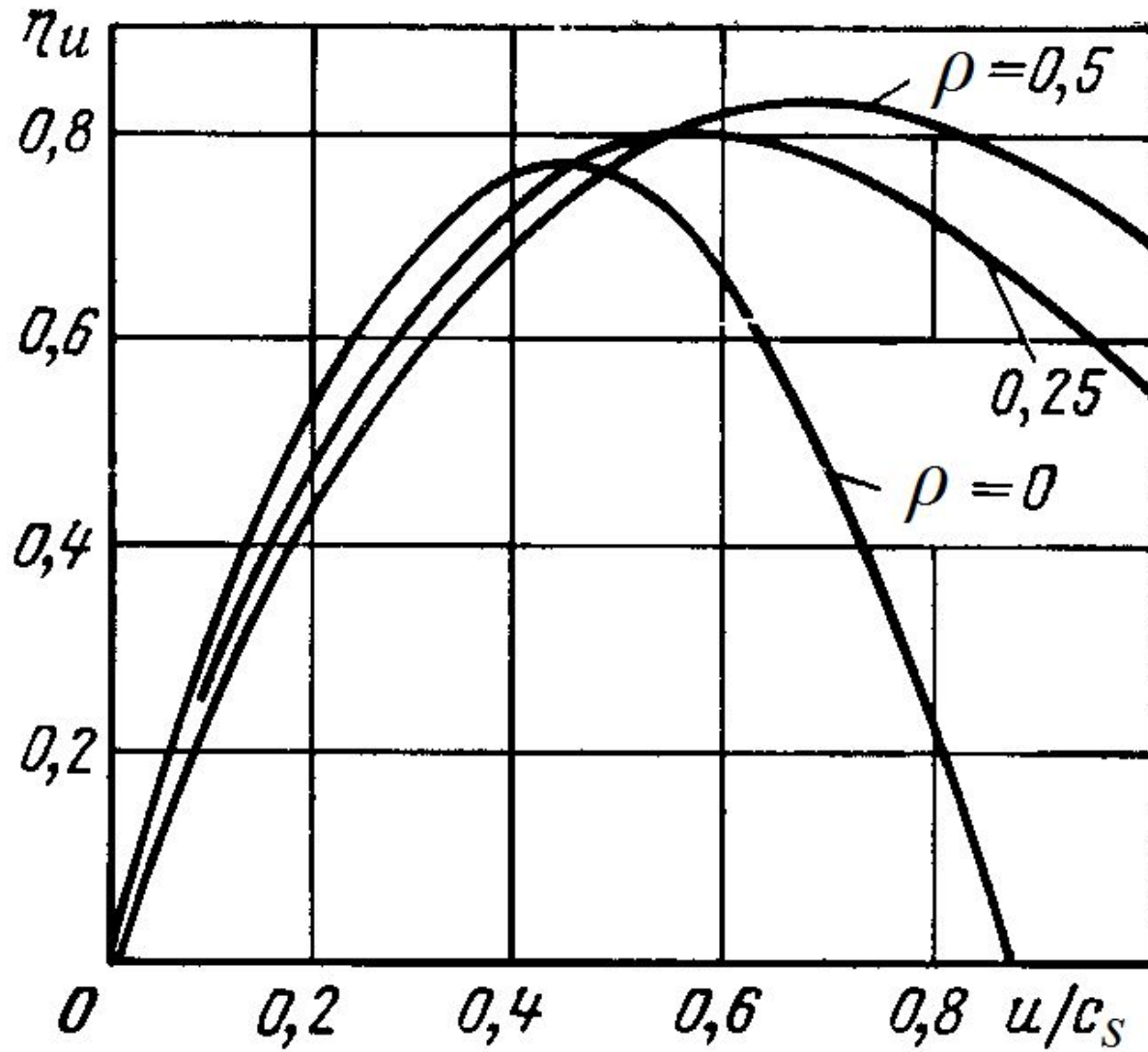
Окружной КПД активной и реактивной ступеней



Окружной КПД активных ступеней скорости



Окружной КПД активной и реактивной ступеней



Потери энергии в ступени турбины

В ступени турбины присутствуют следующие виды потерь энергии:

- потери в сопловом аппарате ΔL_{CA} ;
- потери в рабочем колесе ΔL_{PK} ;
- потери на трение диска рабочего колеса о газ ΔL_{mp} ;
- потери от утечек через уплотнения ротора и через радиальный зазор между рабочими лопатками и корпусом ΔL_{ym} .

Потери для турбины в целом:

- потери с выходной скоростью ΔL_{BC} ;
- механические потери – потери на трение в подшипниках ротора ΔL_M .

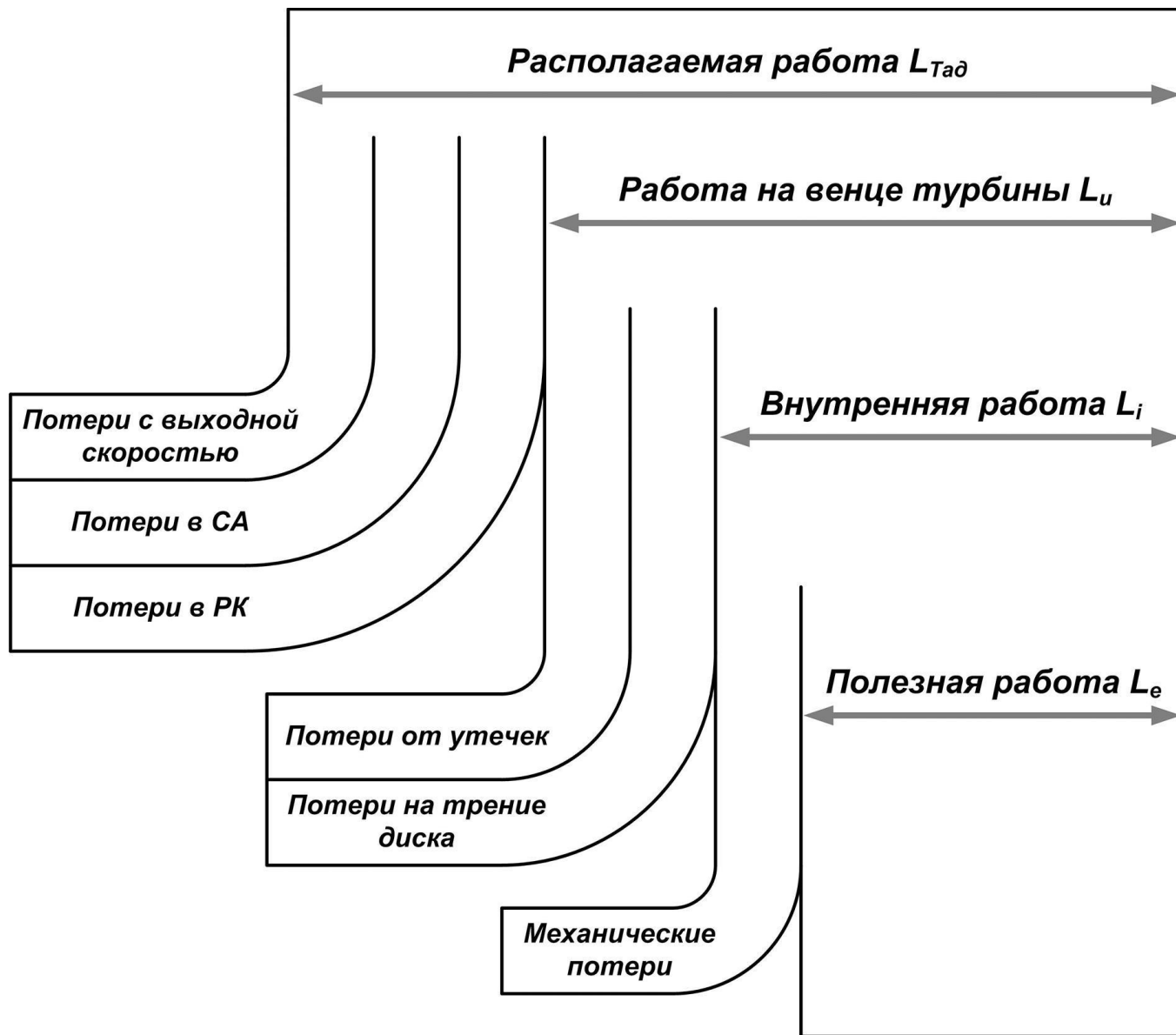
Работа газа на лопаточном венце одной ступени, называемая также работой газа на окружности колеса

$$L_u = u_1 C_{1u} - u_2 C_{2u} = L_{T_{a0}} - (\Delta L_{CA} + \Delta L_{PK} + \Delta L_{BC})$$

$$L_{T_{a0}} = h_0^* - h_{2s} = \frac{k_2}{k_2 - 1} R_2 T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_0^*}{p_2} \right)^{\frac{1-k_2}{k_2}} \right]$$

Внутренняя работа ступени

$$L_i = L_u - (\Delta L_{ym} + \Delta L_{mp})$$



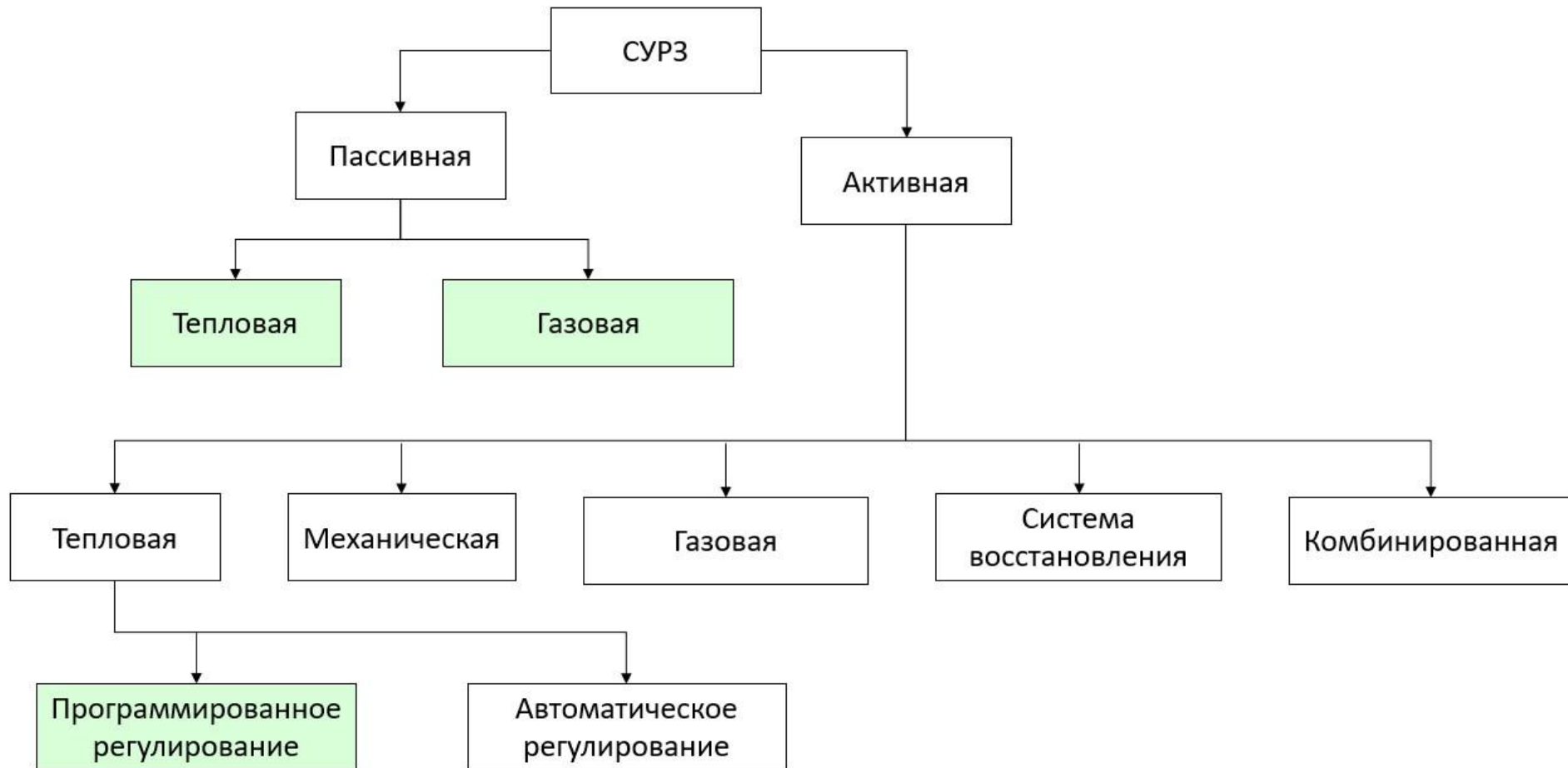
Баланс работ в турбине

Потери энергии в ступени турбины (детальное представление)

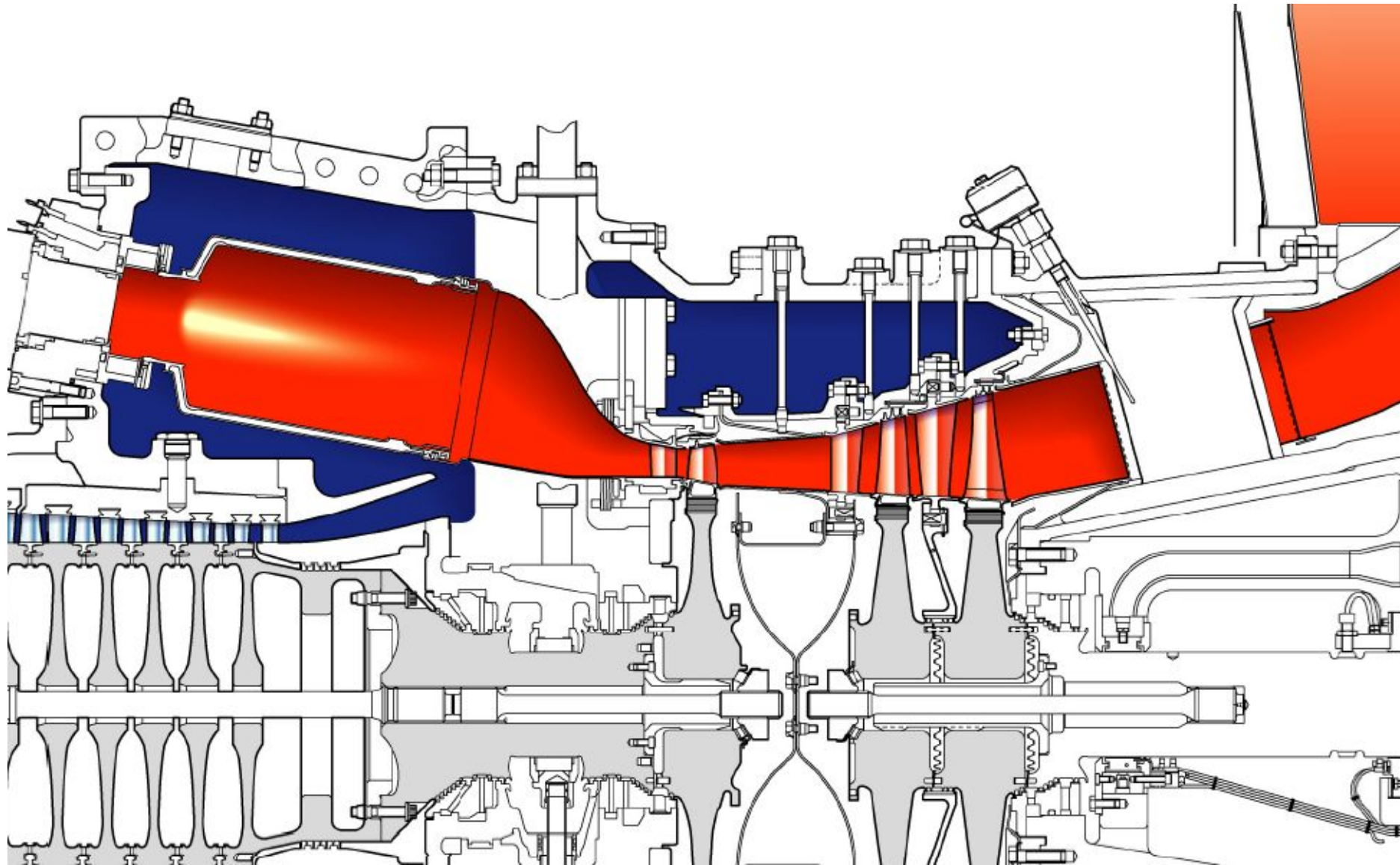


Классификация внутренних потерь – потерь «формирующих» внутреннюю работу

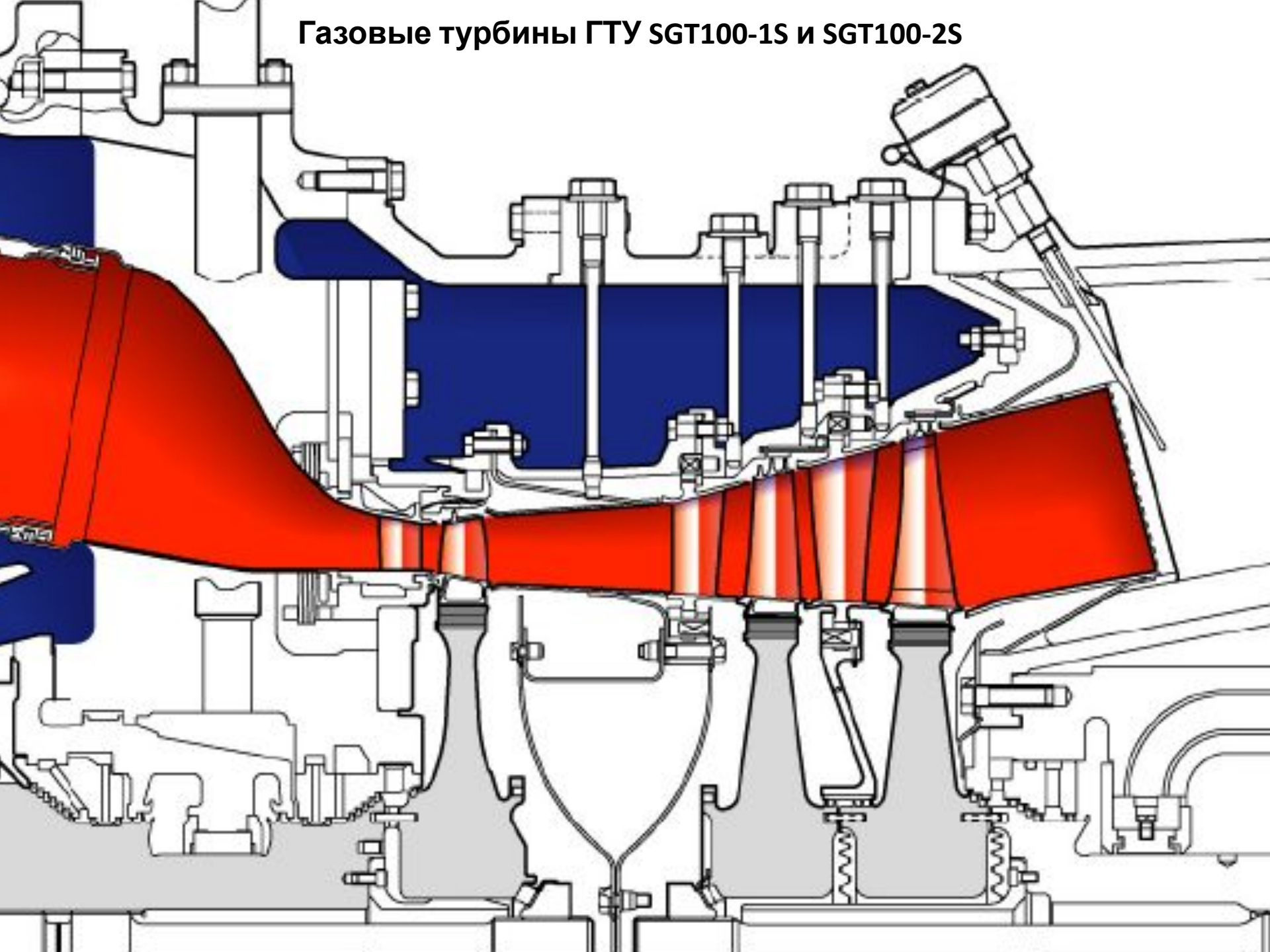
Управление радиальными зазорами в ступени турбины



Газовые турбины ГТУ SGT100-1S и SGT100-2S



Газовые турбины ГТУ SGT100-1S и SGT100-2S



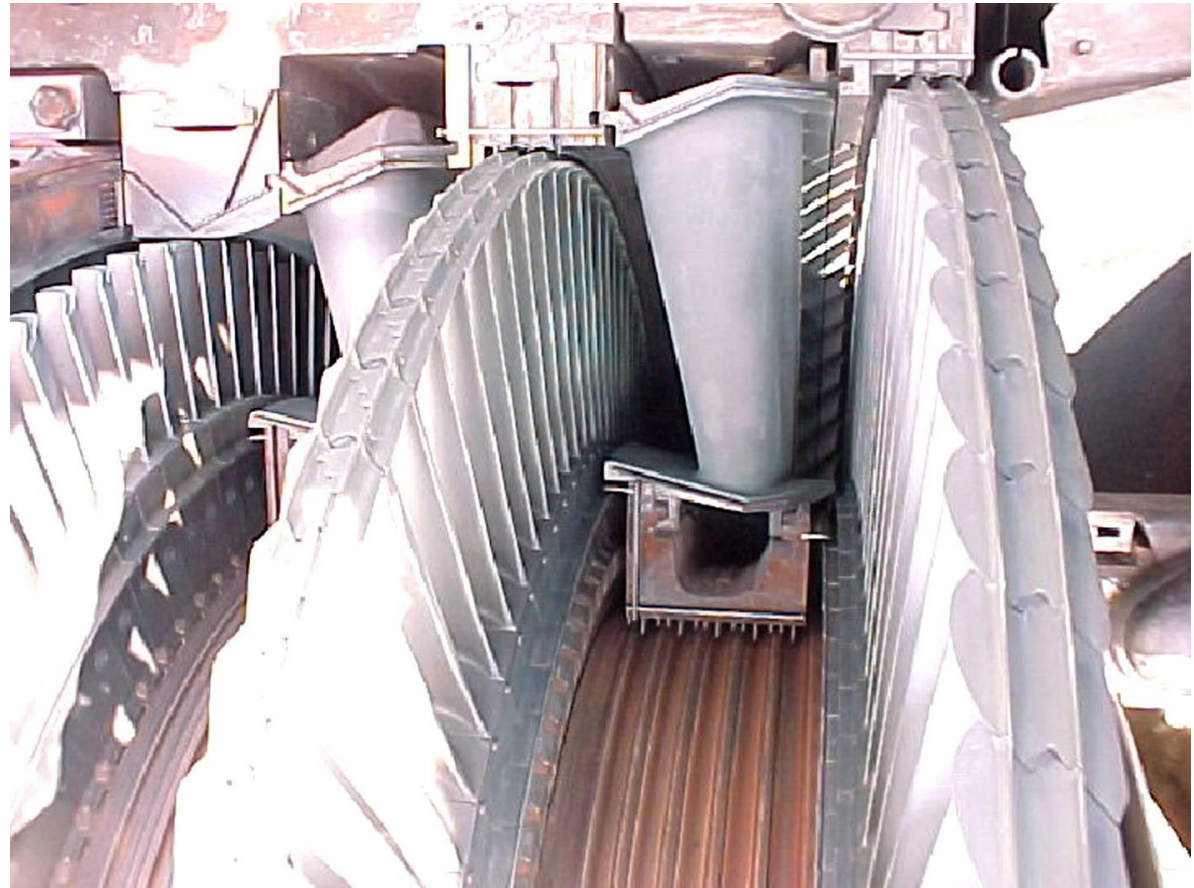
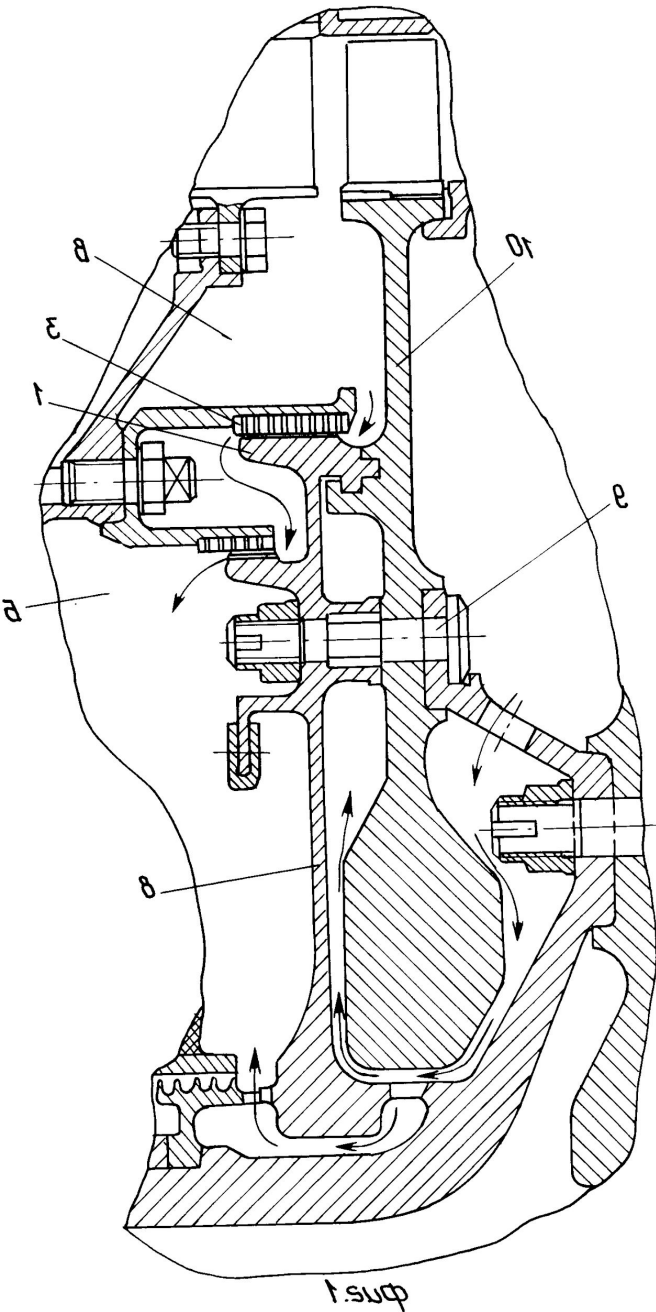
SGT100 – Вид на ротор ТНД

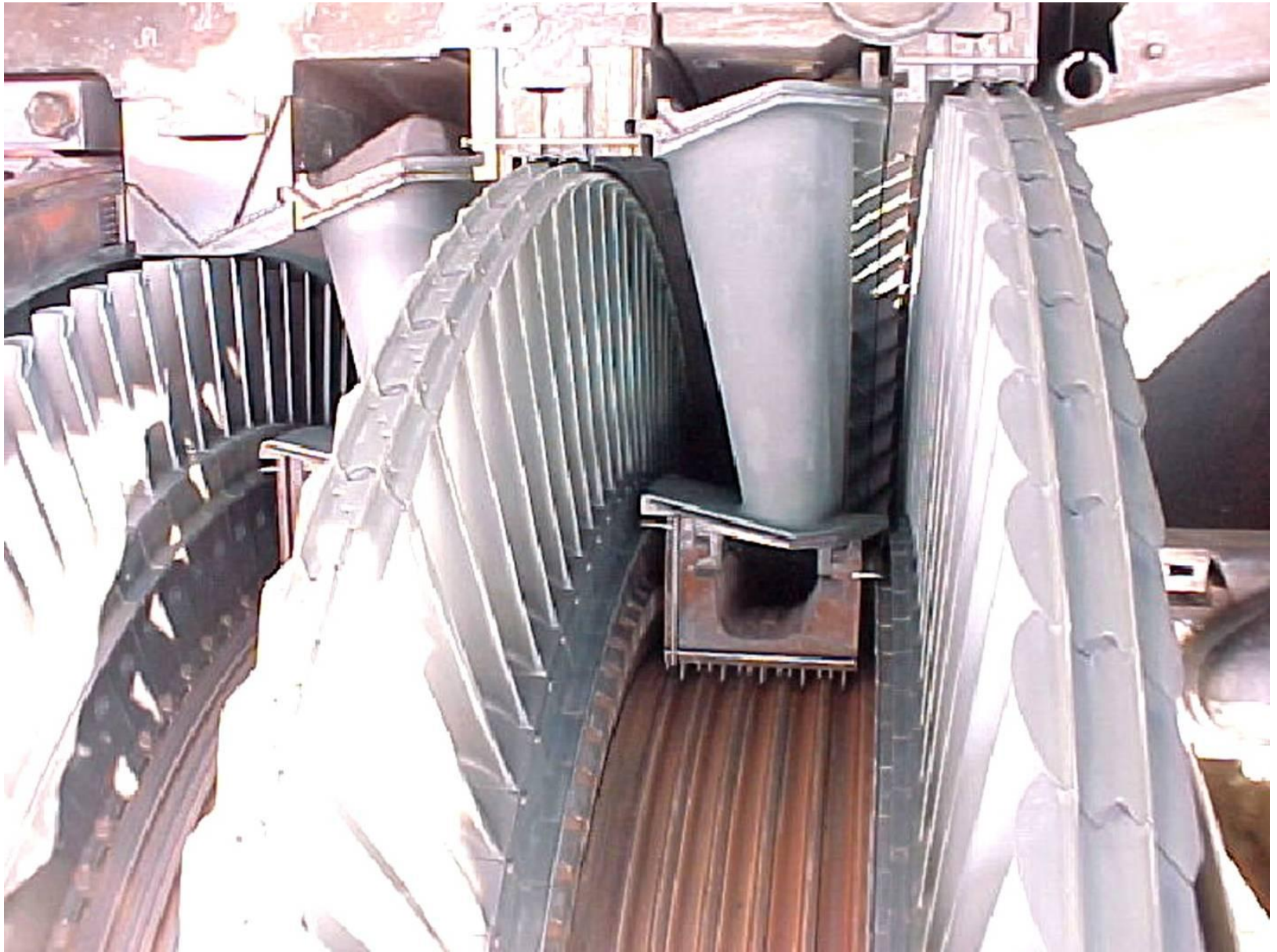


Истираемое уплотнение кромок лопаток



Системы уплотнений дисков ротора





Профилирование лопаток ступени турбины по радиусу

Необходимость профилирования лопаток турбины по радиусу (высоте) обусловлена двумя причинами:

- необходимо обеспечить радиальное равновесие газа, на который действуют центробежные силы, порожденные закруткой потока;
- необходимо привести в соответствие профили рабочих лопаток в разных сечениях с их треугольниками скоростей, которые неодинаковы по высоте лопаток вследствие разных окружных скоростей этих сечений.

Поток газа на выходе из СА приобретает вращательное движение вокруг оси турбины возникающие при этом центробежные силы стремятся переместить газ к периферии в осевом зазоре между лопатками СА и РК, что сопровождается увеличением потерь энергии в турбине. Поэтому для обеспечения **радиального равновесия** газа в осевом зазоре степень сужения межлопаточных каналов СА плавно уменьшают в радиальном направлении. Вследствие этого давление газа в зазоре между СА и РК увеличивается вдоль радиуса, а скорость истечения C_2 уменьшается.

Чтобы избежать больших потерь энергии, стремятся также не допустить перемешивания струек газа за РК. Для этого давление за рабочими лопатками должно быть постоянным вдоль радиуса. Так как давление газа перед рабочими лопатками (на выходе из СА) увеличивается в радиальном направлении, то степень сужения межлопаточных каналов РК увеличивается в этом же направлении, чем и обеспечивается выравнивание давления газа в радиальном направлении на выходе из рабочих лопаток.

Профилирование лопаток ступени турбины по радиусу

Так как окружная скорость рабочих лопаток возрастает в направлении от втулочного сечения к периферии, то треугольники скоростей изменяются вдоль радиуса. Изменяется вдоль радиуса лопатки и направление относительной скорости W_1 набегающего потока на переднюю кромку рабочей лопатки. Для того чтобы обеспечить безотрывное обтекание рабочей лопатки во всех ее сечениях, профиль ее изгибают так, чтобы передняя кромка была ориентирована приблизительно по направлению W_1 по всей высоте лопатки.

