

An aerial photograph of a nuclear power plant. Two large, white cooling towers with red and white striped tops are prominent in the background. The plant itself consists of several large, white industrial buildings with various rooflines and structures. The facility is surrounded by green grass and some trees. In the far background, a body of water is visible under a cloudy sky. The text "ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ АЭС" is overlaid in the center of the image.

ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ АЭС

Содержание курса:

1. Термодинамические циклы
2. Парогенераторы и теплообменники
3. Турбомашины АЭС
4. Конденсационные установки АЭС
5. Система регенеративного подогрева

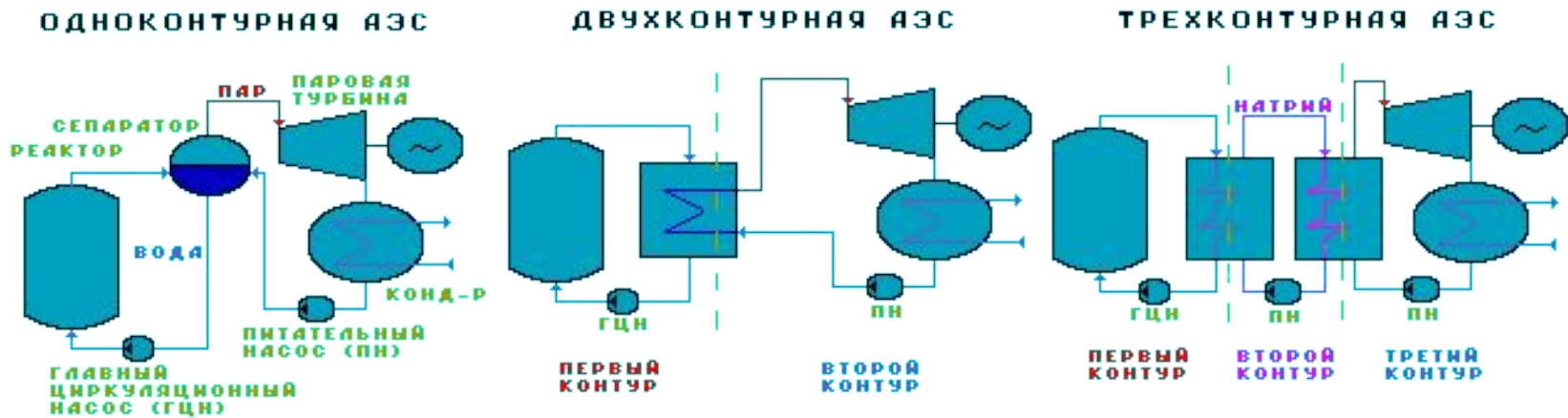
An aerial photograph of a nuclear power plant. Two large, white cooling towers with red and white striped tops are prominent in the background. In the center, there are several containment domes, some with red and white striped tops. The plant is surrounded by various buildings, including administrative buildings and storage tanks. The entire scene is set against a backdrop of a body of water and a cloudy sky.

Раздел 1. Термодинамические циклы

Общие положения

Ядерными называются энергетические установки (ЯЭУ), в которых используется ядерное топливо.

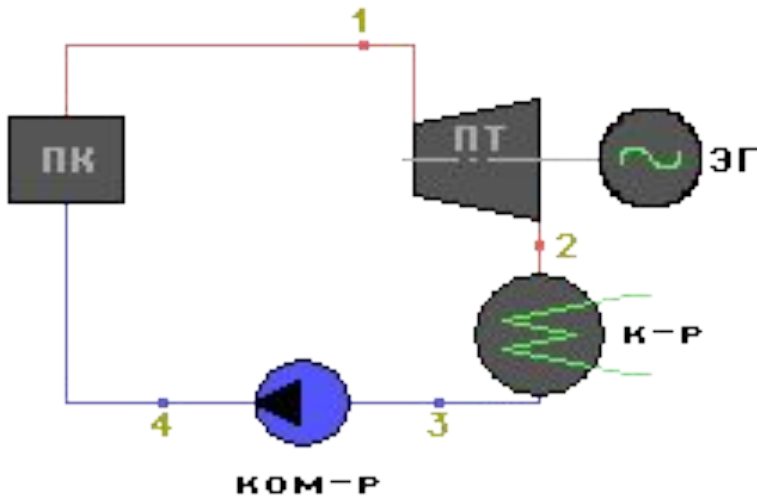
Особенность циклов ЯЭУ обусловлена типом ядерного реактора (ЯР). В реакторе воде передаётся теплота, полученная в результате ядерной реакции. По состоянию теплоносителя ЯР могут быть кипящего и некипящего типа.



Назначение теплоносителя на АЭС – отводить теплоту, выделяющуюся в реакторе.

Рабочее тело – это вещество, с помощью которого происходит преобразование тепловой энергии в механическую.

Цикл Карно

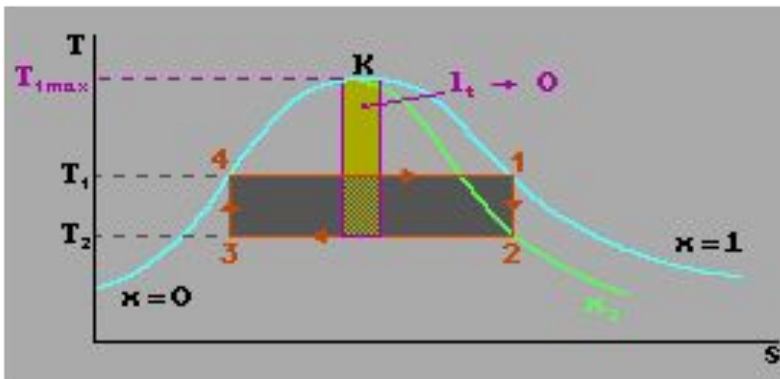


ПК – паровой котел (горячий источник теплоты);
 ПТ – паровая турбина (машина для получения механической работы);
 К-Р – конденсатор (холодильник);
 КОМ-Р – компрессор (машина для сжатия и транспорта рабочего тела);
 ЭГ – электрический генератор

Паротурбинная установка с циклом Карно

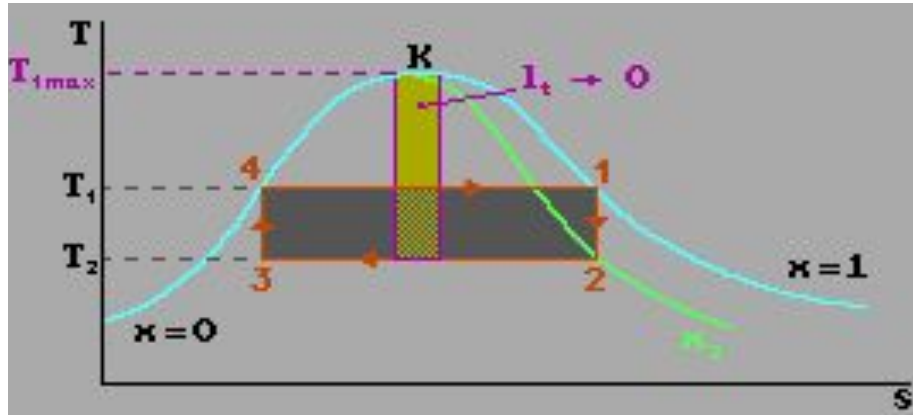
Процессы подвода **4-1** и отвода **2-3** теплоты изобарно-изотермические.

Процессы расширения пара в турбине **1-2** и сжатия в компрессоре **3-4** адиабатные.

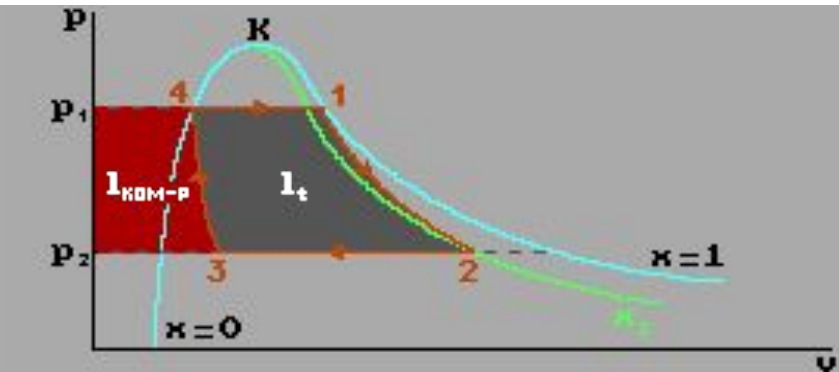


T-S – диаграмма

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$



T-S – диаграмма



P-V – диаграмма

Ограничение верхнего предела T_1 критической температурой 647,27 К.

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad \eta_t^K = 0,522$$

При максимальном КПД ($T_1 = T_{кр}$) работа цикла стремится к нулю (Ts-диаграмма).

Работа сжатия влажного пара в компрессоре составляет очень большую часть от работы турбины.

КПД действительного цикла составляет 24% против 52% - идеального.

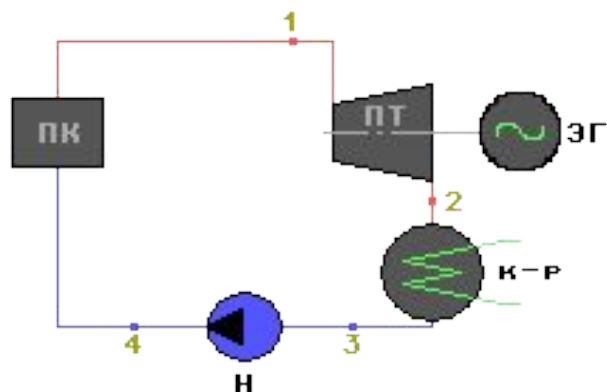
$$x_{дон} \geq 0,88 \quad x_2 \approx 0,6$$

Практического применения цикл не имеет!

Цикл Ренкина

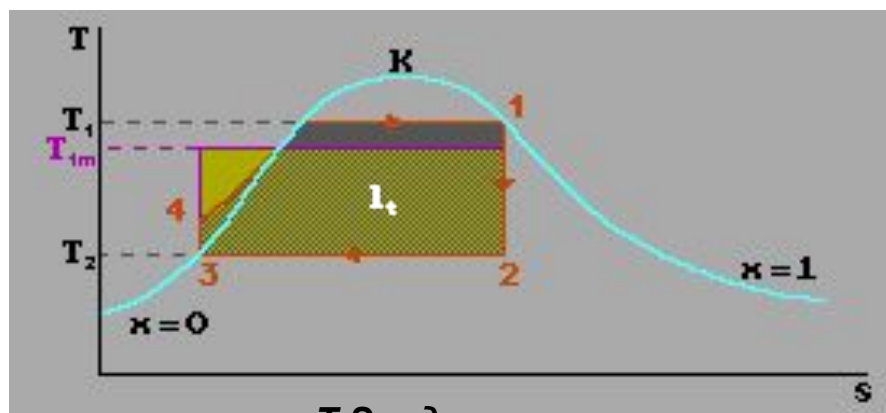
В цикле происходит полная конденсация водяного пара (процесс **2-3**), а адиабатное сжатие (процесс **3-4**) осуществляется только в жидкой фазе.

Процесс подвода теплоты в цикл **4-1** происходит в жидкой и паровой фазах при постоянном давлении p_1 .



Паротурбинная установка с циклом Ренкина

ПК – паровой котел (горячий источник теплоты);
ПТ – паровая турбина (машина для получения механической работы);
К-Р – конденсатор (холодильник);
Н – насос (машина для транспорта воды по циклу и создания необходимого давления перед ПК);
ЭГ – электрический генератор.



T-S – диаграмма

Особенности цикла:

Сренеинтегральная температура подвода теплоты в цикл T_{1m} меньше, что приводит к снижению термического КПД:

$$\left[\eta_t^R = 1 - \frac{T_2}{T_{1III}} \right] < \left[\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1} \right]$$

Термический КПД цикла: $\eta_t^P = 0,413$

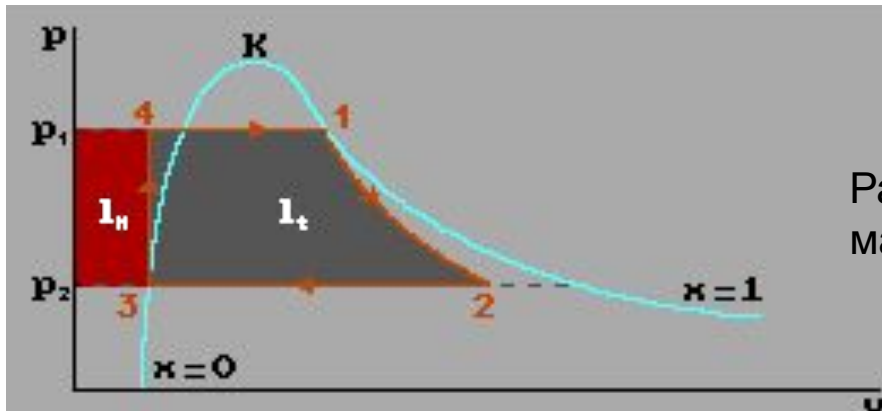
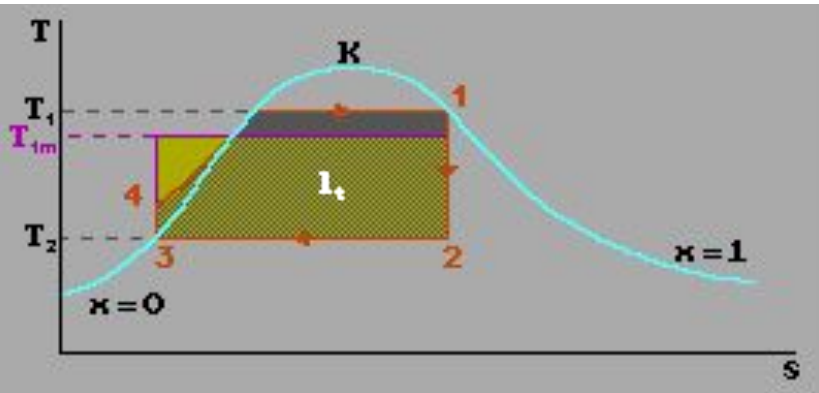
$$\eta_t^K = 0,522$$

Работа сжатия воды в насосе составляет малую часть от работы в турбине:

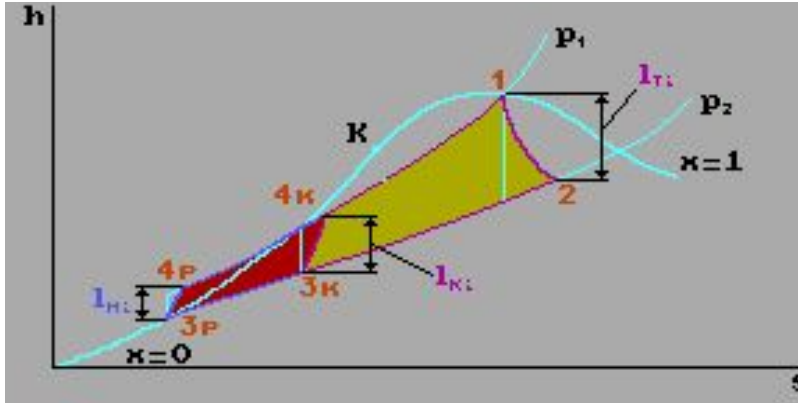
$$l_n < l_{к-р}$$

Для действительного цикла Ренкина необратимость адиабатного сжатия воды в насосе практически не влияет на его КПД.

$$\eta_i^R > \eta_i$$



Выводы по анализу циклов Карно и Ренкина



1-2-3к-4к-1 – цикл Карно;

1-2-3р-4р-1 – цикл Ренкина;

l_{Ti} – действительная (внутренняя) работа турбины;

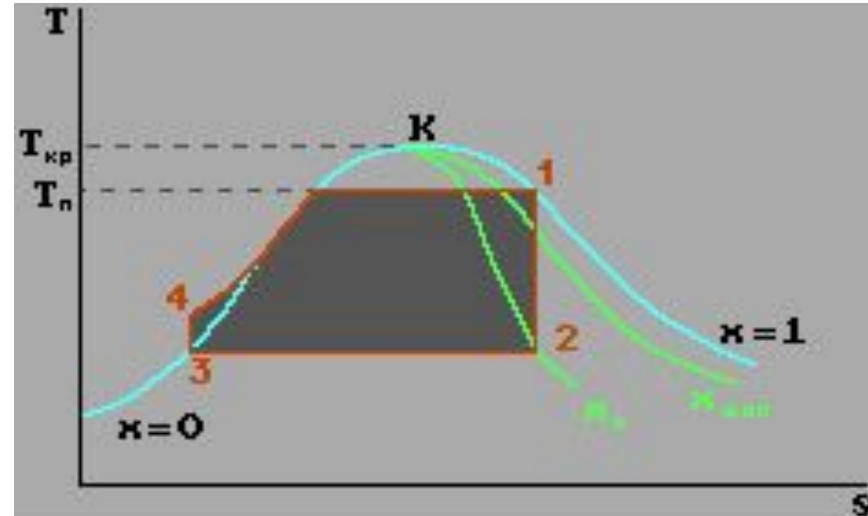
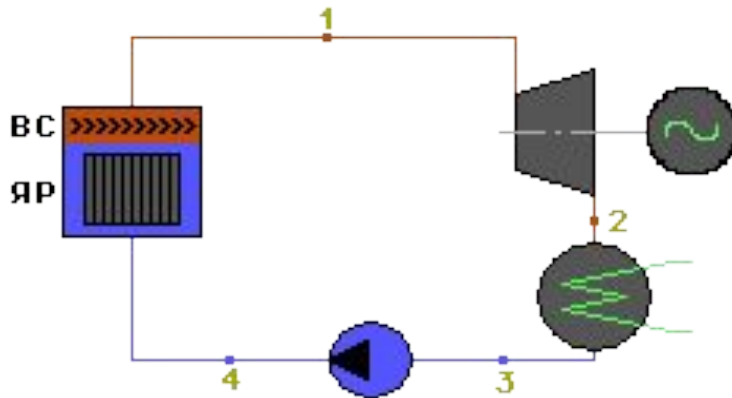
l_{Ki} – действительная работа компрессора;

l_{Hi} – действительная работа насоса

Действительные необратимые циклы Карно и Ренкина

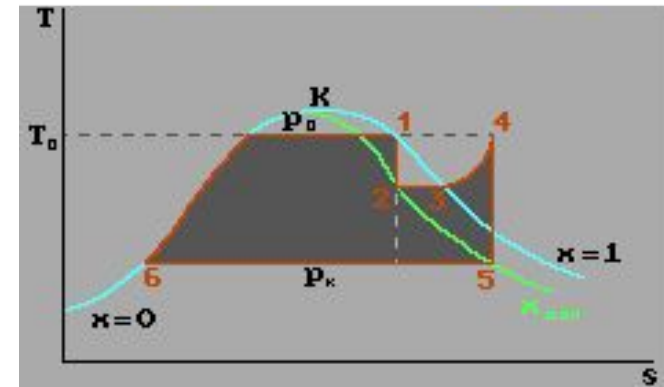
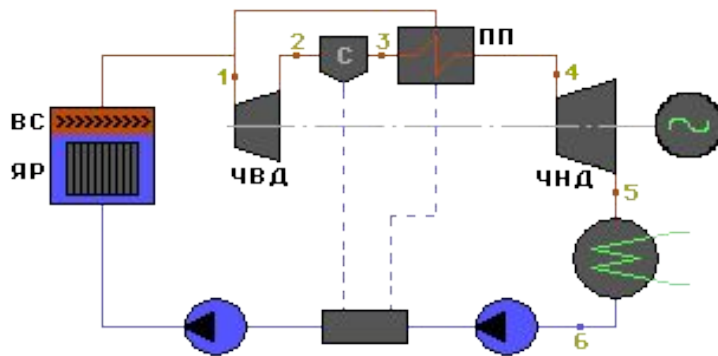
- Преимущество цикла Карно в большей температуре подвода теплоты в цикл, чем в цикле Ренкина. Это обуславливает больший термический КПД цикла Карно, чем Ренкина.
- Преимущество цикла Ренкина в меньших затратах работы на сжатие воды в насосе, по сравнению с затратами на сжатие влажного пара в компрессоре. В результате КПД действительного цикла Ренкина больше, чем Карно.
- Недостатками обоих циклов будет ограничение максимальной температуры цикла критической температурой воды и большая влажность пара в последних ступенях турбины.
- Для практической реализации предпочтителен цикл Ренкина. Вопрос о снижении конечной влажности пара в турбине необходимо решать дополнительными мероприятиями.

Цикл АЭС с ЯЭР кипящего типа



1. Ограничение начальной температуры цикла критической температурой воды 374°C , а следовательно и термический КПД будет меньше, чем у циклов на перегретом паре.
2. Конечная влажность пара превышает допустимое значение, что не позволяет практически реализовать этот цикл без дополнительных устройств – пароперегревателя и (или) промежуточного сепаратора.
3. Из-за более низких начальных параметров пара ПТУ имеет большие удельные расходы пара на турбину, чем ПТУ, работающая на перегретом паре.

Цикл «АЭС на насыщенном паре» с промежуточной сепарацией и перегревом пара



процесс 1-2

сухой пар расширяется до допустимой степени сухости $x_{\text{доп}}$

процесс 2-3

пар осушается при постоянном давлении в сепараторе до $x \approx 1$

процесс 3-4

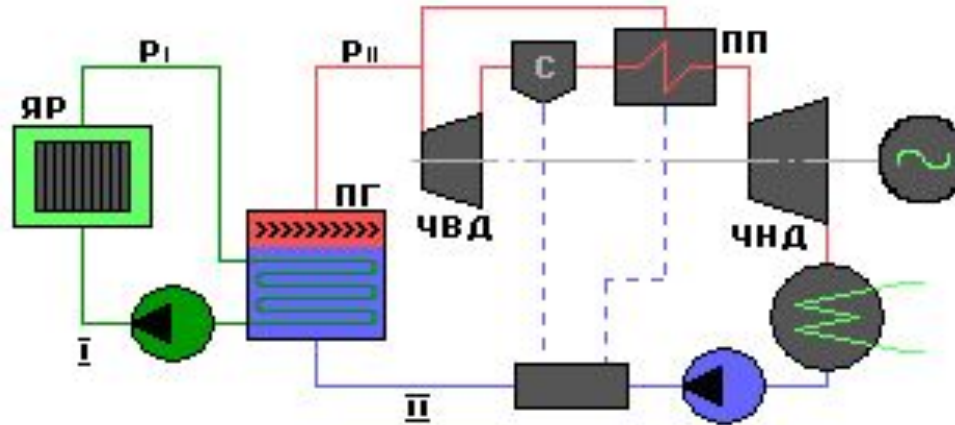
пар перегревается при постоянном давлении в ПП до температуры, близкой к T_0

процесс 4-5

пар расширяется в ЧНД турбины до p_K ,

$$P_{\text{разд}}^{\text{опт}} \approx (0,1 \div 0,2) P_0$$

Цикл АЭС с ЯЭР не кипящего типа



Это двухконтурная схема АЭС. В первом контуре циркулирует только вода. Во втором контуре с меньшим давлением в ПГ получается влажный пар с $x \approx 1$.

Далее пар поступает в ЧВД турбины, сепаратор, пароперегреватель и ЧНД турбины.

КОНЕЦ РАЗДЕЛА



Раздел 2. Парогенераторы и теплообменники

Общие характеристики и типы ПГ

Производство рабочего пара на АЭС осуществляется или в ядерных реакторах, или в специальных теплообменных установках – **парогенераторах**.

Под парогенератором АЭС понимается теплообменный аппарат, служащий для производства рабочего пара за счет тепла, вносимого в него охладителем реактора (первичным теплоносителем).

Парогенератор - один из основных агрегатов двухконтурных АЭС.

Основные характеристики парогенератора АЭС являются:

- ✓ паропроизводительность;
- ✓ параметры пара;
- ✓ чистота пара (а для цикла с насыщенным паром - и влажность);
- ✓ температура питательной воды.

В общем случае парогенератор АЭС имеет:

- ✓ подогревательный (водяной экономайзер),
- ✓ испарительный (испаритель);
- ✓ пароперегревательный (пароперегреватель) элементы.

Эти элементы могут быть совмещены в одном теплообменном аппарате, а могут быть и самостоятельными теплообменниками, включенными последовательно в контуры обоих теплоносителей.

Нагреваемый теплоноситель (вода, паро-водяная смесь, пар) носит название **рабочего тела**.

Греющий теплоноситель (охладитель реактора) называется **первичным теплоносителем**.

Движение рабочего тела в экономайзере и пароперегревателе всегда однократное и принудительное.

По способу организации движения рабочего тела в испарителе парогенераторы делятся на три группы: с **естественной циркуляцией**, с **многократной принудительной циркуляцией** и **прямоточные**.

Парогенераторы с естественной циркуляцией характеризуются многократным движением воды в испарителе за счет естественного напора, возникающего из-за разности весов столбов жидкости в опускной системе и паро-водяной смеси в подъемной. Испаритель в этом случае представляет собой замкнутый контур.

Парогенераторы с многократной принудительной циркуляцией также имеют многократное движение воды в испарителе, но уже вследствие напора, создаваемого циркуляционным насосом, включенным в опускную систему.

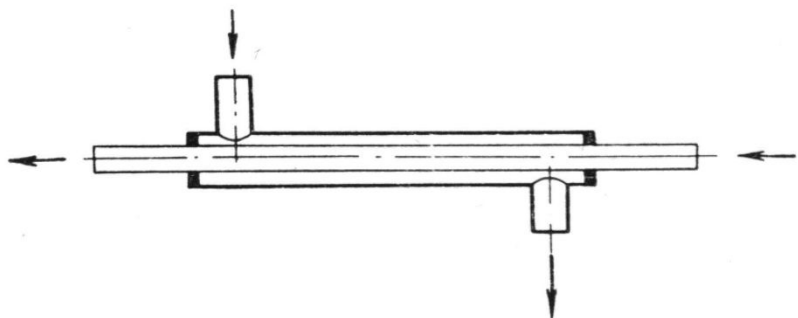
Прямоточные парогенераторы характеризуются включением всех элементов в одну последовательную цепь с однократным принудительным движением в них рабочей среды, используя напор питательного насоса.

Требования к ПГ АЭС

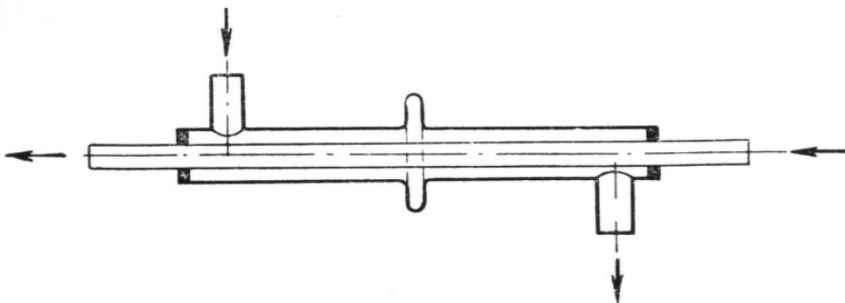
- ✓ Схема парогенератора и конструкция его элементов должны обеспечить необходимую производительность и заданные параметры пара при любых режимах работы АЭС.
- ✓ Единичная мощность парогенератора должна быть максимально возможной при заданных условиях.
- ✓ Все элементы парогенератора должны обладать безусловной надежностью и абсолютной безопасностью.
- ✓ Соединения элементов и деталей парогенератора должны обеспечивать плотность, исключающую возможность проникновения теплоносителя в контур рабочего тела.
- ✓ Возможность интенсификации коррозионных процессов, особенно в первом контуре, должна быть исключена. Здесь в первую очередь имеется в виду предотвращение внутреннего загрязнения первичного теплоносителя продуктами коррозии.
- ✓ Парогенератор должен вырабатывать пар необходимой чистоты, что обеспечивает надежную работу высокотемпературных пароперегревателей, надежную и экономичную работу турбины.
- ✓ Конструкция парогенератора должна быть проста и компактна, должна обеспечивать удобство монтажа и эксплуатации, возможность обнаружения и ликвидации повреждений, возможность полного дренирования.
- ✓ Обеспечение высоких технико-экономических показателей парогенератора.

Основные конструкции теплообменных аппаратов

Теплообменные аппараты типа «труба в трубе»



**Прямотрубный теплообменник
«труба в трубе»**



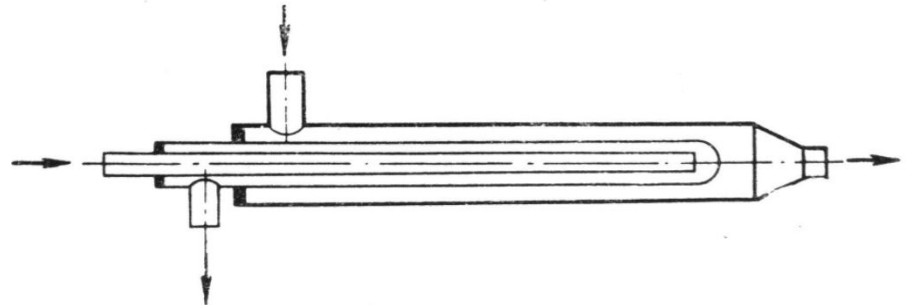
**Прямотрубный теплообменник
«труба в трубе» с компенсатором**

Аппараты такого типа могут быть жесткими, с компенсаторами разности термических удлинений, с трубками Фильда.

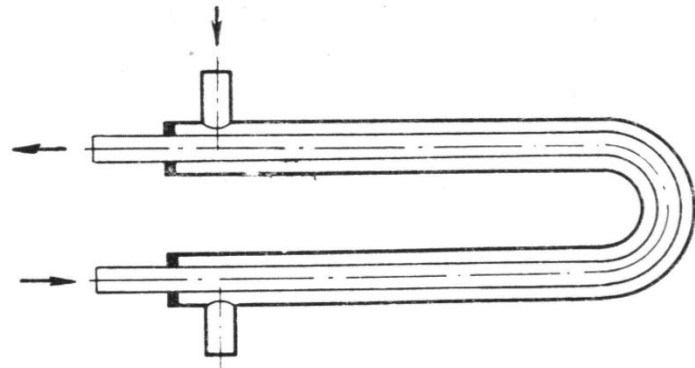
Аппараты с изогнутыми трубами могут быть различных конструкций, простейшими из которых являются U-образная конструкция, конструкция в виде плоского или винтового змеевика.

Теплообменные аппараты типа «труба в трубе»

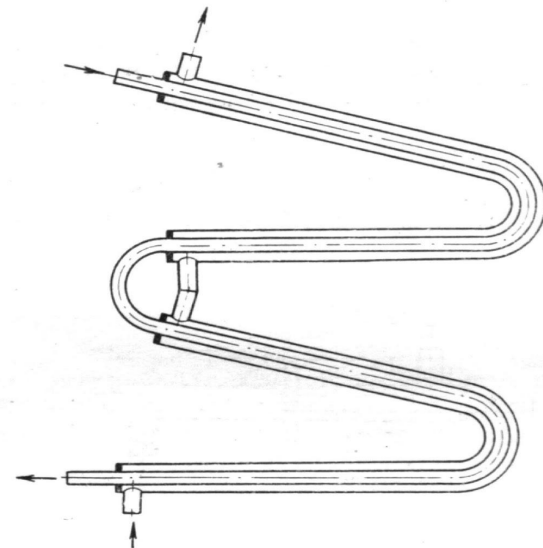
Теплообменник с трубкой
Фильда



U-образный
теплообменник «труба в
трубе»

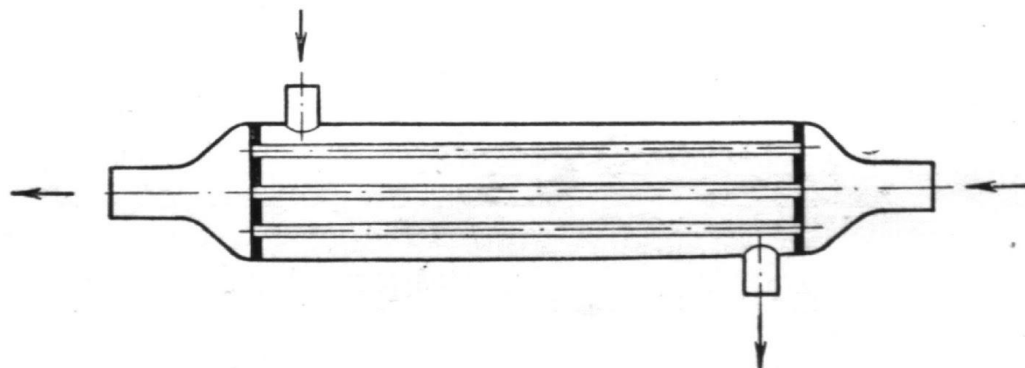


Теплообменник «труба в
трубе» в виде плоского
змеевика

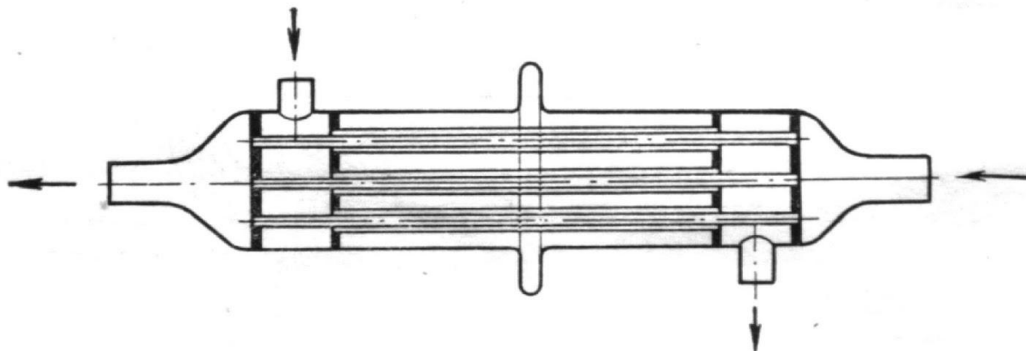


Кожухотрубные теплообменные аппараты

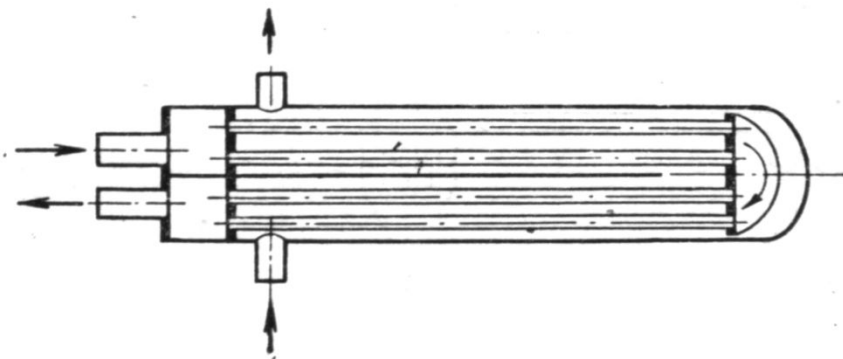
Кожухотрубный
теплообменник с прямыми
трубками



Кожухотрубный
теплообменник с
компенсатором на кожухе и с
применением труб-чехлов

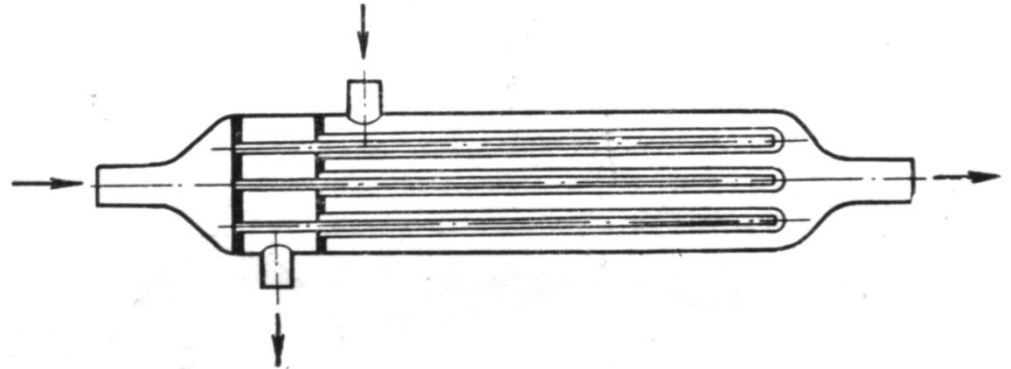


Кожухотрубный
теплообменник с
плавающей головкой

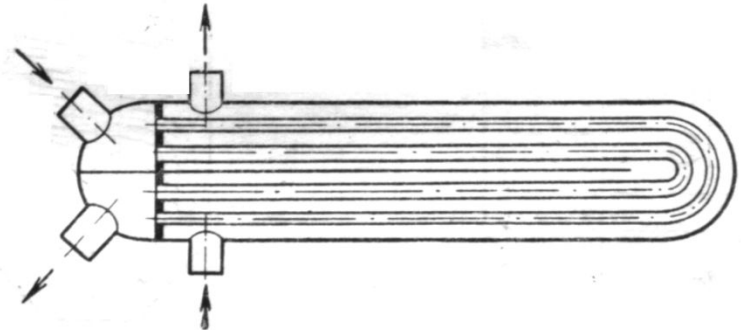


Кожухотрубные теплообменники аппараты

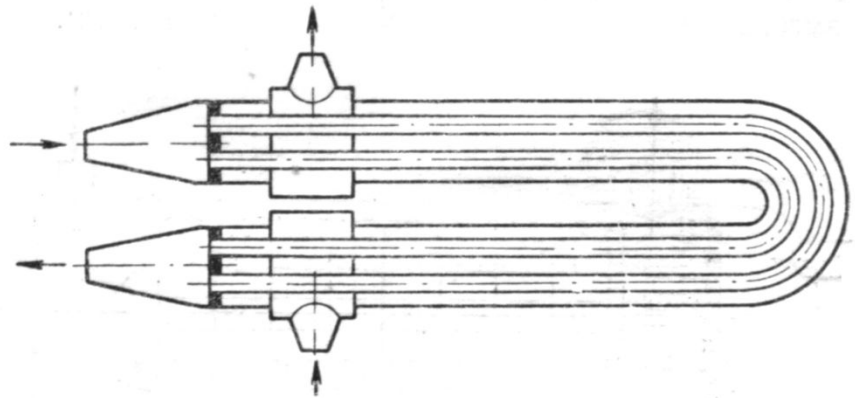
Кожухотрубный
теплообменник с трубками
Фильда



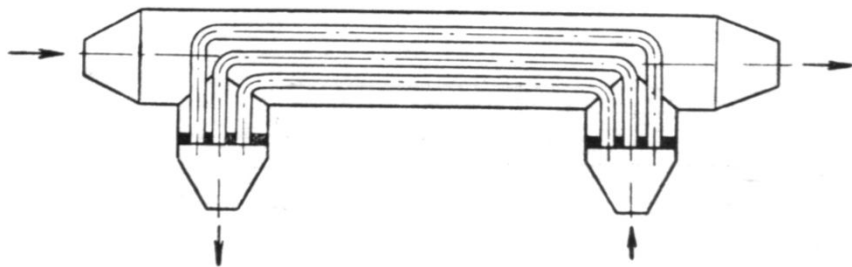
Кожухотрубный теплообменник с
U-образными трубками и общей
трубной доской



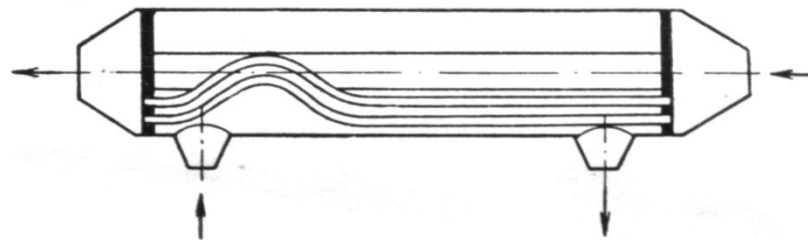
Кожухотрубный
теплообменник с U-
образными трубками и U-
образным кожухом



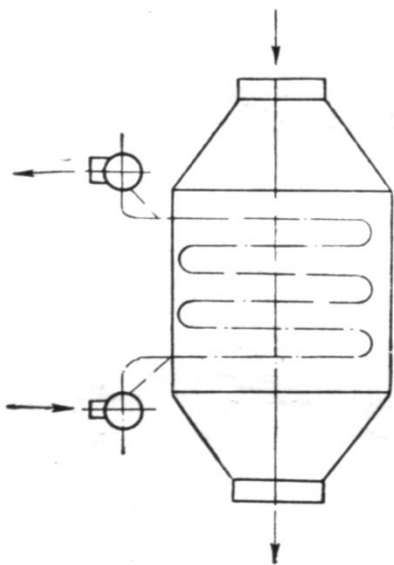
Кожухотрубные теплообменники аппараты



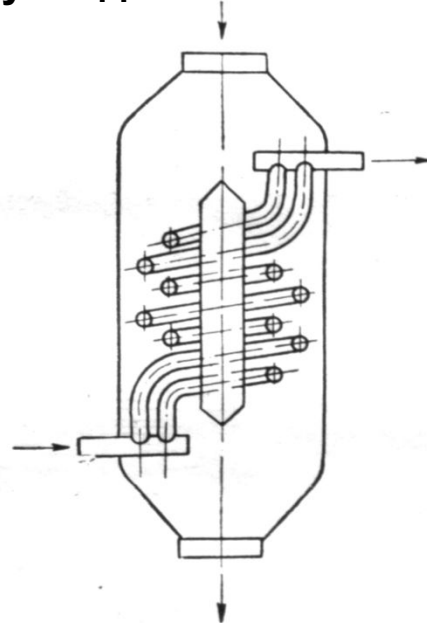
**Кожухотрубный теплообменник
с П-образными трубками**



**Кожухотрубный теплообменник с
синусоидальным гибом трубок**

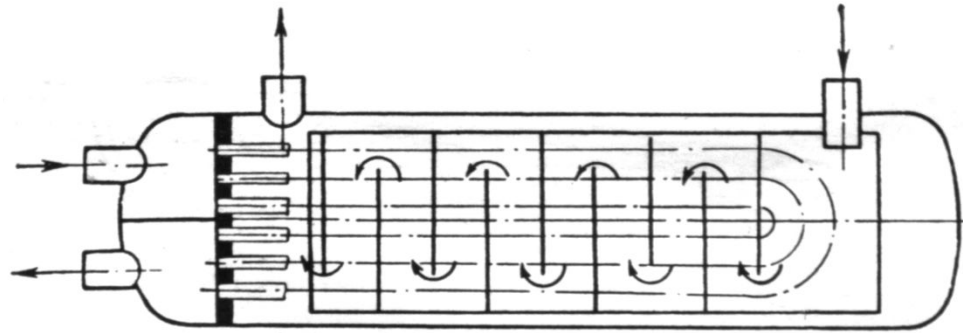


**Кожухотрубный теплообменник с
плоскими змеевиками**



**Кожухотрубный
теплообменник с
винтовыми змеевиками**

Кожухотрубные теплообменники аппараты



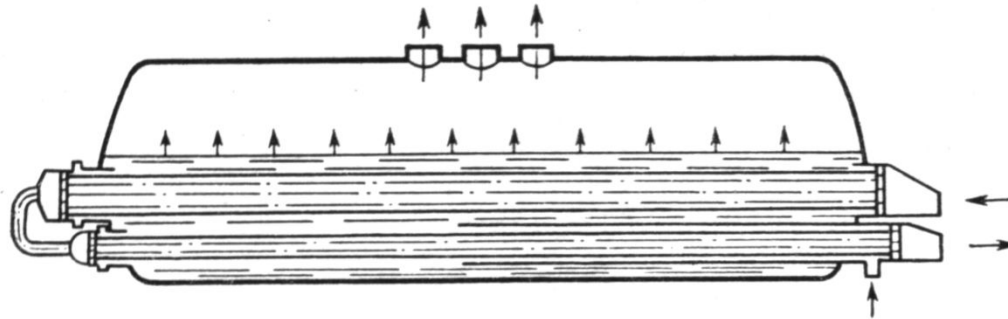
**Кожухотрубный теплообменник с применением
перегородок в межтрубном пространстве**

Теплообменные аппараты погружного типа

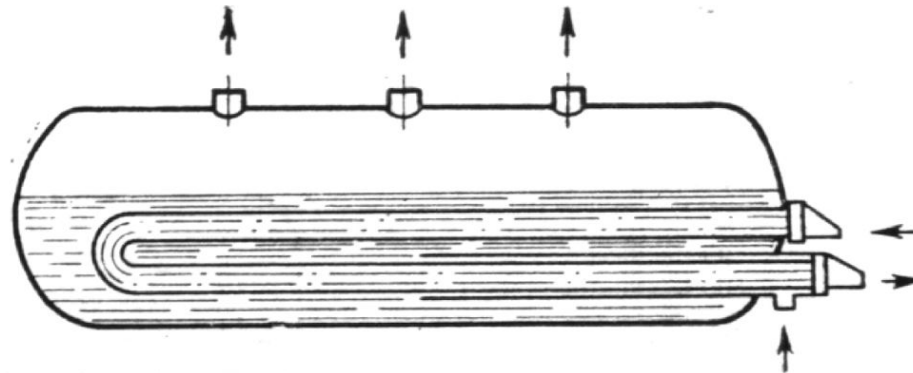
Являются разновидностью кожухотрубных теплообменников, отличаются тем, что теплообмен в межтрубном пространстве происходит в условиях свободной конвекции, кипения или конденсации в объеме.

В атомной энергетике широкое применение нашли горизонтальные и вертикальные парогенераторы погружного типа.

Теплообменные аппараты погружного типа



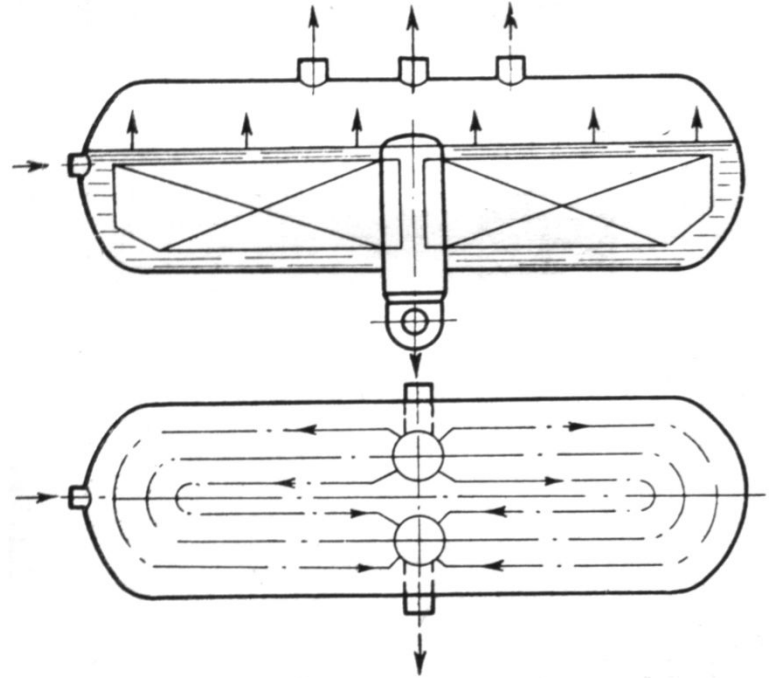
Горизонтальный парогенератор погружного типа с прямыми трубками и компенсацией термических удлинений



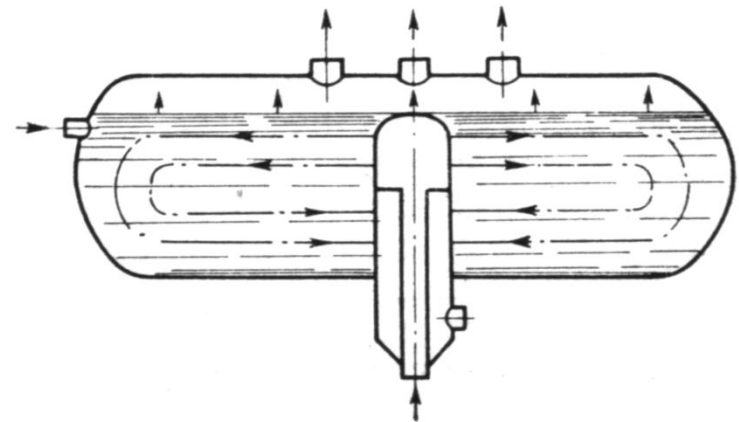
Горизонтальный парогенератор погружного типа с U-образными трубками

Теплообменные аппараты погружного типа

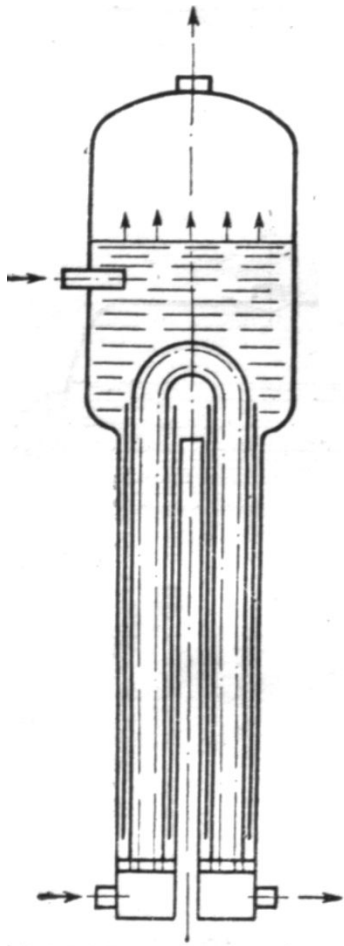
Горизонтальный парогенератор погружного типа с внутренними коллекторами и с U-образными трубками, лежащими в горизонтальной плоскости



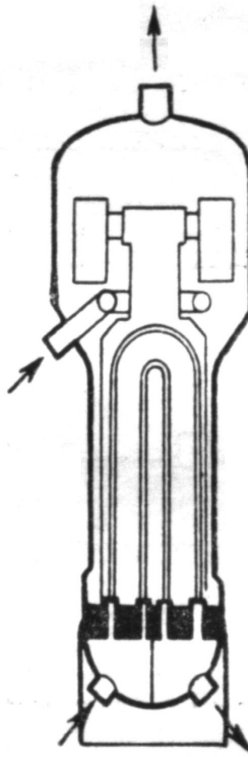
Горизонтальный парогенератор погружного типа с внутренними разделенными коллекторами и с U-образными трубками, лежащими в вертикальной плоскости



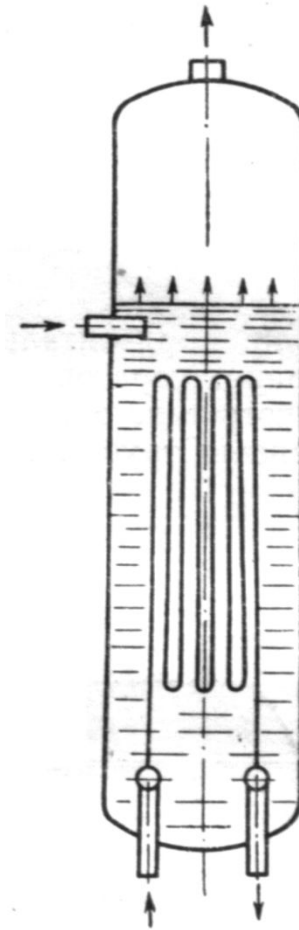
Теплообменные аппараты погружного типа



Вертикальный парогенератор
погружного типа с U-образными
трубками и отдельными трубными
досками



Вертикальный парогенератор
погружного типа с U-образными
трубками и общей трубной доской



Вертикальный парогенератор погружного
типа с плоскими змеевиками и
встроенными коллекторами

Требования к теплообменным аппаратам

- ✓ высокая надежность при длительной эксплуатации;
- ✓ возможность тщательной очистки внутренних поверхностей, особенно тракта теплоносителя;
- ✓ высокий коэффициент теплопередачи при приемлемом гидравлическом сопротивлении трактов;
- ✓ технологичность, невысокая стоимость, транспортабельность.

Эксплуатационная надежность теплообменных аппаратов достигается:

- ✓ герметичной конструкцией прежде всего полости первичного теплоносителя;
- ✓ выбором соответствующей технологии изготовления и методов контроля качества, особенно сварных соединений.

Основные характеристики теплообменных аппаратов

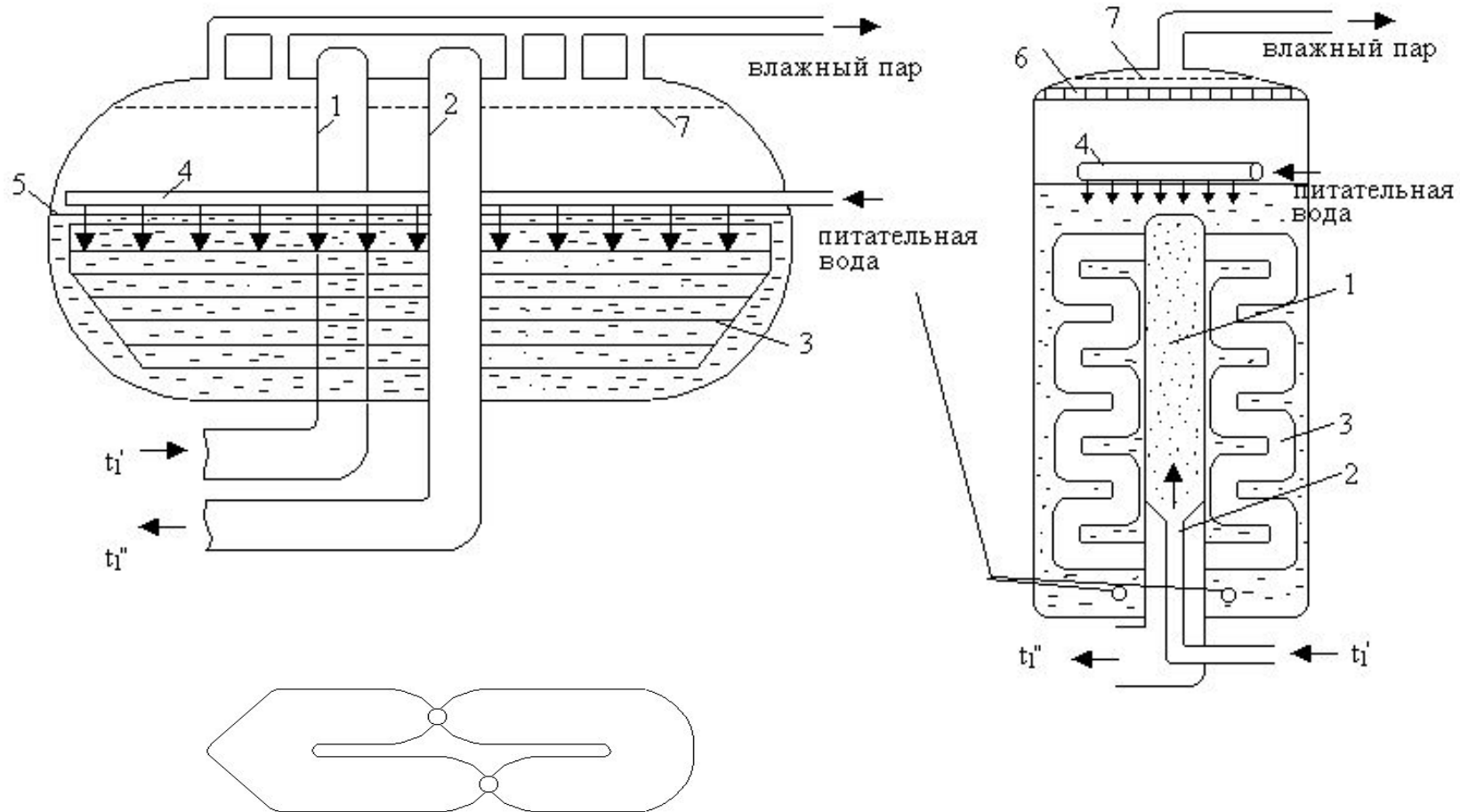
- ✓ тепловая мощность Вт (МВт);
- ✓ параметры теплоносителей (температура, давление, расход);
- ✓ площадь теплообмена;
- ✓ количество трубок теплообменной поверхности;
- ✓ размер трубок (диаметр, толщина стенки, длина);
- ✓ размеры корпуса (кожуха) – диаметр, длина (высота);
- ✓ тип циркуляции теплоносителей (принудительная, естественная);
- ✓ вес теплообменного аппарата (сухого, заполненного теплоносителями).

Классификация теплообменных аппаратов

ПГ может состоять из одного или нескольких теплообменников, либо разные ПТО могут быть скомпонованы в одном корпусе.

- ❖ По количеству и составу корпусов
- ❖ По виду теплоносителя
- ❖ По среде находящейся в трубах
- ❖ По способу омывания стенки ПТО
- ❖ По способу организации кипения рабочего тела в ИСП
- ❖ По форме и расположению корпуса
- ❖ По форме и способу термокомпенсации ПТО:
- ❖ По способу ввода ПТО в корпус
- ❖ По способу конструктивного оформления корпуса
- ❖ По способу осушки пара в ИСП
- ❖ По способу догрева питательной воды до температуры насыщения

Конструкция современных парогенераторов, обогреваемых водой под давлением



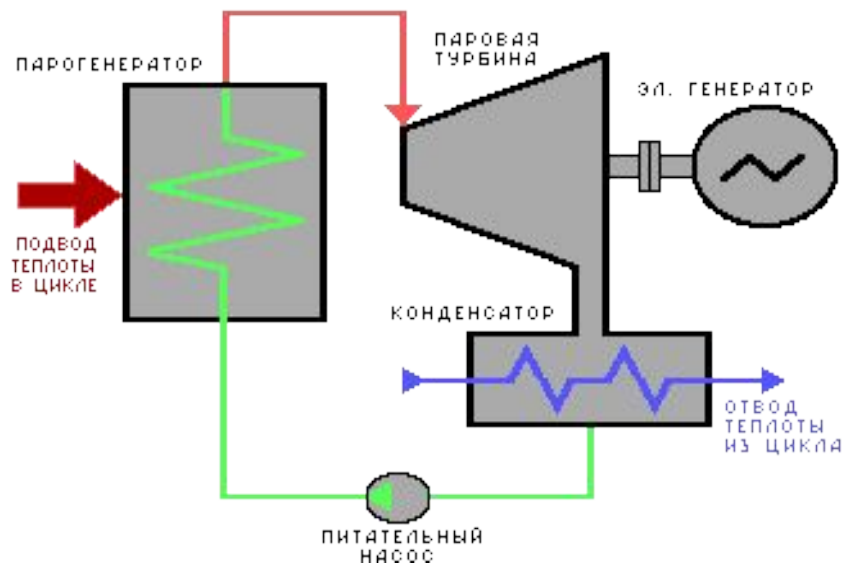
КОНЕЦ РАЗДЕЛА

Раздел 3. Турбомашины АЭС

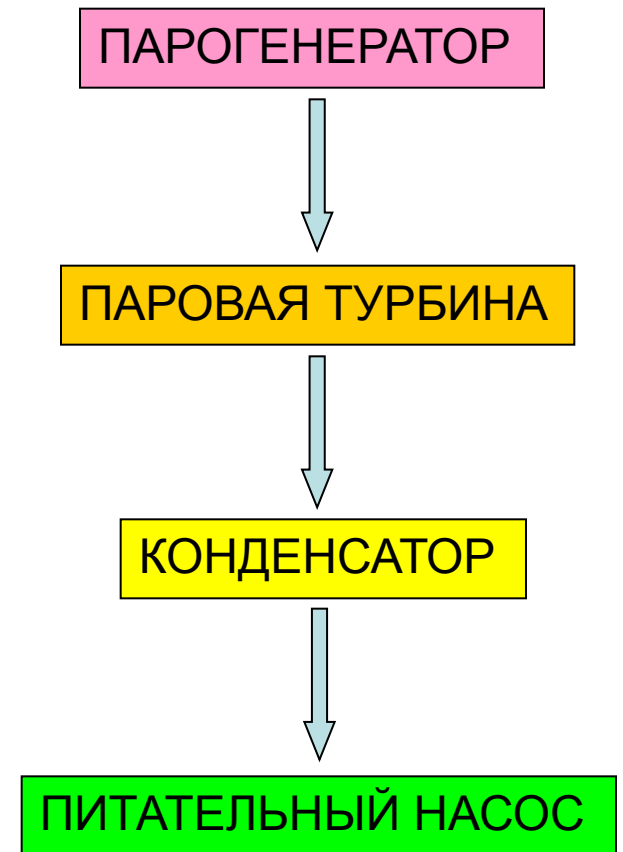


Многоступенчатые паровые турбины

Паровая турбина как тепловой двигатель



Паровая турбина - это тепловой двигатель с непрерывным процессом превращения энергии подводимого рабочего тела в механическую энергию вращения ротора турбины.



Паровые турбины в промышленности

Классификация



Паровые турбины в промышленности

Маркировка

ТЭС:

Тип — $N_{\text{ном}}$ — P_0 — модификация	Завод
--	-------

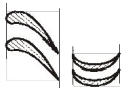
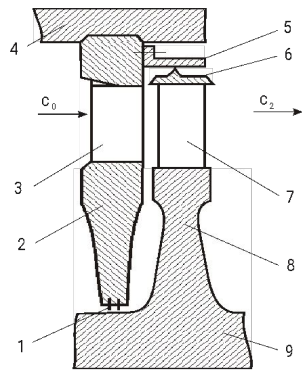
1. К-300-240-2 ХТГЗ - конденсационная турбина номинальной мощностью 300 МВт, номинальным начальным давлением 240 кгс/см² второй модификации, Харьковского турбогенераторного завода.
2. К-1200-240 ЛМЗ - конденсационная, $N_{\text{ном}}=1200$ МВт, $p_0=240$ кгс/см² Ленинградского металлического завода.

АЭС: Тип — $N_{\text{ном}}$ — $P_0/p_{\text{ном}}$ — модификация Завод

1. К-1000-60/1500-1 ХТГЗ - конденсационная турбина номинальной мощностью 1000 МВт, номин. начальным давлением 60 кгс/см², номин. частотой вращения 1500 об/мин, первой модификации, Харьковского турбогенераторного завода. (ВВЭР)
2. К-500-65/3000 ХТГЗ - конденсационная, $N_{\text{ном}}=500$ МВт, $p_0=65$ кгс/см², $n=3000$ об/мин, ХТГЗ. (РБМК)

Турбинная ступень

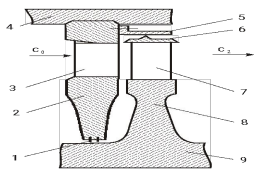
Ступень турбины. Принцип работы



- 1- диафрагменное уплотнение;
- 2- диафрагма;
- 3- сопловая решетка;
- 4- корпус турбины;
- 5- надбандажное уплотнение;
- 6- ленточный бандаж;
- 7- рабочая решетка;
- 8- диск;
- 9- вал.

Схематическое изображение турбинной ступени

Рис. 1.1



- 1- диафрагменное уплотнение;
- 2- диафрагма;
- 3- сопловая решетка;
- 4- корпус турбины;
- 5- надбандажное уплотнение;
- 6- ленточный бандаж;
- 7- рабочая решетка;
- 8- диск;
- 9- вал.

Схематическое изображение турбинной ступени

Рис. 1.1

Турбомашинами (*turbo* - вихрь, вращение) называют лопастные машины, действие которых основано на преобразовании тепловой (потенциальной) энергии рабочей среды в механическую работу вращающегося вала (*паровые и газовые турбины*).

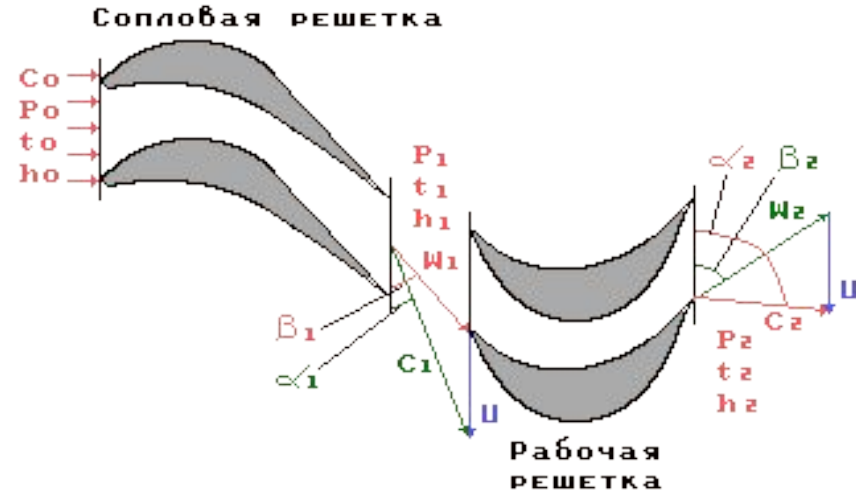
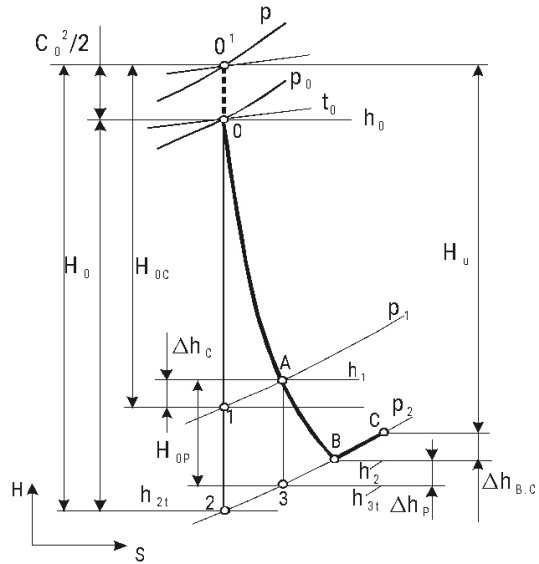
Совокупность неподвижной и вращающейся решеток называют **турбинной ступенью**.

В неподвижной решетке происходит преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую, и поэтому эту решетку обычно называют **сопловой** (иногда называют направляющая решетка).

Во вращающейся решетке кинетическая энергия пара преобразуется в энергию вращения ротора.

Преобразование энергии в турбинной ступени

В ступени турбины тепловая энергия пара преобразуется в кинетическую энергию потока, а последняя - в механическую энергию.

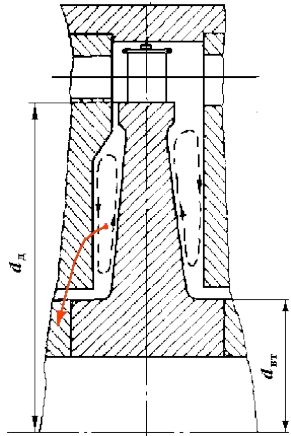


В паровых турбинах реактивность ступени - это отношение располагаемого теплового перепада рабочей решетки к располагаемому тепловому перепаду ступени:

$$\rho = \frac{H_{0P}}{H_0}$$

•Потери в паровой турбине

Потери трения диска

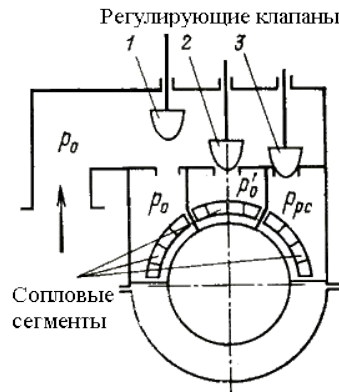


$$\Delta N_{mp} = k_{mp} \frac{u_o^3 d}{2v_1}$$

$$\Delta H_{mp} = \frac{\Delta N_{mp}}{G}$$

$$\xi_{mp} = \frac{\Delta H_{mp}}{\bar{H}_0}$$

Потери от парциальности подвода пара

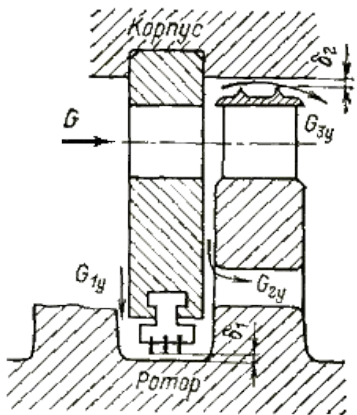


$$\Delta H_{\text{парц}} = \xi_{\text{парц}} \bar{H}_0$$

Потери от влажности

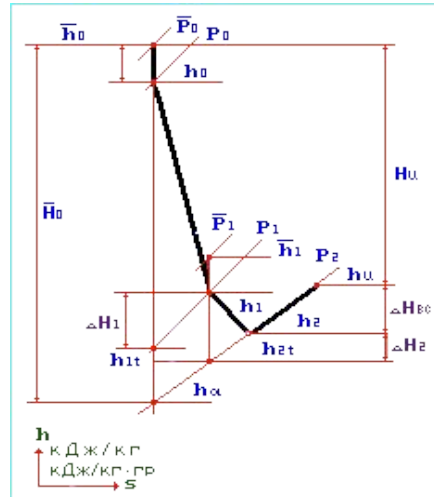
$$\xi_{\text{вл}} = a y_{\text{ср}}$$

Потери с утечками



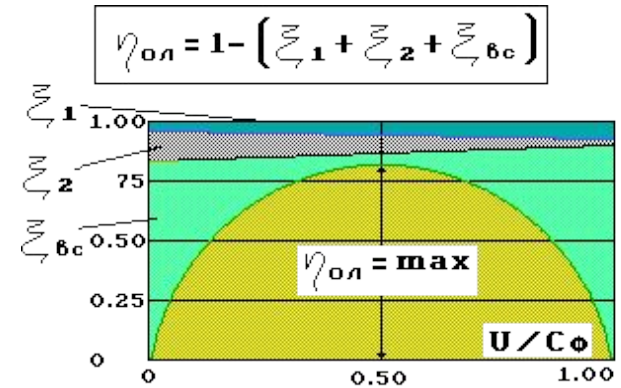
$$\Delta H_y = \frac{G_y}{G} \bar{H}_0$$

$$\xi_y = \frac{\Delta H_y}{\bar{H}_0}$$



$$\eta_{ol} = \frac{H_{\text{тк}}}{H_0} = 1 - \left(\frac{\Delta H_1}{\bar{H}_0} + \frac{\Delta H_2}{\bar{H}_0} + \frac{\Delta H}{\bar{H}_0} \right)$$

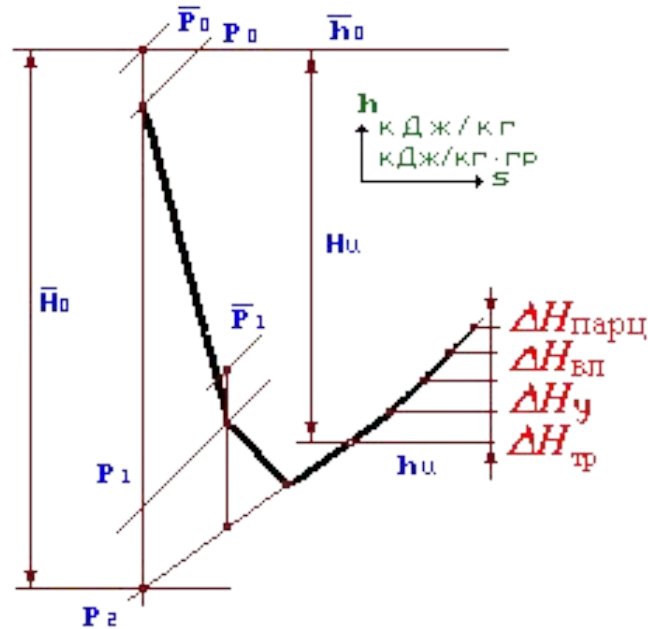
$$\eta_{ol} = 1 - (\xi_1 + \xi_2 + \xi_{BC})$$



$$\frac{U}{C_\phi} = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{2} = 0,42 \dots 0,55$$

$$\frac{U}{C_\phi} = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{2} = 0,55 \dots 0,65$$

•Потери в паровой турбине



С учетом всех потерь энергии в ступени полезно использованный тепловой перепад определяется следующим образом:

$$H_i = \bar{H}_0 - (\Delta H_{\text{с}} + \Delta H_{\text{р}} + \Delta H_{\text{вс}}) - (\Delta H_{\text{тр}} + \Delta H_y + \Delta H_{\text{вл}} + \Delta H_{\text{парц}})$$

Экономичность ступени в целом оценивается внутренним относительным КПД:

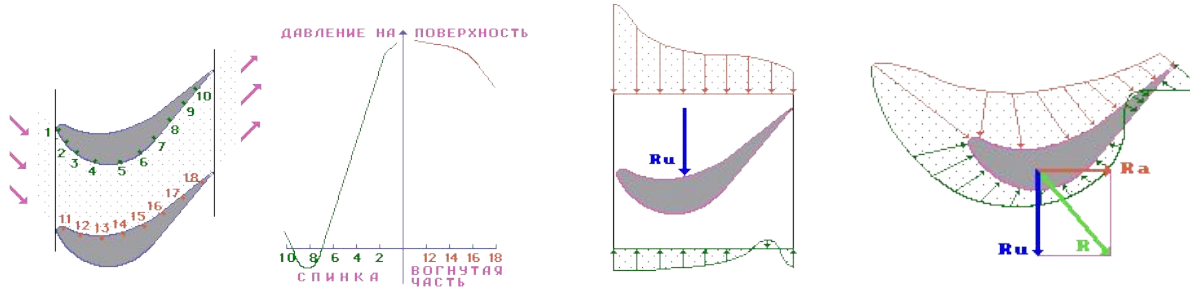
$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{\bar{H}_0} = 1 - (\xi_{\text{с}} + \xi_{\text{р}} + \xi_{\text{вс}}) - (\xi_{\text{тр}} + \xi_y + \xi_{\text{вл}} + \xi_{\text{парц}})$$

Внутренняя мощность, развиваемая ступенью:

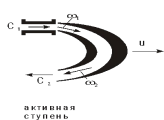
$$N_i = \eta_{oi} G \bar{H}_0$$

•Активная ступень

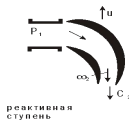
Процесс понижения энтальпии (теплосодержания) пара происходит при его расширении в неподвижном канале, сопле. Здесь скорость движения пара увеличивается и происходит превращение потенциальной энергии пара в кинетическую.



Распределение давления по профилю рабочей лопатки



активная ступень



реактивная ступень

Схема ступени турбины

Рис. 1.4

Схема активной ступени

C_1 - абсолютная скорость на входе в РК

u - окружная скорость

$\omega_1 = C_1 - u$ - относительная скорость пара

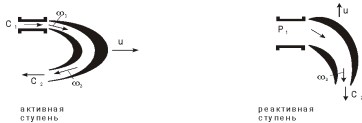
$\omega_2 = \omega_1$

$C_2 = \omega_2 - u$ - абсолютная скорость на выходе из РК

$$C_1 - C_2 = (\omega_1 + u) - (\omega_2 - u) = 2u$$

•Реактивная ступень

Турбины, в которых превращение потенциальной энергии в кинетическую и последней в механическую работу происходит в одном и том же аппарате, называются реактивными.



Относительная выходная скорость ω_2 получается за счет понижения энтальпии пара

Абсолютная скорость пара после выхода с лопатки:

$$c_2 = \omega_2 - u$$

Схема ступени турбины

Рис. 1.4

Схема реактивной ступени

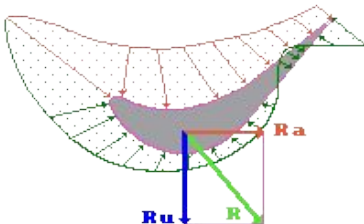
Наивыгоднейшая работа пара возможна только при идеальном процессе, когда выходная скорость равна нулю, ($c_2 = 0$).

Активная:

$$c_1 = 2u$$

Реактивная:

$$\omega = u$$

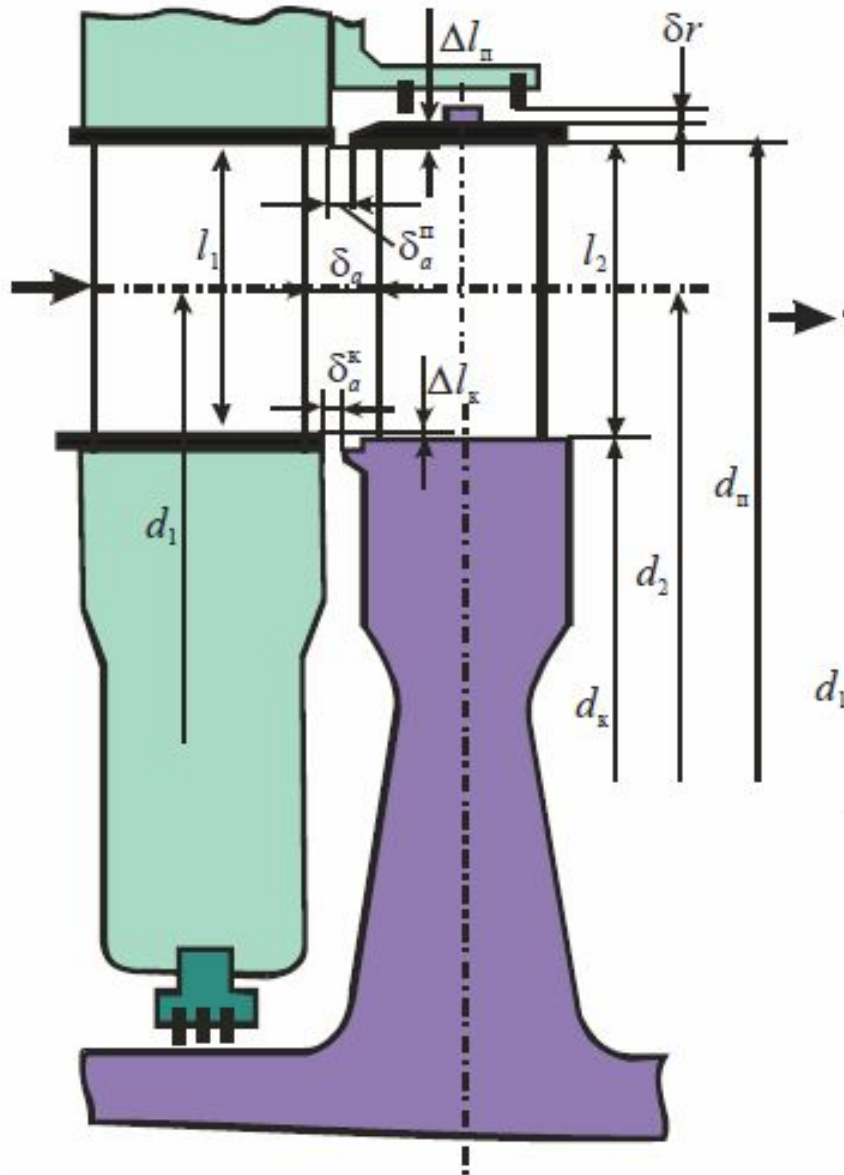


Реактивная турбина при прочих равных условиях требует вдвое больших окружных скоростей, чем активная.

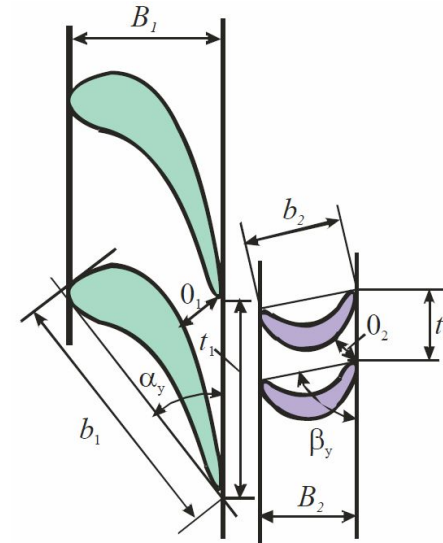
Окружное усилие:
$$R_u = G(c_1 \cdot \cos \alpha_1 + c_2 \cdot \cos \alpha_2)$$

Мощность, развиваемая потоком пара на рабочих лопатках:
$$N_u = R_u \cdot u$$

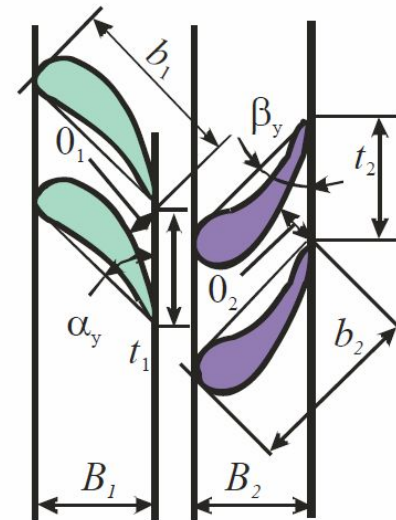
Проточные части и профили турбинной ступени



активного типа



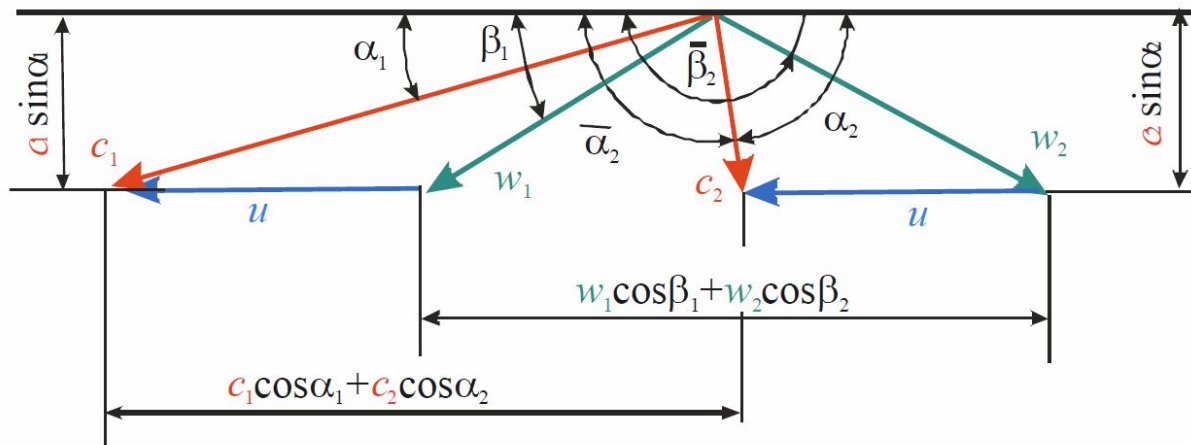
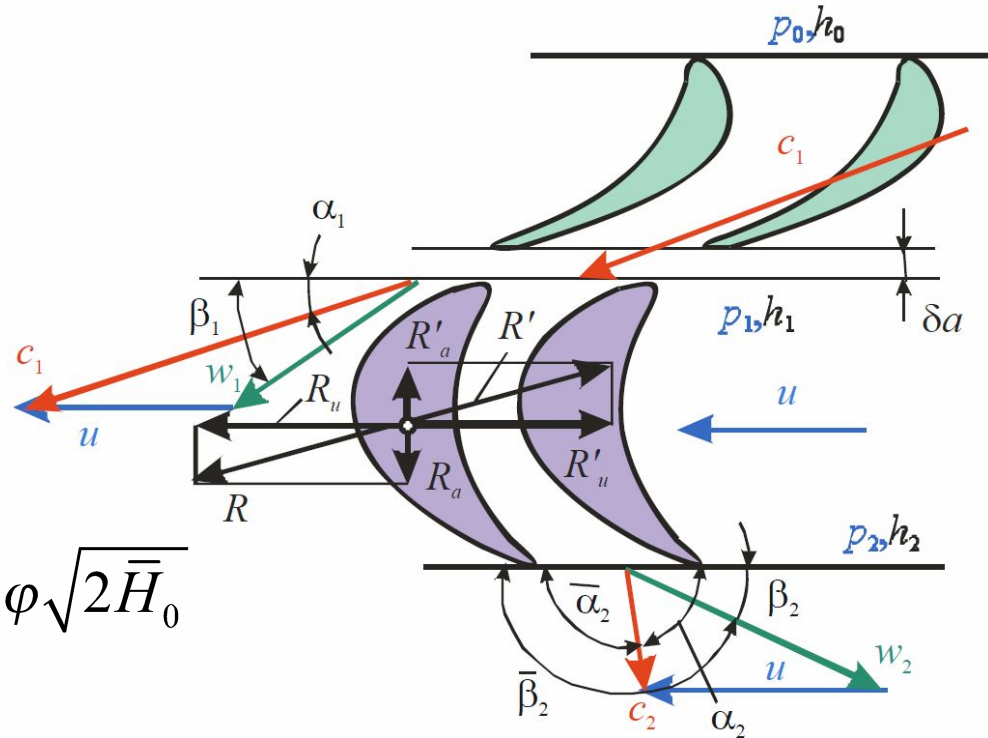
реактивного типа

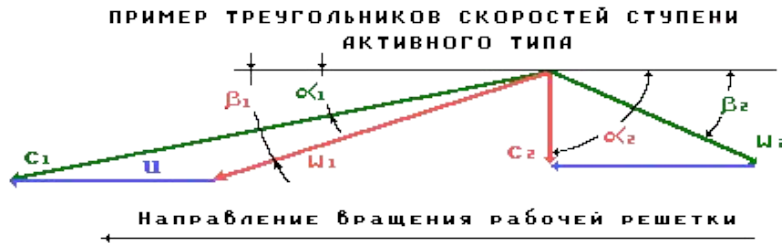


Треугольники скоростей

$$\bar{H}_0 = h_0^1 - h_{1t}$$

$$c_1 = \varphi \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} = \varphi \sqrt{2\bar{H}_0}$$





$$\alpha_1 = 9...16^\circ \quad \beta_1 = \beta_2 \quad \alpha_2 = 90^\circ$$

$$W_1 \approx W_2 \quad W_1 = W_{2t}$$



$$\alpha_1 = 12...22^\circ \quad \alpha_2 \rightarrow 90^\circ$$

скорость входа пара в сопловую решетку, м/с.

C_0 Для первой ступени $C_0 = 0$,

для последующих ступеней $C_0 = C_2$ предыдущей ступени

C_1 скорость выхода пара из сопловой решетки в абсолютном движении, м/с

C_2 скорость выхода пара из ступени в абсолютном движении, м/с

α_1 угол направления вектора скорости C_1 , град.

α_2 угол направления вектора скорости C_2 , град.

C_{1a} проекция скорости C_1 на осевое направление, м/с

C_{2a} проекция скорости C_2 на осевое направление, м/с

C_{1u} проекция скорости C_1 на окружное направление, м/с

C_{2u} проекция скорости C_2 на окружное направление, м/с

U скорость вращения рабочей решетки - окружная скорость

W_1 скорость входа потока пара в рабочую решетку в относительном движении, м/с

W_2 скорость выхода потока пара из ступени в относительном движении, м/с

β_1 угол направления вектора скорости W_1 , град.

β_2 угол направления вектора скорости W_2 , град.

ТЕЧЕНИЕ ПАРА В ТУРБИННЫХ РЕШЕТКАХ

Уравнение состояния

$$p\nu = RT$$

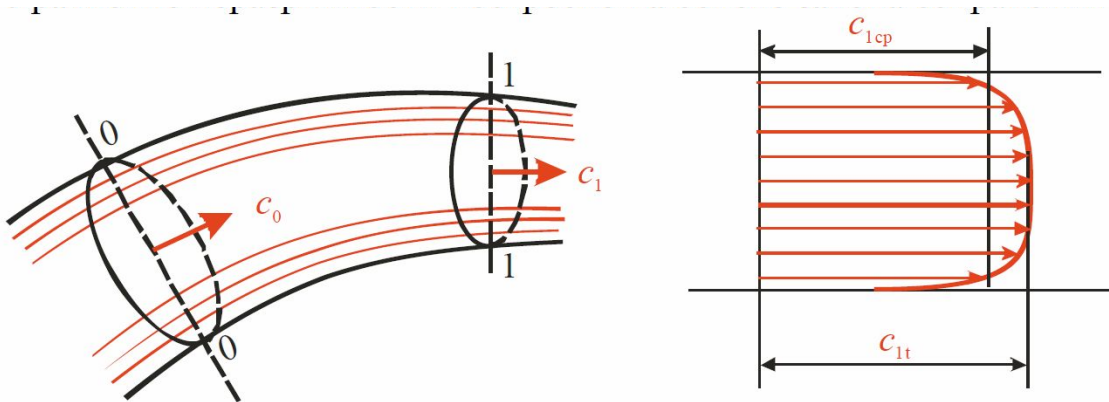
Для перегретого пара это уравнение неточно, так как коэффициент зависит от давления и температуры. Значительно точнее соблюдается зависимость:

$$h = \frac{k}{k-1} p\nu + const$$

Если предположить, что расширение пара происходит без потерь и без теплообмена с внешней средой:

$$p\nu_t^k = const$$

Уравнение неразрывности



$$G_0 = G_1 \text{ [кг/с]}$$

$$V_0 = G_0 v_0 = F_0 c_0$$

$$G_0 = F_0 \frac{c_0}{v_0} \quad G_1 = F_1 \frac{c_1}{v_1}$$

В реальных условиях:

$$G_0 = \int_{(F)_0} \frac{c_0}{v_0} dF = F_0 \frac{c_{0cp}}{v_{0cp}}$$

Из равенства массовых расходов в сечениях 0-0 и 1-1 следует:

$$F_0 \frac{c_0}{v_0} = F_1 \frac{c_1}{v_1}$$

В общем виде для канала уравнение неразрывности записывается в виде

$$G = F \frac{c}{v} = const$$

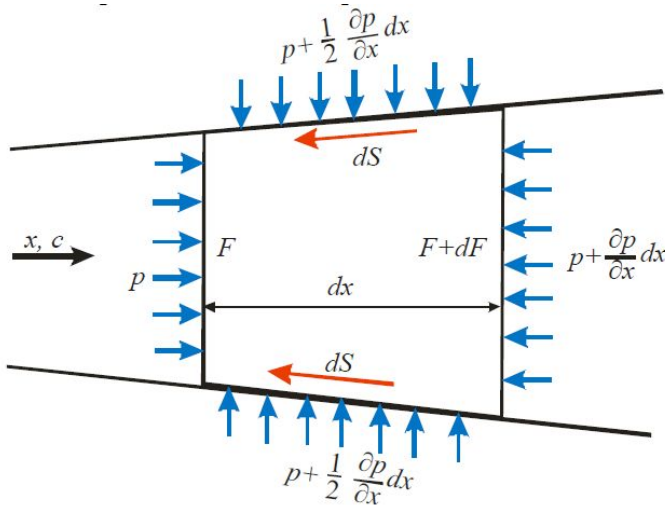
В дифференциальной форме это уравнение принимает вид

$$\frac{dF}{F} = \frac{dv}{v} - \frac{dc}{c}$$

Уравнение количества движения

Импульс силы, действующей на тело, равен изменению количества движения.

Импульс силы - произведение величины силы на время действия; количество движения - произведение массы на скорость.



В сечении F: pF

В сечении F+dF: $\left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) (F + dF)$

На боковую поверхность: $\left(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dF$

Сила сопротивления (трения) - dS

Уравнение количества движения для одномерного установившегося потока

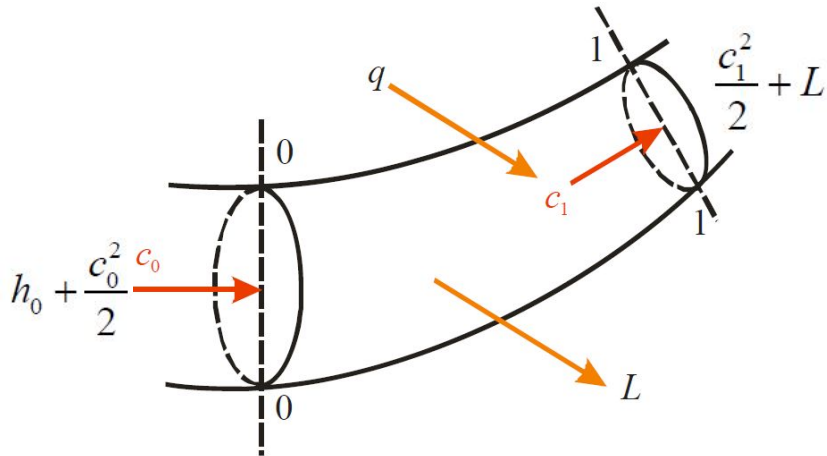
$$cdc = -v dv - S dx \quad \int_{c_0}^{c_{1t}} c dc = - \int_{p_0}^{p_1} v dp \quad \frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2} = - \int_{p_0}^{p_1} v dp = p_0^{\frac{1}{k}} v_0 \int_{p_1}^{p_0} \frac{dp}{p^{\frac{1}{k}}}$$

$$cdc + v dv = 0$$

$$v = v_0 \frac{p_0^{\frac{1}{k}}}{p^{\frac{1}{k}}}$$

$$\frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2} = \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{k}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_{1t})$$

Уравнение сохранения энергии



$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} + q = h_1 + \frac{c_1^2}{2} + L \quad (1)$$

В дифференциальной форме:

$$dh + dc - dq + dL = 0 \quad (2)$$

Для адиабатных условий и без работы:

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} \quad (3)$$

Приращение кинетической энергии при расширении пара:

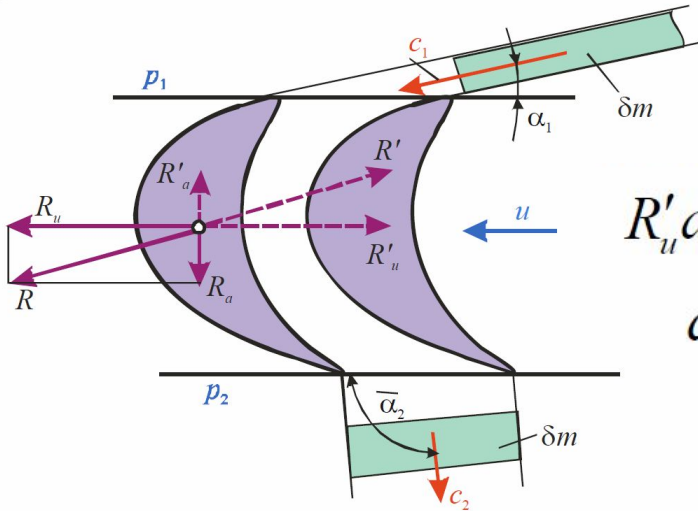
$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = h_0 - h_1 \quad (4)$$

Неподвижные каналы: $\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = \frac{k}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_1) \quad (5)$

Рабочие каналы: $h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} + L \quad (6)$

$$c_1 = \sqrt{(h_0 - h_1) + \frac{c_0^2}{2}} \quad (7)$$

Усилие, действующее на лопатку



Окружная составляющая:

$$R'_u d\tau = dm (\vec{c}_{2u} - \vec{c}_{1u}) = dm (c_2 \cos \bar{\alpha}_2 - c_1 \cos \alpha_1)$$

$$dm/d\tau = G \text{ и учитывая, что } R_u = -R'_u$$

$$R_u = G (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \bar{\alpha}_2)$$

Осевая составляющая:

$$[R'_a + \Omega(p_1 - p_2)] d\tau = dm (\vec{c}_{2a} - \vec{c}_{1a}) = dm (c_2 \sin \bar{\alpha}_2 - c_1 \sin \alpha_1)$$

$$R_a = G (c_2 \sin \bar{\alpha}_2 - c_1 \sin \alpha_1) + \Omega(p_1 - p_2)$$

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1$$

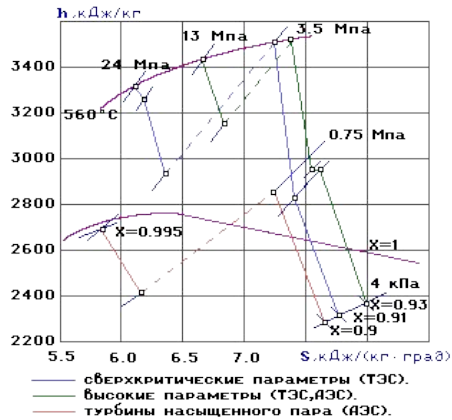
$$c_2^2 = w_2^2 - u^2 - 2uc_2 \cos \alpha_2$$

$$R = \sqrt{R_u^2 + R_a^2}$$

Многоцилиндровые паровые турбины

Преимущества и недостатки многоступенчатых турбин

ТИПИЧНЫЕ ПРОЦЕССЫ РАСШИРЕНИЯ ПАРА
В ПАРОВЫХ ТУРБИНАХ ТЭС И АЭС



Постоянная частота вращения ротора:

$n=50$ 1/с - для быстроходных турбин;

$n=25$ 1/с - для тихоходных турбин.

Располагаемый тепловой перепад составляет 1000...1800 кДж/кг.

При допустимых окружных скоростях рабочей решетки и наивысшем КПД ступень может переработать теплоперепад в пределах 30...200 кДж/кг.

Для примера:

$$\bar{H}_0 = 1800 \text{ кДж/кг} \quad \Rightarrow \quad c_\phi = \sqrt{2 \cdot 10^3 \bar{H}_0} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot 1800} = 1897$$

$$\left(\frac{u}{c_\phi} \right)_{\text{ОПТ}} = 0,5 \quad \Rightarrow \quad u = c_\phi \left(\frac{u}{c_\phi} \right)_{\text{ОПТ}} = 1897 \cdot 0,5 = 948 \quad \Rightarrow \quad n = \frac{u}{\pi d_{\text{лин}}} = \frac{948}{3,14 \cdot 1,2} = 252 \frac{1}{\text{с}} = 15120 \frac{1}{\text{мин}}$$

Обеспечить необходимую прочность деталей ротора невозможно!

Преимущества:

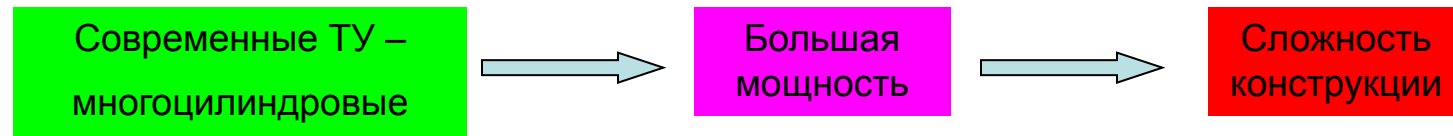
1. Каждая ступень срабатывает часть общего теплоперепада турбины при высоком КПД и допустимой окружной скорости рабочих лопаток по условиям прочности. Этим обеспечивается высокая экономичность и надежность работы паровой турбины.
2. Конструкция многоступенчатой турбины позволяет осуществить:
 - отбор пара из турбины для регенеративного подогрева питательной воды;
 - промежуточный перегрев пара.

Основной недостаток – сложность конструкции.

Предельная мощность однопоточной турбины

подолжение

Электрическая мощность турбины



Однопоточная турбина имеет мощность не более 50-100 МВт.

Что же ограничивает электрическую мощность турбины?

Электрическая мощность турбины: $N_{\text{э}} = G_K m H_0^T \eta_{\text{ОЭ}}$

G_K - расход через последнюю ступень;

m - коэффициент, учитывающий выработку электроэнергии паром, ушедшим из турбины на регенерацию, обычно $m = 1,2 \dots 1,35$; если отборов нет, то $m = 1$;

$$H_0^T = \frac{800}{1800} \text{ КДж/кг}$$

- располагаемый тепловой перепад турбины, при используемых параметрах пара;

$$\eta_{\text{ОЭ}} = 0,73$$

- относительный электрический КПД установки, при современном уровне развития турбостроения составляет не более $\eta_{\text{ОЭ}} = 0,73$.

За счет чего возможно увеличение мощности турбины?

Предельная мощность однопоточной турбины

подолжение

Увеличение мощности турбины

Увеличение мощности возможно только за счет увеличения расхода через последнюю ступень



$$G_K = \frac{\Omega \cdot c_2}{v_2}$$

$\Omega = \pi d_2 l_2$ - осевая площадь выхода из ступени диаметром d_2 и с высотой лопатки l_2

Выбор давления в конденсаторе и оценка выходной потери выполняется на основании технико-экономических расчетов.

Углубление вакуума

Рост КПД

Рост стоимости КУ

Рост стоимости СТВ

Рост стоимости ТУ

Увеличение скорости на выходе из ступени позволяет увеличить расход, но при этом увеличивает выходную потери и снижает КПД.

Для турбин АЭС принято: $p_k = 3,9...5,1$ кПа, $\Delta H_{BC} = 16...30$ кДж/кг, $c_2 = 180...300$ м/с.

Увеличить расход можно только за счет увеличения площади выхлопа



Предельная мощность однопоточной турбины

подолжение

Увеличение площади выхлопа ЦНД

Площадь выхлопа можно увеличить за счет увеличения диаметра ступени или высоты лопатки.



$$\sigma_{PACT} = \frac{2\Omega\rho_{MAT}\pi n^2}{k_{PAZG}}$$

n - частота вращения ротора;

ρ_{MAT} - плотность материала лопатки;

$k_{разг}$ - коэффициент разгрузки, учитывающий, что лопатка по высоте выполняется с уменьшением площади поперечного сечения. Максимальное значение $k_{разг} = 2,4$.

Из условия, что максимальные напряжения в теле лопатки не должны быть больше допускаемых $[\sigma]$, можно определить максимальную площадь выхлопа.

Например:

Для стальной лопатки при $[\sigma] = 450$ МПа и $\rho = 8000$ кг/см³ и $n = 50$ 1/с

$$\Omega_{max} = 8,6 \text{ м}^2.$$

При диаметре ступени $d_2 = 2,5$ м это дает высоту лопатки $l = 1,05$ м.

Предельная мощность турбины

$$N_{\varepsilon}^{PP} = \frac{1}{2\pi n^2} \frac{k_{PAZG} [\sigma]}{\rho_{MAT}} \frac{c_2}{v_2} H_0^T \eta_{OЭ} m$$

✓ электрическая мощность однопоточной турбины ограничена;

✓ применение многоцилиндровых турбин с несколькими цилиндрами низкого давления, что позволяет в несколько раз увеличить площадь выхлопа, а значит и мощность.

Многопоточные турбины

Увеличение числа потоков в части низкого давления позволяет в несколько раз увеличить мощность.

Увеличение числа потоков в ЦНД приводит к усложнению конструкции турбины и к увеличению ее стоимости.

При большом числе потоков длина валопровода становится конструктивно недопустимой.

Уменьшение частоты вращения

Уменьшение частоты вращения ротора турбины вдвое, при частоте в сети 50 Гц до $n = 1500$ 1/мин увеличивает мощность турбины в 4 раза.

Выбор частоты вращения делается на основании технико-экономического расчета, так как с ростом мощности при этом происходит некоторое ухудшение КПД.

При частоте вращения $n = 1500$ 1/мин применяются четырехполюсные генераторы

Ухудшение вакуума

Ухудшение вакуума дает возможность увеличить удельный объем на выходе из последней ступени и увеличение за счет этого мощности турбины.

Увеличение конечного давления от $p_k = 3,5$ кПа до 5 кПа для турбин насыщенного пара при тех же размерах последней ступени увеличивает мощность турбины на 13%, но при этом КПД установки снижается на

$$\frac{\Delta \eta_{\text{э}}}{\eta_{\text{э}}} = 0,9\%$$

Увеличение скорости выхода пара из последней ступени

Повысить мощность можно, увеличив скорость выхода пара из последней ступени, однако при этом возрастают потери с выходной скоростью $\Delta H_{\text{вс}}$.

Увеличение потерь с выходной скоростью $\Delta H_{\text{вс}}$ в 1,5 раза (это соответствует увеличению скорости c_2 на 20%) повышает мощность турбины на 20%, а КПД у турбины насыщенного пара снижается при этом на

$$\frac{\Delta \eta_{\text{э}}}{\eta_{\text{э}}} = 1,3\%$$

Применение новых материалов для рабочих лопаток

Применение материалов с большей прочностью или меньшей плотностью позволяет увеличить длину лопаток последней ступени, а, значит, и площадь выхлопа.

Прочность металла оценивается удельной прочностью $[\sigma]/\rho$

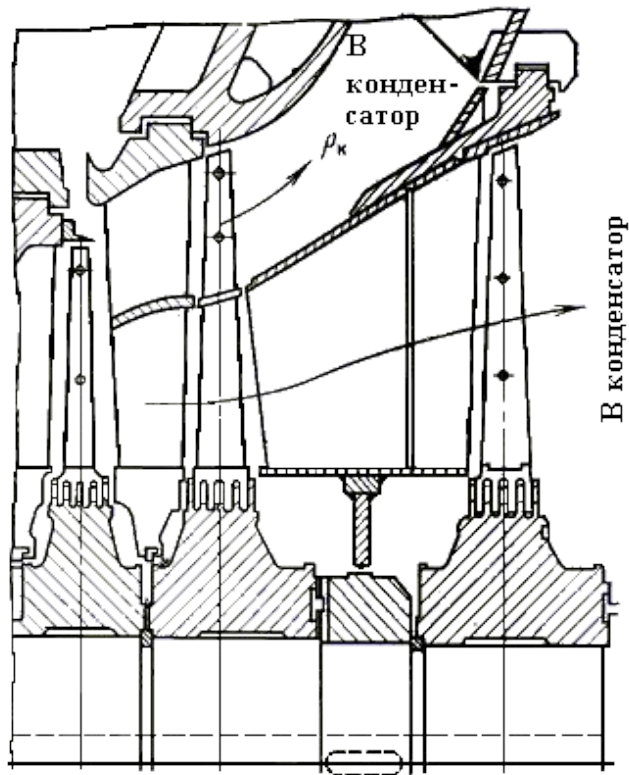
Удельная прочность может увеличиваться за счет увеличения допускаемого напряжения или же уменьшения плотности.

Если для стальной лопатки предельная высота составляет 960 мм при частоте вращения $n = 50$ 1/с, то для лопатки из титанового сплава - 1200 мм.

Способы увеличения мощности турбины

Ступень Баумана

подолжение



Специальная конструкция последней ступени - полуторная ступень или ступень Баумана.

ЦНД поток направляется в конденсатор не только из последней ступени предельных размеров, но и из верхнего яруса предпоследней ступени, за счет чего и увеличивается расход пара а, значит, и мощность ЦНД.

Отбор пара в конденсатор – увеличение коэффициента η

Конструкция ступени Баумана
(английская фирма АДЭ-АЕИ)

$$N_{\text{Э}}^{\text{ПР}} = \frac{1}{2\pi n^2} \frac{k_{\text{ПАЗГ}} [\sigma]}{\rho_{\text{МАТ}}} \frac{c_2}{v_2} H_0^T \eta_{\text{ОЭ}} m$$

Особенности турбинных установок на влажном паре

Влажность пара

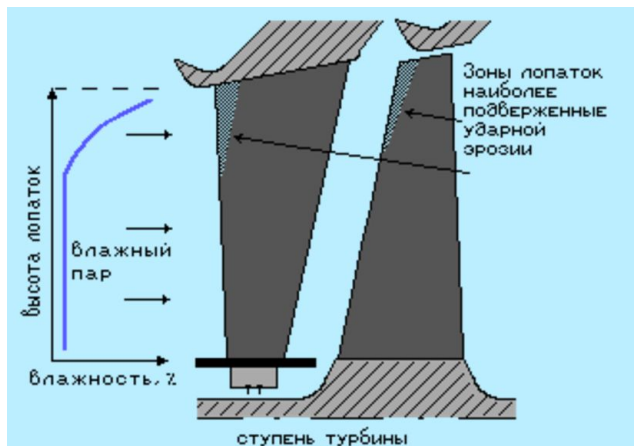
$$y = \frac{m'}{m} = \frac{m'}{m' + m''} \cdot 100\%$$

- это есть отношение массы влаги (m'), содержащейся во влажном паре, к общему количеству влажного пара:
($m = m' + m''$ = влага + сухой насыщенный пар).

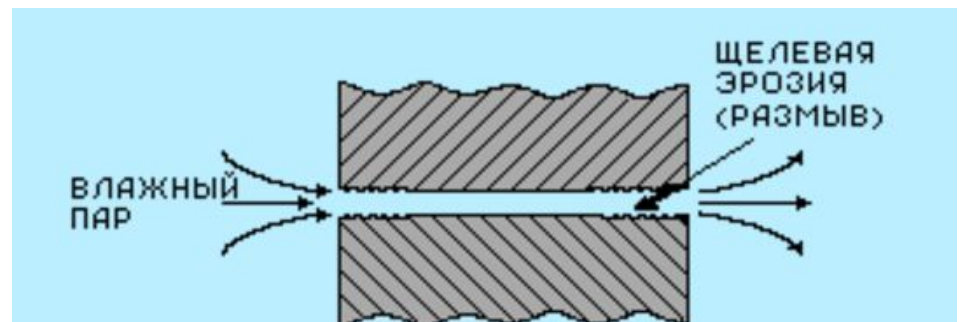
Понятие эрозии

Термин "эрозия" (от латинского слова "erosion" - разъедание) означает износ поверхности детали, возникающий вследствие комплексного воздействия внешних сил при контакте поверхности материала со средой, в которой он находится.

Ударная эрозия



Щелевая эрозия



ВЛИЯНИЕ ВЛАЖНОСТИ НА НАДЕЖНОСТЬ ТУРБИНЫ

Развитие эрозии:

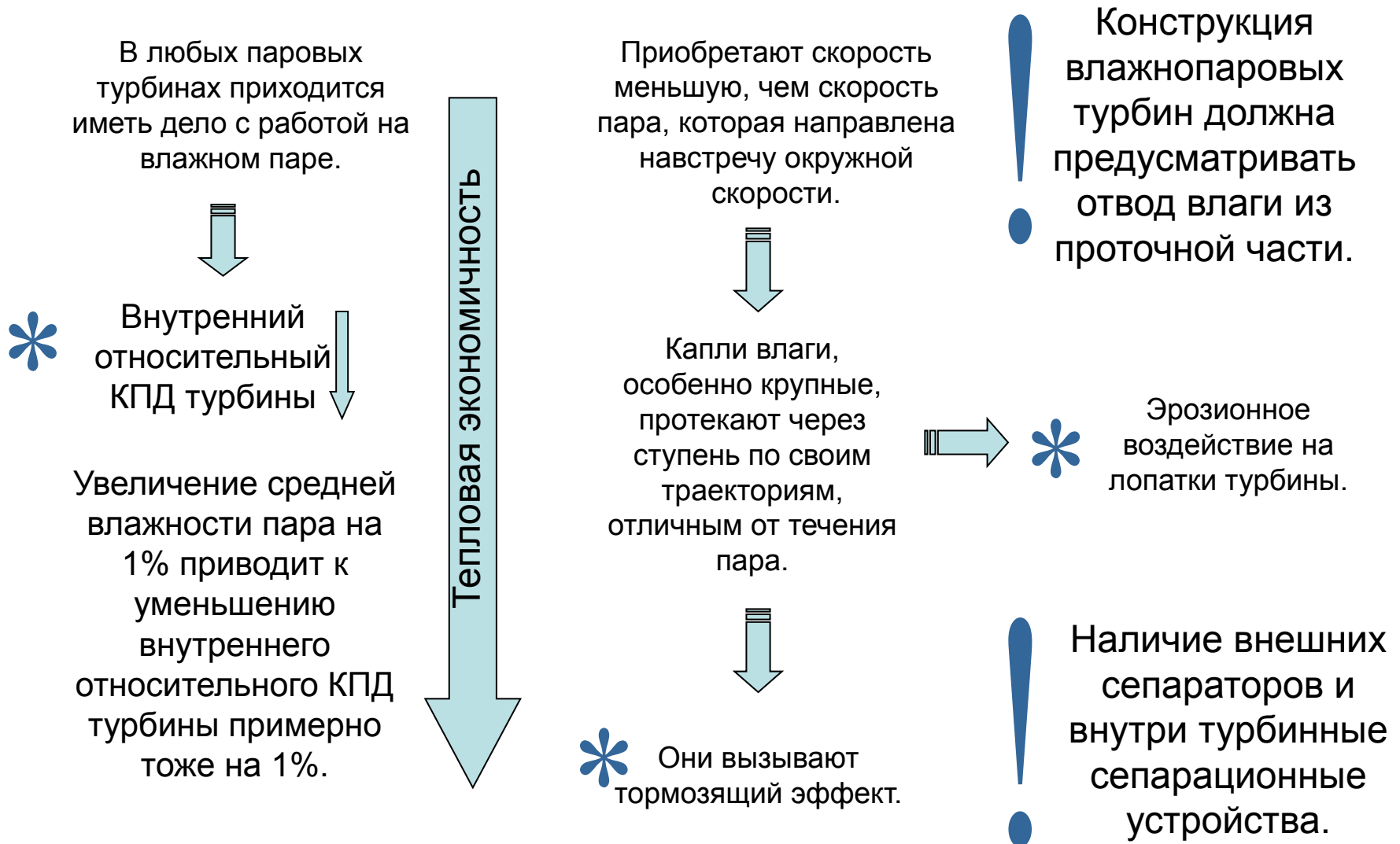
- ✓ образование мелких оспин;
- ✓ появление шероховатости;
- ✓ выламывание отдельных зазубрин;
- ✓ образование крупных оспин с рваными кромками;
- ✓ выкрашивание все более крупных частиц металла.

Причины эрозии:

- ✓ остронаправленные импульсные воздействия капель;
- ✓ накопление деформаций;
- ✓ импульсные всплески давления при конденсации пузырьков пара на поверхности;
- ✓ возникновение и захлопывание кавитационных пузырьков на поверхностях и шероховатостях поверхностей лопаток.

Сепарация

Необходимость сепарации:



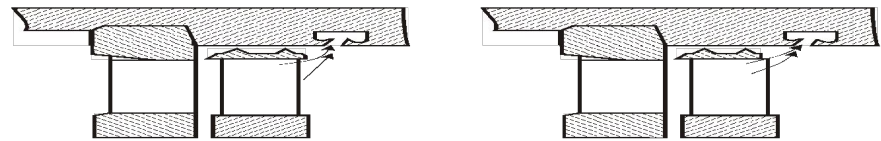
Сепарация приводит к:

- уменьшению эрозии вращающихся лопаток и неподвижных деталей;
- снижению динамического заброса частоты вращения ротора при сбросе нагрузки и испарении пленок жидкости с поверхностей элементов турбины;
- повышению экономичности ступеней.

Организация внутритурбинной сепарации влаги

Значительная часть влаги отбрасывается к корпусу по поверхности лопаток рабочего колеса.

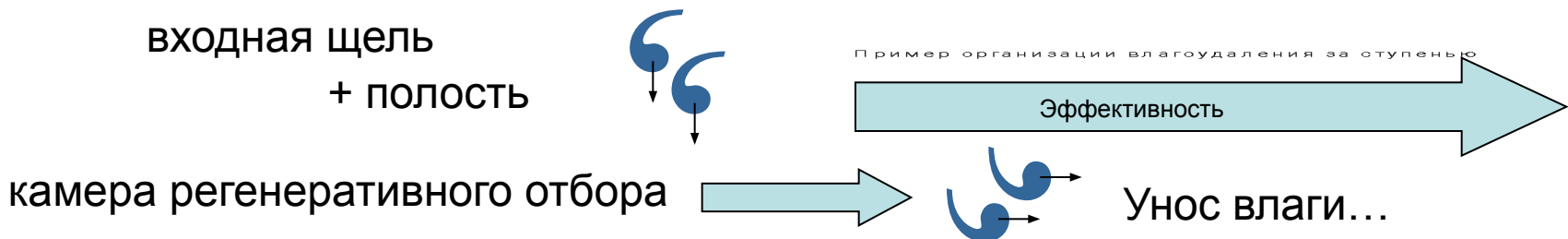
Сепарационные устройства располагают непосредственно за рабочим колесом.



срез части бандажа

Система ловушек для влаги:

входная щель
+ полость

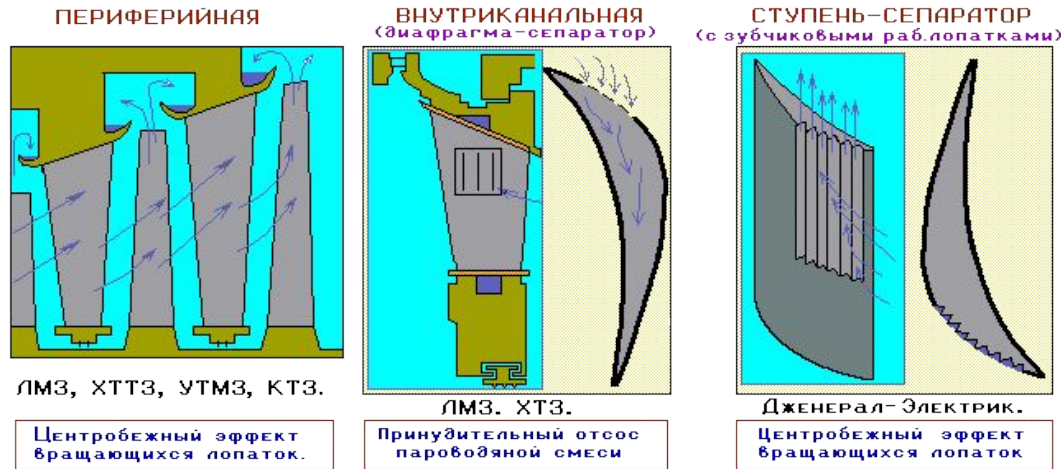


Пример организации влагоудаления за ступенью

Рис. 3.1

Способы внутритурбинной сепарации

Активные методы:



Пассивные методы:

- высокохромистые стали;
- термообработка поверхностей;
- электроискровое упрочнение поверхностей;
- напайки их твердых сплавов;
- лопатки из титановых сплавов

! Повышение надежности ТУ

! Уменьшение эрозии проточной части ТУ

Выводы:

- + Увеличивается КПД ТУ
- + Уменьшается влажность пара
- + Уменьшается эрозия

!?

- Уменьшается тепловая экономичность
- Необходимость увеличивать расход пара на ТУ

=

Сепарация применяется не на всех ступенях, а там где влажность достигает более 5%

Выносная сепарация и промежуточный перегрев

Допустимая влажность после отдельных цилиндров турбины зависит, прежде всего, от величины окружной скорости, то есть от высоты лопатки рабочего колеса и числа оборотов машины.

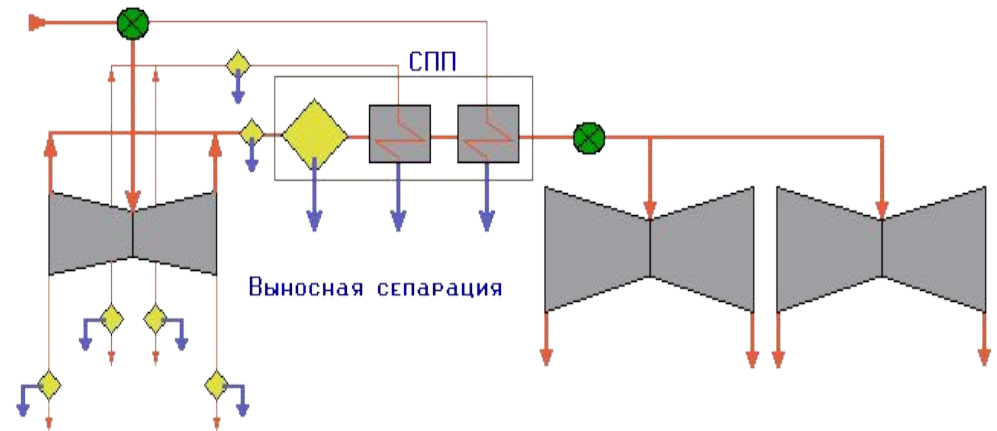
Высота лопатки 1500 мм:

1500 об/мин $U_k=13-14\%$

3000 об/мин $U_k=7-8\%$

Высота лопатки 780 мм:

3000 об/мин $U_k=13-14\%$



комбинированная схема с выносной сепарацией и паровым промежуточным перегревом пара

За ПП:

Понижается влажность пара в конце процесса расширения в турбине и тем самым удастся избежать или, по крайней мере, уменьшить эрозионный износ лопаток последних ступеней.

Повышение относительного внутреннего КПД последующей части турбины вследствие уменьшения потерь от влажности.

Применение сепаратора позволяет:

- снизить влажность пара с 8 -14 % до 1-2 %
- избежать затрат теплоты греющего пара на предварительную осушку.

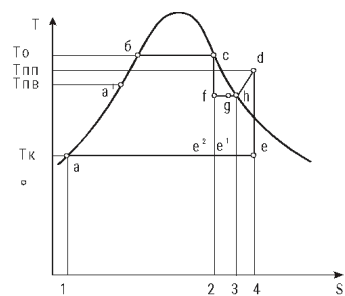
Против ПП:

Эквивалентная температура дополнительного цикла будет ниже эквивалентной температуры основного цикла, поэтому паро-паровой промперегрев не повышает, а, наоборот, снижает теоретический КПД всего цикла.

Сочетание сепаратора и перегревателя называют СПП

Процесс расширения пара ТУ с сепарацией и промпароперегревом

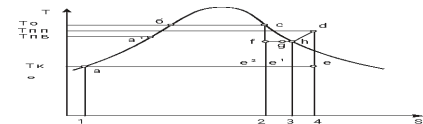
Промежуточный перегрев осуществляется свежим паром
Температура перегрева будет ниже начальной температуры свежего пара



cf- изэнтропийный процесс расширения пара в ЦВД
fg- изобара подсушки пара в сепараторе
ghd- зобара подсушки пара и вторичного перегрева в промпароперегревателе
de- изэнтропийный процесс расширения пара в ЦСД, ЦНД
ea- процесс конденсации пара в конденсаторе
aa'- процесс подогрева конденсата в регенерации
a'bc- процесс подогрева и испарения воды в парогенераторе

Т- S диаграмма теоретического цикла насыщенного пара турбинной установки с сепарацией и промперегревом

Рис. 3.2



cf- изэнтропийный процесс расширения пара в ЦВД
fg- изобара подсушки пара в сепараторе
ghd- зобара подсушки пара и вторичного перегрева в промпароперегревателе
de- изэнтропийный процесс расширения пара в ЦСД, ЦНД
ea- процесс конденсации пара в конденсаторе
aa'- процесс подогрева конденсата в регенерации
a'bc- процесс подогрева и испарения воды в парогенераторе

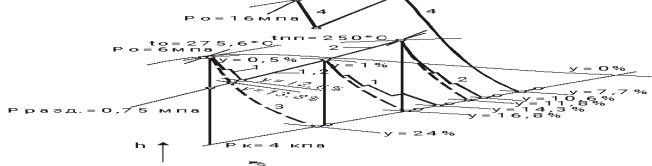
Т- S диаграмма теоретического цикла насыщенного пара турбинной установки с сепарацией и промперегревом



Процесс расширения пара в турбине:
1- с внешним сепаратором;
2- с внешним сепаратором и промперегревом;
3- без внешнего сепаратора;
4- в турбине перегретого пара.
— процесс расширения пара в турбине с эффективной системой внутриканальной сепарации
— процесс расширения пара в турбине с обычной системой внутриканальной сепарации

Процесс расширения пара в турбинах в h-S диаграмме

Рис. 3.3



Процесс расширения пара в турбине:
1- с внешним сепаратором;
2- с внешним сепаратором и промперегревом;
3- без внешнего сепаратора;
4- в турбине перегретого пара.
— процесс расширения пара в турбине с эффективной системой внутриканальной сепарации
— процесс расширения пара в турбине с обычной системой внутриканальной сепарации

Процесс расширения пара в турбинах в h-S диаграмме

Рис. 3.3

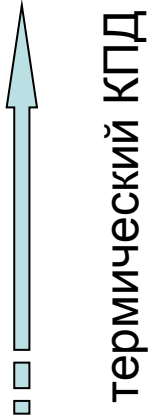
КОНЕЦ РАЗДЕЛА

Раздел 4. Конденсационные установки АЭС

Назначение конденсационных установок

✓ понижение температуры пара в конце процесса расширения за последней ступенью турбины;

✓ обеспечение минимально возможной конечной температуры цикла, т.е. температуры отвода тепла в окружающую среду (холодный источник).



✓ Создание и поддержание вакуума за последней ступенью турбины.

✓ Сохранение конденсата отработавшего пара в цикле ПТУ.

✓ Создание определенного запаса конденсата для устойчивой работы конденсатного насоса.

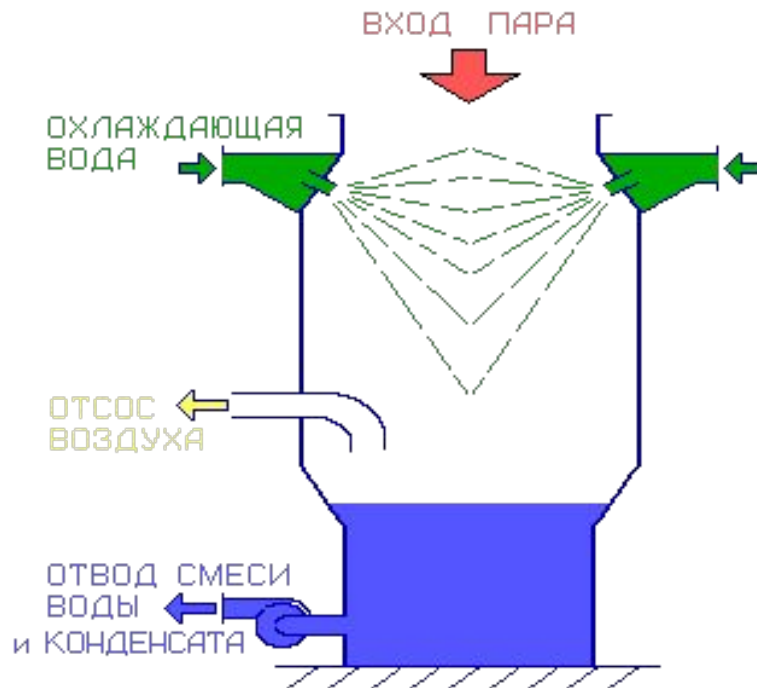
✓ Сбор и утилизация низкопотенциальных потоков пара и воды из тепловой схемы турбоустановки.

✓ Деаэрация, т.е. удаление растворенных газов (CO_2 и O_2) из конденсата.

✓ Прием пара из паросбросных устройств турбины при пусках, остановках и сбросах нагрузки.

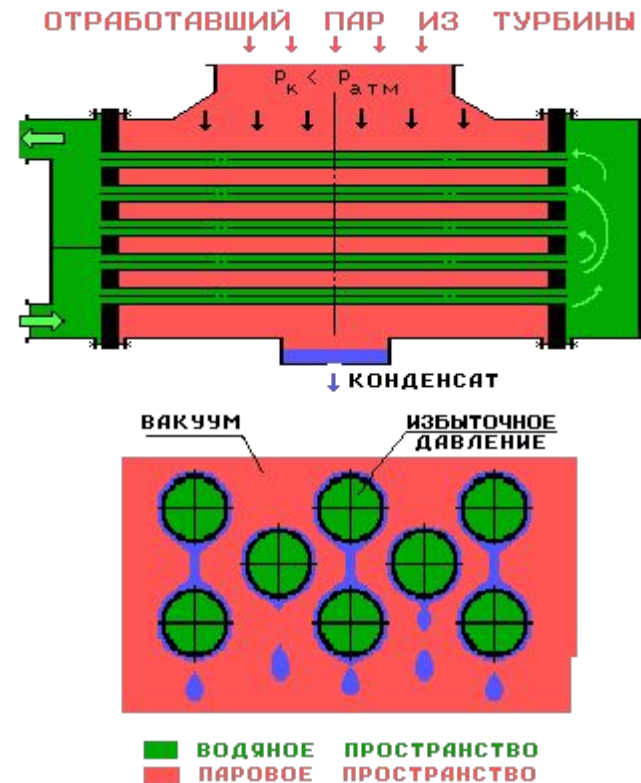
Типы конденсаторов

Смешивающие конденсаторы



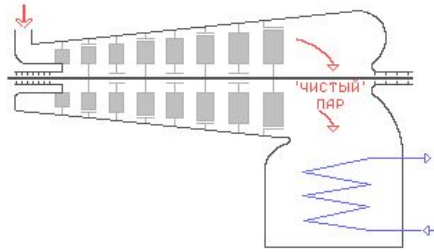
Отработавший пар приходит в непосредственное соприкосновение с охлаждающей водой.

Поверхностные конденсаторы



Поверхность охлаждающих трубок делит конденсатор на две части: паровое пространство и водяное пространство.

Принцип действия поверхностного конденсатора



Конденсат затопит все межтрубное пространство и процесс конденсации прервется

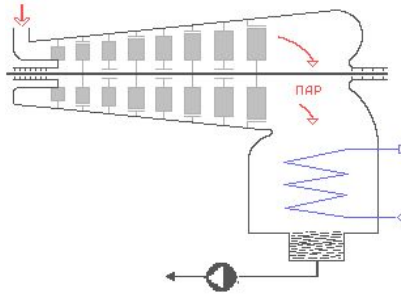
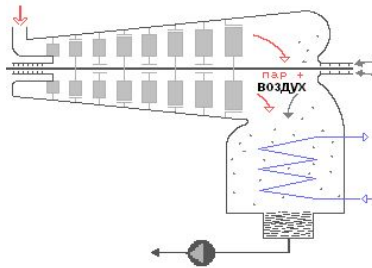


Схема работает только при конденсации идеально чистого пара

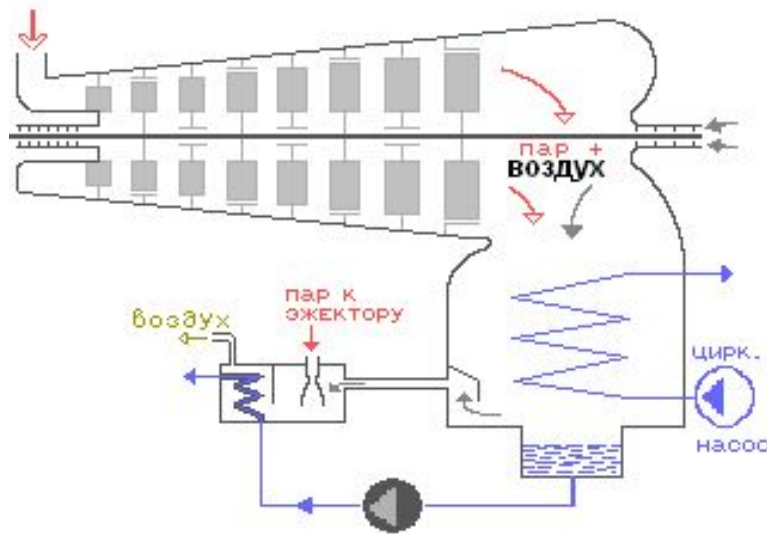


Воздух заполнит все межтрубное пространство и работа КУ прекратится

ПТЭ: Присосы воздуха (кг/ч) в диапазоне изменения паровой нагрузки конденсатора 40-100 % должны быть не выше значений, определяемых по формуле:

$$G_B = 8 + 0.065N$$

Рабочая схема конденсационной установки



конденсатный насос

+

воздушный насос

+

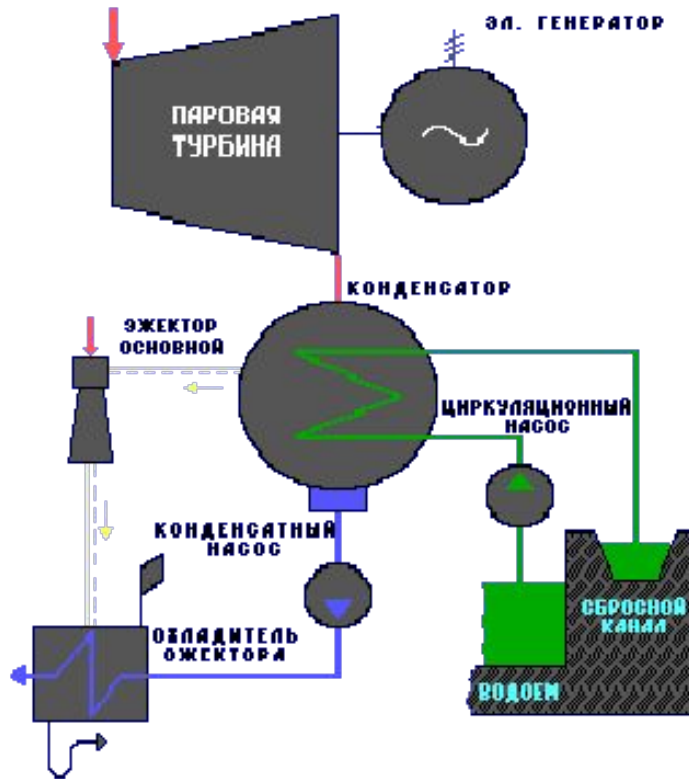
циркуляционный насос

= эффективная работа КУ

Воздушный насос - эжектор, постоянно отсасывает воздух, который поступает с паром в межтрубное пространство конденсатора.

Состав конденсационной установки

Для обеспечения нормальной работы конденсатора в составе конденсационной установки необходимо иметь:



- а) конденсатор;
- б) циркуляционные насосы;
- в) конденсатные насосы;
- г) эжекторы.

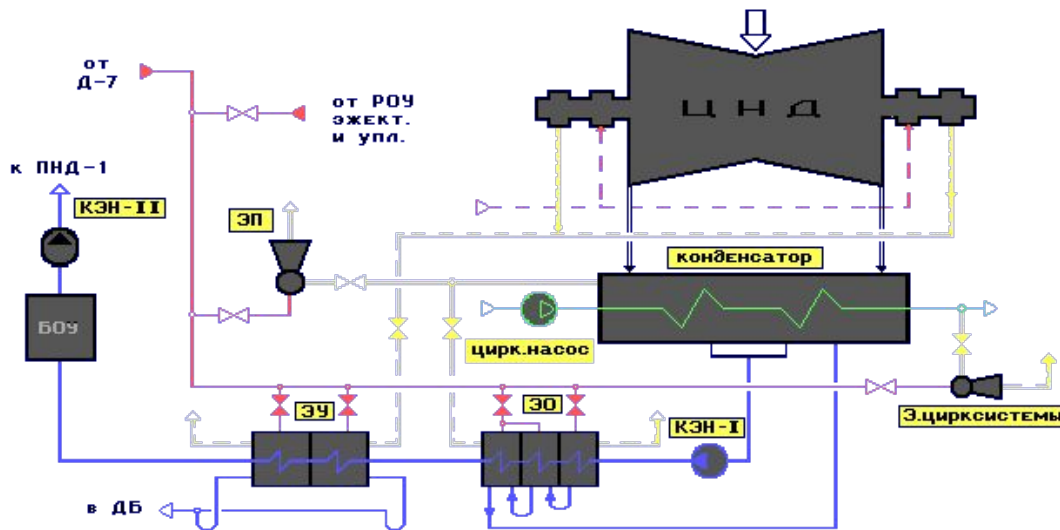
Состав конденсационной установки

Состав КУ:

- а) конденсатор;
- б) основные эжекторы;
- в) циркуляционные насосы;
- г) конденсатные насосы.

Дополнительно:

- е) эжекторы
циркуляционной системы.



Циркуляционные и конденсатные насосы непосредственно в состав конденсационной установки не входят и являются элементами, обеспечивающими ее нормальную работу.

Типы эжекторов

Основной эжектор (ОЭ) предназначен для отсоса паровоздушной смеси из конденсаторов турбин при пусках, остановах и во время нормальной работы блока. В качестве основных эжекторов применяются трехступенчатые пароструйные эжекторы или водоструйные эжекторы.

Пусковые эжекторы (ПЭ) предназначены для быстрого набора вакуума (до 600 мм рт.ст.) при пуске турбоагрегата (при первоначальном наборе вакуума). В качестве пусковых используются, как правило, одноступенчатые пароструйные эжекторы.

Эжекторы циркуляционной системы предназначены для создания начального разрежения в верхних точках сливных камер конденсаторов при включении цирксистемы.

Эжекторы уплотнений (ЭУ) предназначены для отсоса паровоздушной смеси из концевых камер уплотнений турбины с целью сокращения потерь тепла и рабочего пара ПТУ.

Давление в конденсаторе



Вакуум в конденсаторе оказывает большое влияние на экономичность конденсационной паровой турбины

По данным тепловых испытаний паровой турбины
К-1000-60/1500-1
Калининской АЭС

Изменение давления
отработавшего пара на
 $0,01 \text{ кгс/см}^2$



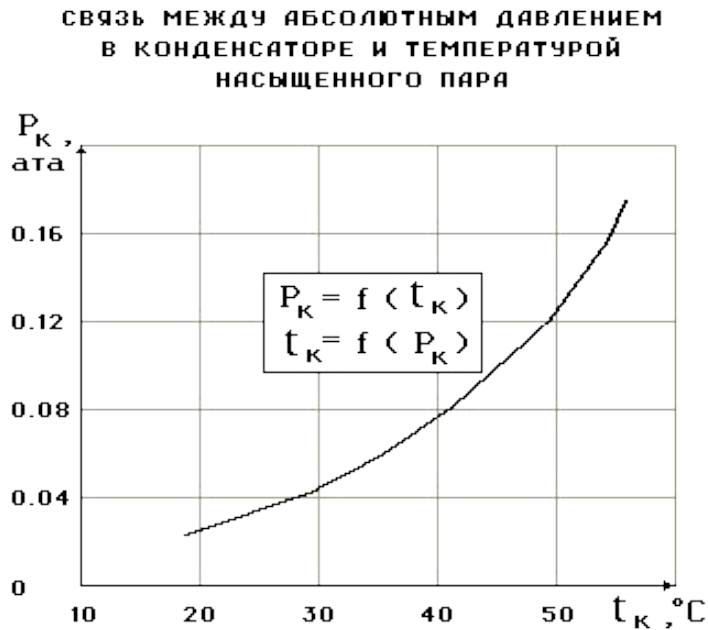
Изменение мощности
турбины на 11250 кВт



Одна из главных задач эксплуатационного персонала является поддержание вакуума в конденсаторе в установленных заранее пределах

Температура конденсации отработавшего пара

Определенной температуре насыщенного пара всегда соответствует определенное давление, и наоборот, определенному давлению всегда соответствует строго определенная температура.



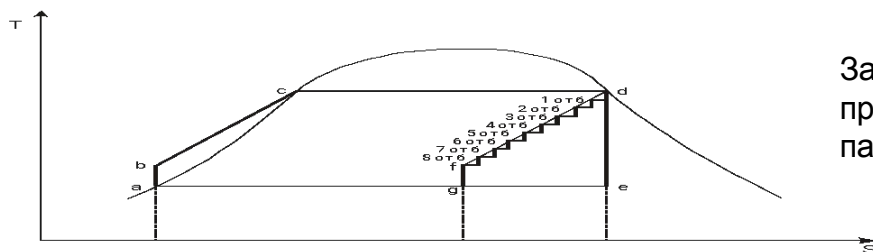
Температура пара, покидающего турбину и работающего в замкнутом термодинамическом цикле всегда выше температуры охлаждающей воды.

Охлаждающая вода является естественным холодильником, необходимым для создания замкнутого цикла согласно второму закону термодинамики.

Температура конденсации отработавшего в турбине пара определится как сумма:

- температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор;
- нагрева охлаждающей воды в конденсаторных трубках;
- температурного напора на выходе из конденсатора.

Процесс конденсации пара

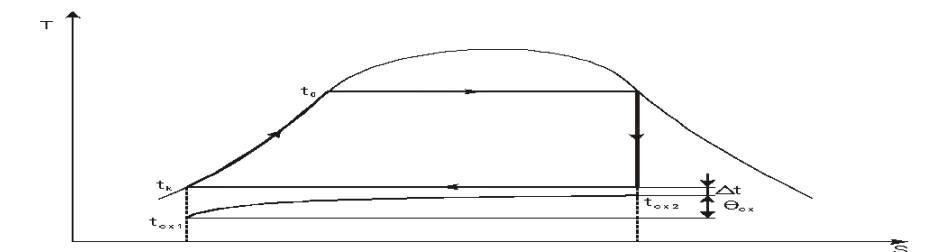


обобщенный цикл Карно - abcdgf
цикл Ренкина - abcde
цикл Ренкина с регенеративным
подогревом - abcdgf

А - цикл Ренкина и обобщенный цикл Карно
для насыщенного пара

Замкнутость пароводяного цикла электростанций
предопределяет необходимость конденсации всего расхода
пара, проработавшего в турбине.

Процесс конденсации происходит
вследствие отдачи охлаждающей
среде теплоты конденсации пара,
равной теплоте парообразования.



Б - процесс конденсации пара и нагрева охлаждающей воды
в конденсаторе

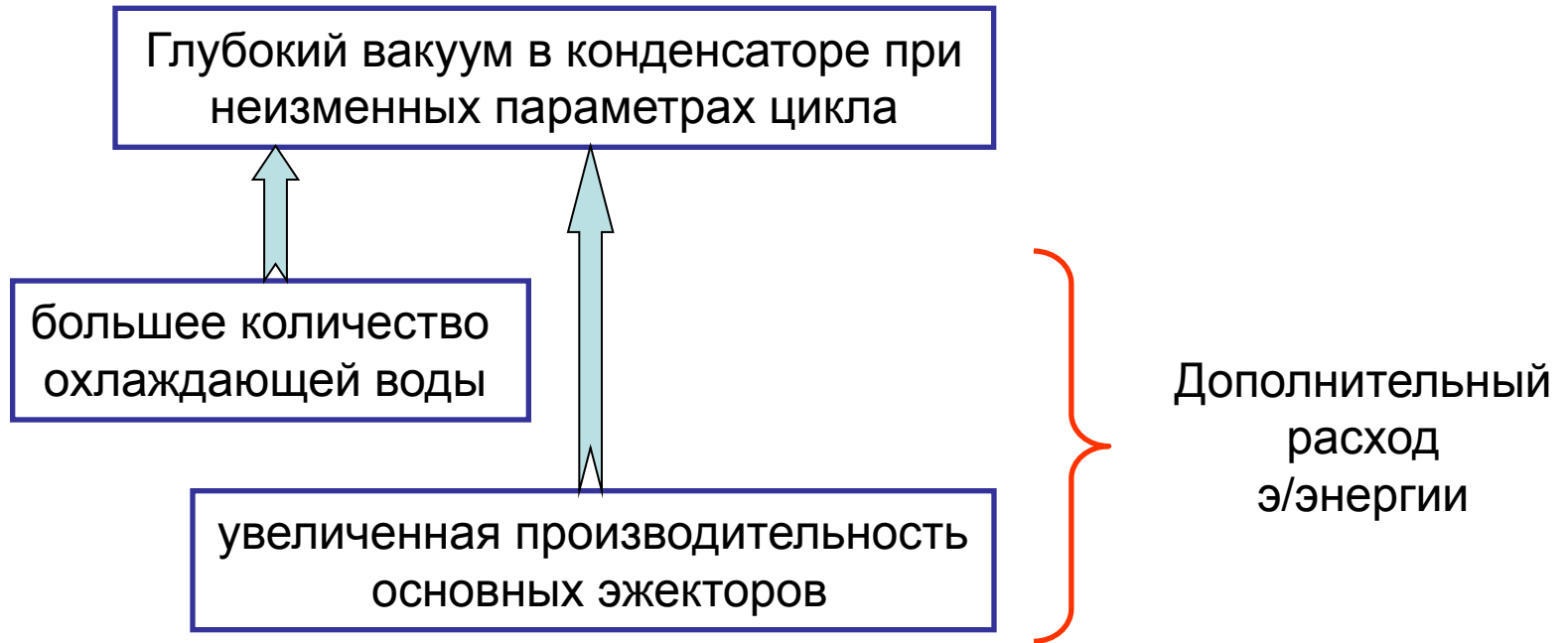
Характеристики водяного пара таковы, что,
добиваясь расширения пара в турбине до
давлений, меньших атмосферного, можно
увеличить срабатываемый теплотерепад в
турбине на 25 - 30 % в зависимости от
начальных параметров пара.

Теплосиловой процесс конденсации пара и нагрева
охлаждающей воды в конденсаторе

Рис. 2.1

Приближенная численная зависимость термического КПД
паротурбинной установки от конечного давления пара такова, что
изменение вакуума на $0,01 \text{ кг/см}^2$ приводит к изменению экономичности
более чем на 1 %.

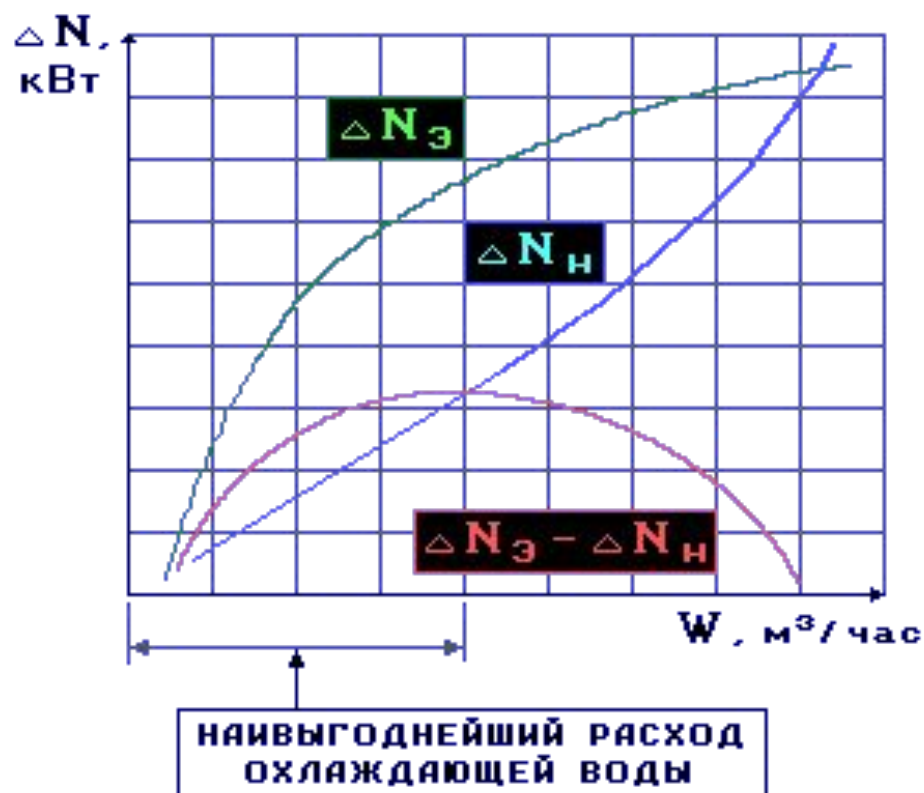
Предельный и экономический вакуум



Экономический вакуум - давление в конденсаторе, при котором в заданном режиме работы турбоустановки достигается наибольшая ее экономичность.

Предельный вакуум характерен перерасходом электроэнергии на привод циркуляционных насосов и ростом напряжений изгиба в рабочих лопатках последней ступени турбины.

При определенных условиях расход энергии на циркуляционные насосы и эжектора может полностью покрыть или даже превысить прирост энергии.

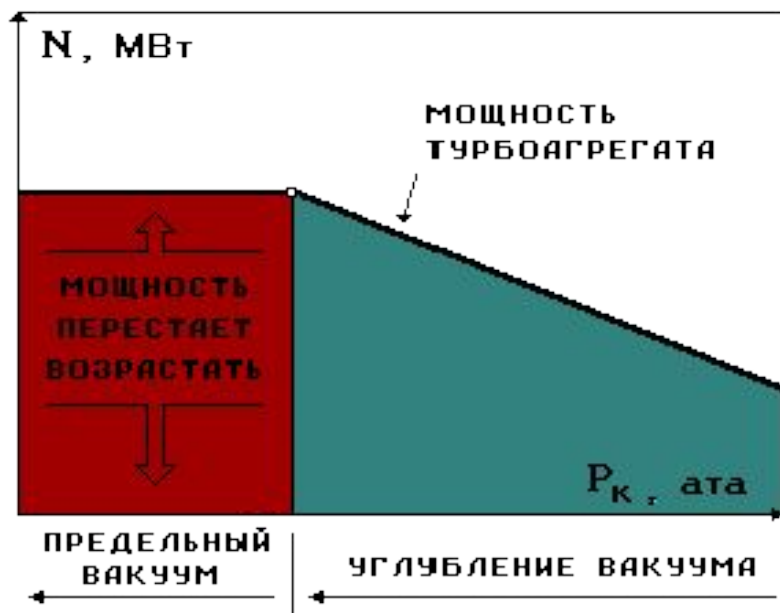


к нулю выгоду от
углубления вакуума



ЭКОНОМИЧНОСТЬ
турбоустановки

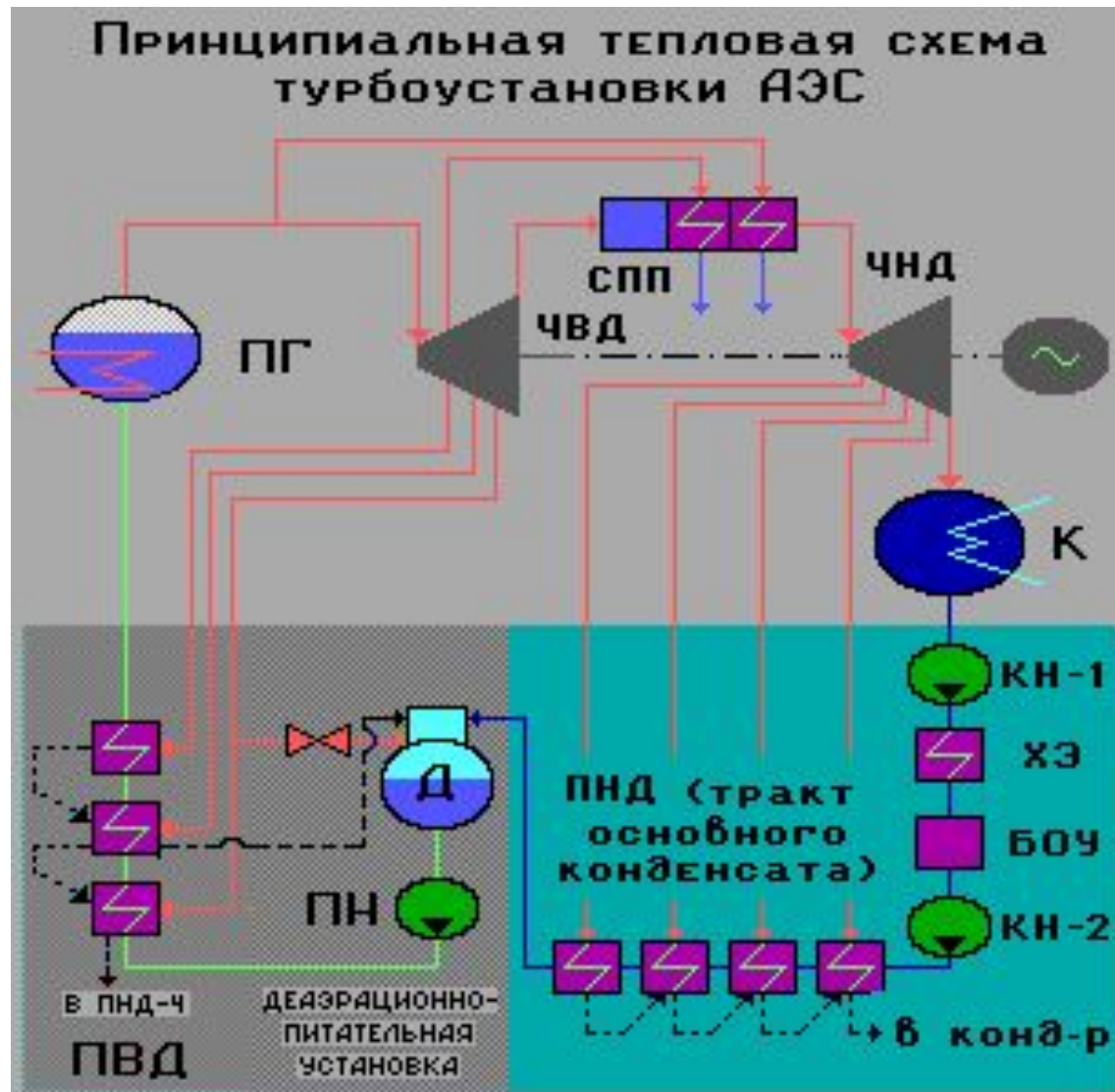
Предельный вакуум характерен перерасходом электроэнергии на привод циркуляционных насосов и ростом напряжений изгиба в рабочих лопатках последней ступени турбины.



КОНЕЦ РАЗДЕЛА

Раздел 5. Система регенеративного подогрева

Тепловая схема турбоустановки



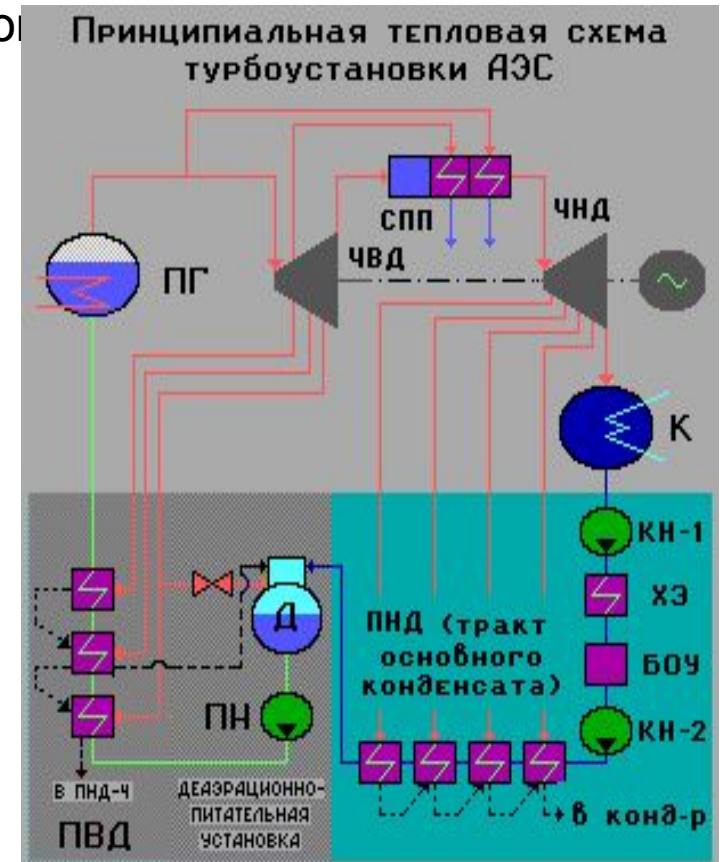
Назначение системы регенеративного подогрева

Система регенеративного подогрева предназначена для:

подогрева основного конденсата в подогревателях низкого давления и питательной воды в подогревателях высокого давления паром из отборов турбины с минимальным недогревом до температуры насыщения при давлении пара, равном давлению в камере отбора турбины к соответствующему подогревателю;

отвода конденсата греющего пара из корпусов подогревателей и поддержание заданного уровня КГП в корпусах;

отсоса воздуха при пуске блока, а также неконденсирующихся газов в процессе работы из парового пространства корпусов подогревателей.



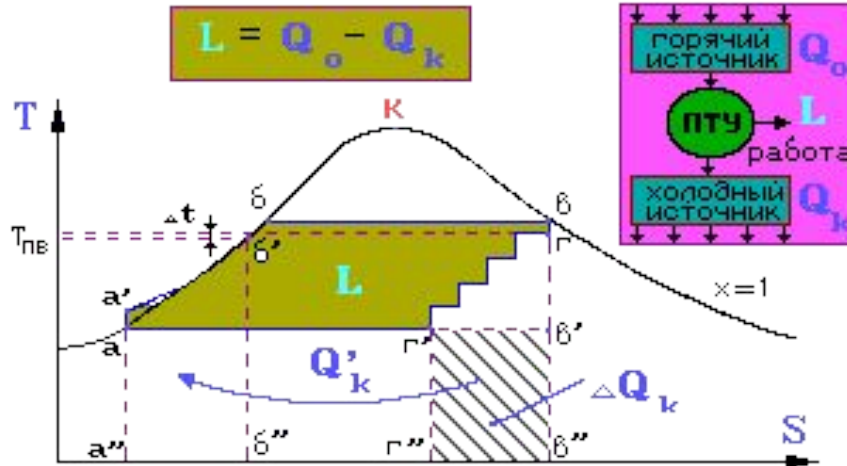
Решаемые задачи

Система регенеративного подогрева обеспечивает решение следующих задач:

- питание паром отборов турбины регенеративных подогревателей и подогрев в них основного конденсата (питательной воды);
- отвод конденсата греющего пара из подогревателей;
- поддержание заданного уровня конденсата греющего пара в корпусах подогревателей;
- удаление воздуха из корпусов подогревателей;
- защиту турбины от попадания пароводяной среды из подогревателей.

Термодинамическая эффективность регенеративного подогрева

Цикл ПТУ насыщенного пара в TS диаграмме



Площадь а"а в"в" - потеря тепла в холодном источнике без регенерации.

Площадь а"а г'г" - потеря тепла в холодном источнике с регенерацией.

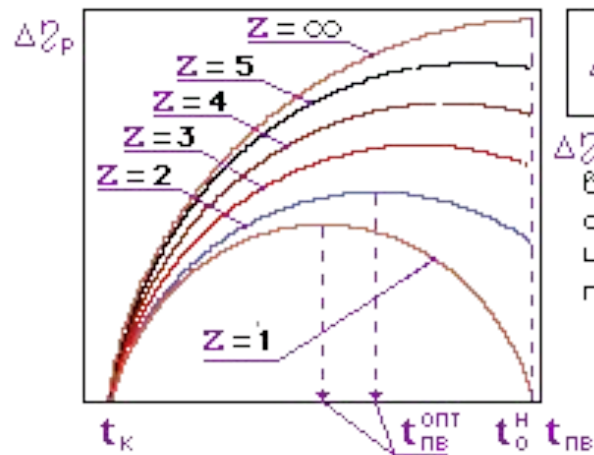
Площадь $\Gamma''\Gamma'V B''$ - кол-во тепла, отданное греющим паром питательной воде.

Площадь $a''a'b'b''$ - кол-во тепла, сообщенного в регенеративной системе питательной воде (пл. $\Gamma'\Gamma''VV'' = \text{пл. } a''a'b'b''$).

Площадь $\Gamma''\Gamma'V'V''$ - $D\Delta Q$ - сокращение потери в холодном источнике.

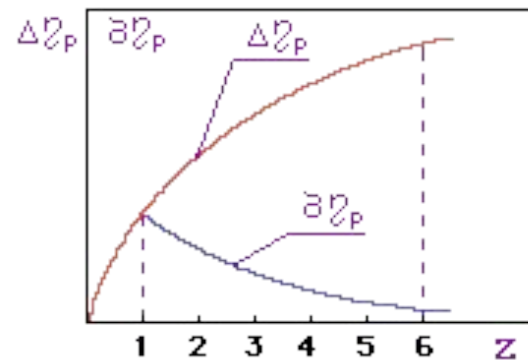
- ✓ уменьшает расход пара на последние ступени турбины
- ✓ уменьшение требуемой длины лопаток последней ступени

Распределение подогрева по ступеням



$$\Delta \eta_p = \frac{\eta_{IP} - \eta_{IK}}{\eta_{IP}^{max} - \eta_{IK}}$$

$\Delta \eta_p$ — общее повышение КПД по сравнению с циклом без регенерации.



$$\Delta \eta_p = \frac{\eta_{IP} - \eta_{IK}}{\eta_{IP}^{max} - \eta_{IK}}$$

$\Delta \eta_p$ — общее повышение КПД по сравнению с циклом без регенерации;

$\partial \eta_p$ — повышение КПД от одной дополнительной ступени подогрева.

Зависимость выигрыша от регенерации, от температуры питательной воды и числа регенеративных подогревателей (при равномерном распределении нагрева по ступеням).

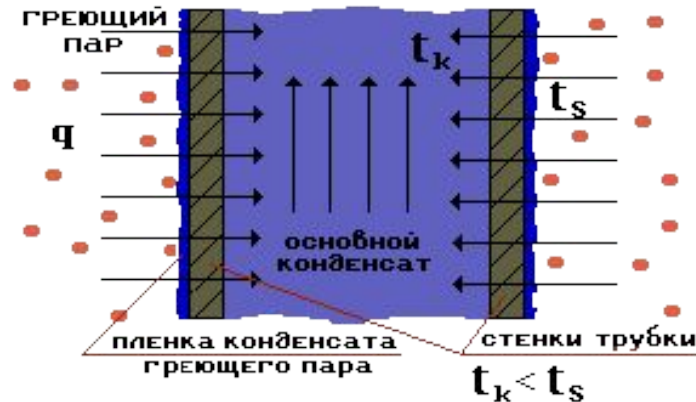
Зависимость выигрыша от регенерации, от числа ступеней подогрева.

Максимальный выигрыш в КПД дает регенеративный подогрев с бесконечно большим числом ступеней, так как в этом случае цикл ПТУ приближается к предельному регенеративному циклу Карно.

Оптимальное число регенеративных подогревателей выбирается на основании технико-экономических расчетов и для ПТУ ТЭС и АЭС обычно не превышает 7-9 (включая деаэратор).

Поверхностные и смешивающие подогреватели

Процесс в поверхностном подогревателе



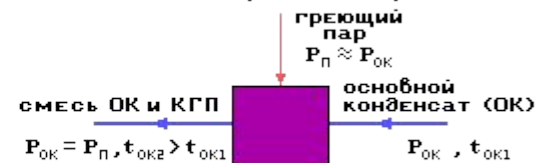
Процесс в смешивающем подогревателе



Условное обозначение поверхностного подогревателя



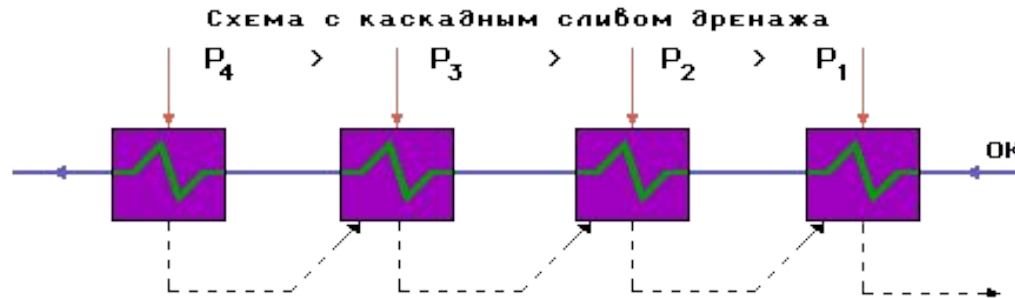
Условное обозначение смешивающего подогревателя



Схемы включения поверхностных подогревателей

По способу использования конденсата горячего пара схемы с поверхностными подогревателями делятся на:

- схемы с каскадным сливом дренажа;
- схемы с дренажными насосами;
- комбинированные схемы.



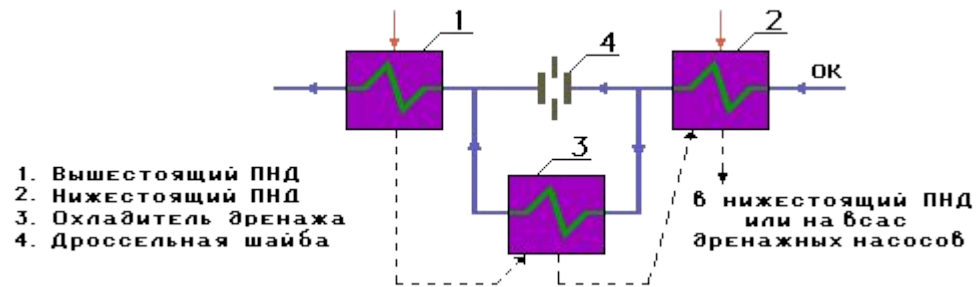
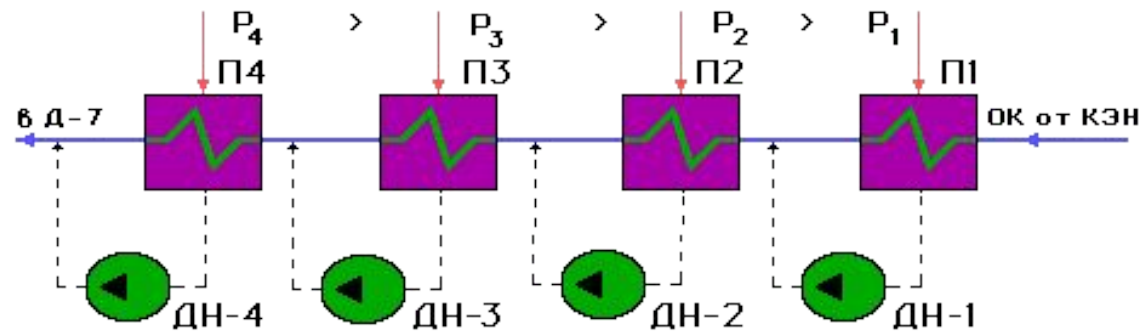
Преимущества такой схемы:

- 1) простота (отсутствуют дренажные насосы и их обвязка);
- 2) 100% конденсата проходят через БОУ, что очень важно с точки зрения водно-химического режима.

Недостатки схемы каскадного слива:

- 1) дополнительный "горячий" поток в конденсатор (возрастают потери тепла);
- 2) из-за уменьшения расходов пара в отборы перегружаются лопатки последней ступени турбины;

Схема с дренажными насосами



КОНЕЦ РАЗДЕЛА