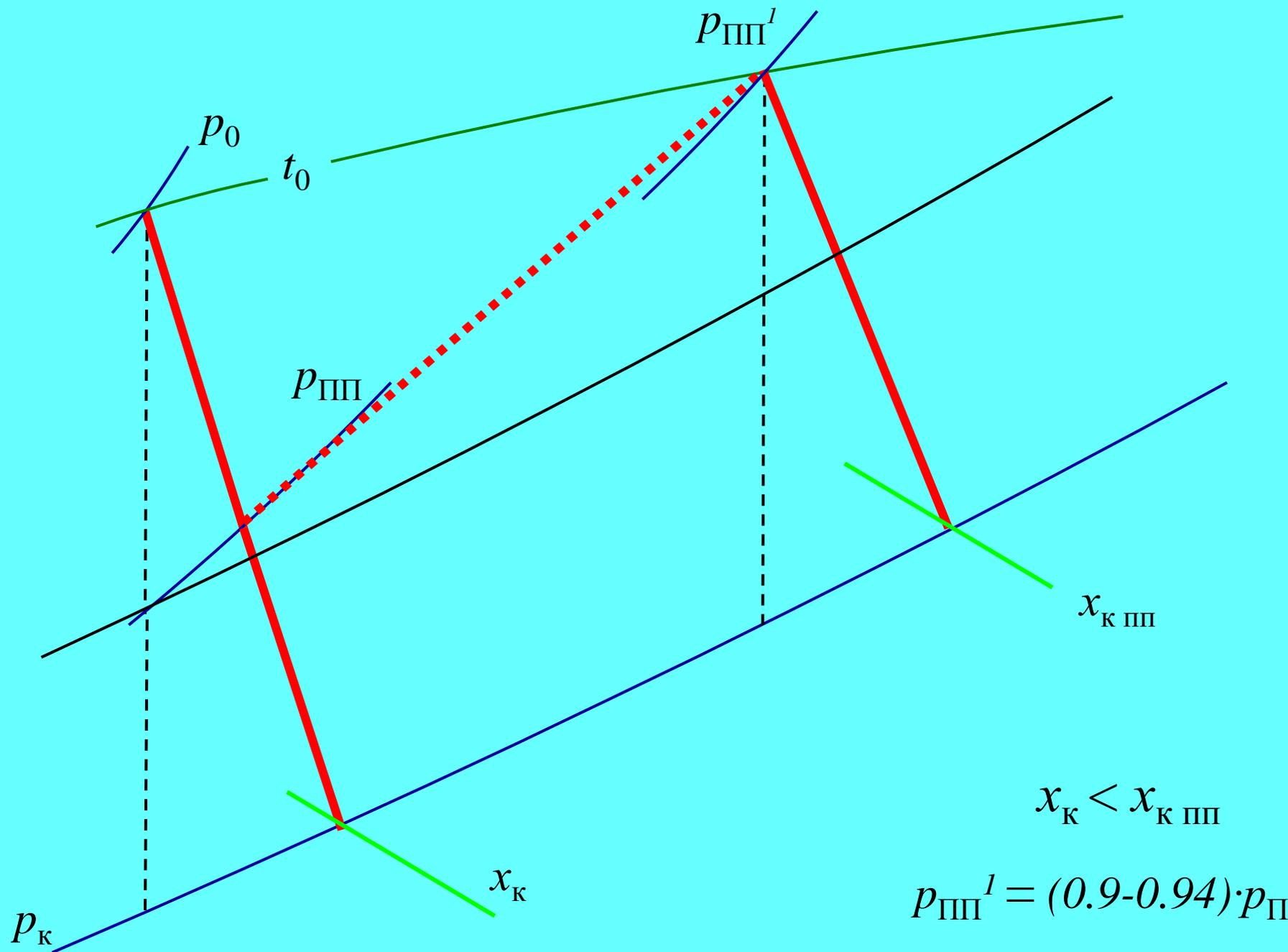


ПРОМПЕРЕГРЕВ НА ТЭС И АЭС



Термический КПД

$$\eta_t = \frac{H_0^{\text{ЧВД}} + H_0^{\text{ЧНД}}}{h_0 - h'_K + h_{\text{III}}^{\Gamma} - h_{\text{III}}^X}$$

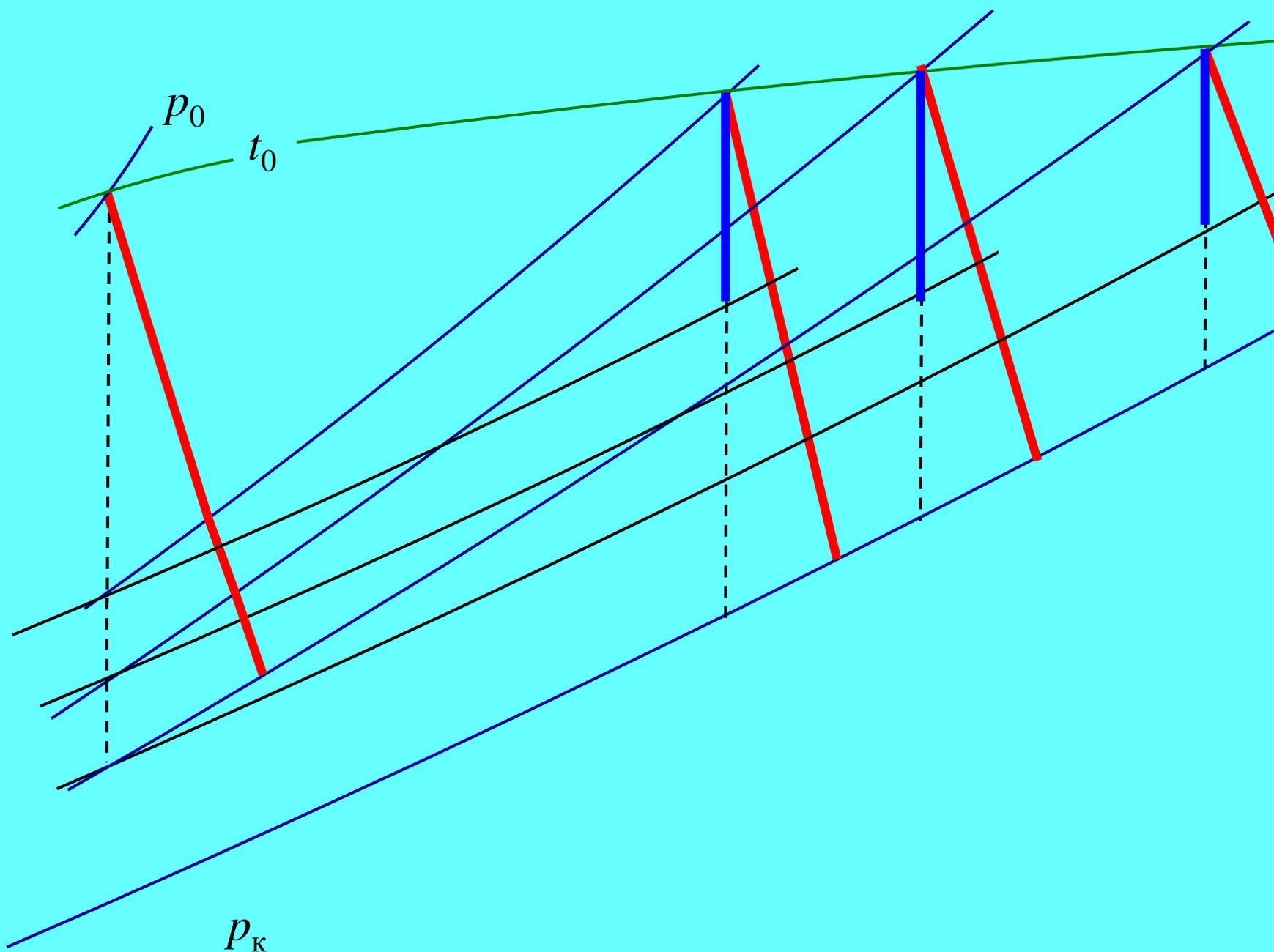
$$\Delta h_{\text{III}} = h_{\text{III}}^{\Gamma} - h_{\text{III}}^X$$

Влияние Рпп на экономичность.

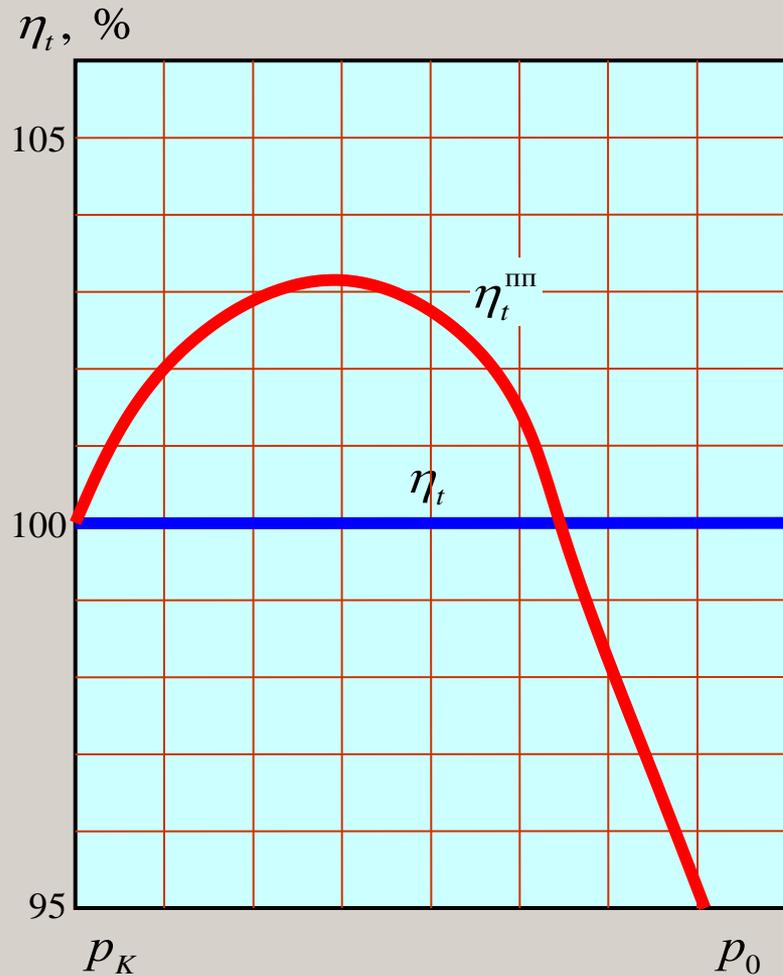
1. Затраты теплоты пара на перегрев пара в промежуточном пароперегревателе с уменьшением давления пара всегда увеличиваются:

$$\Delta h_{III} = h_{III}^{\Gamma} - h_{III}^X \quad - \uparrow$$

2. Располагаемый теплоперепад с уменьшением давления пара в промежуточном пароперегревателе от начального к конечному сначала увеличивается, затем, начиная с какого-то давления, падает.



Параметры промежуточного перегрева пара



Оптимальное значение давления промежуточного перегрева можно определить вариантными расчетами.

При одноступенчатом промежуточном перегреве

$$p_{III} = (0,15 \dots 0,20) p_0$$

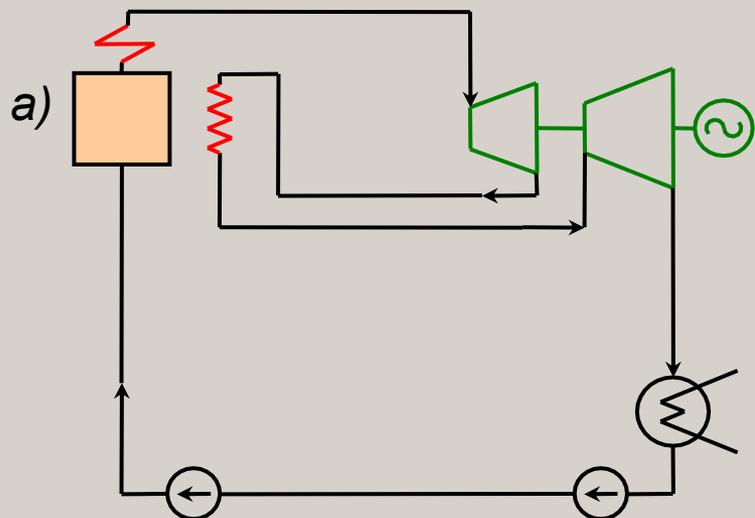
При двухступенчатом

$$p_{III}^I = (0,25 \dots 0,30) p_0$$

$$p_{III}^{II} = (0,25 \dots 0,30) p_{III}^I = \\ = (0,06 \dots 0,09) p_0$$

p_{III}

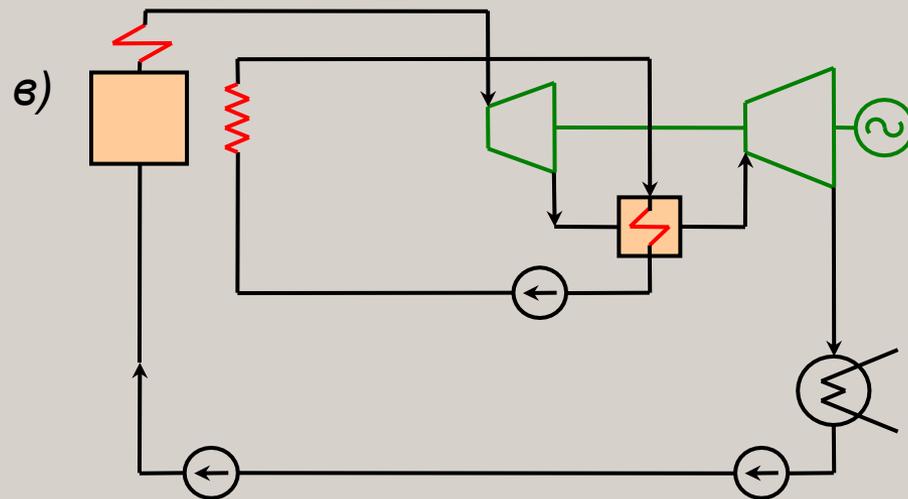
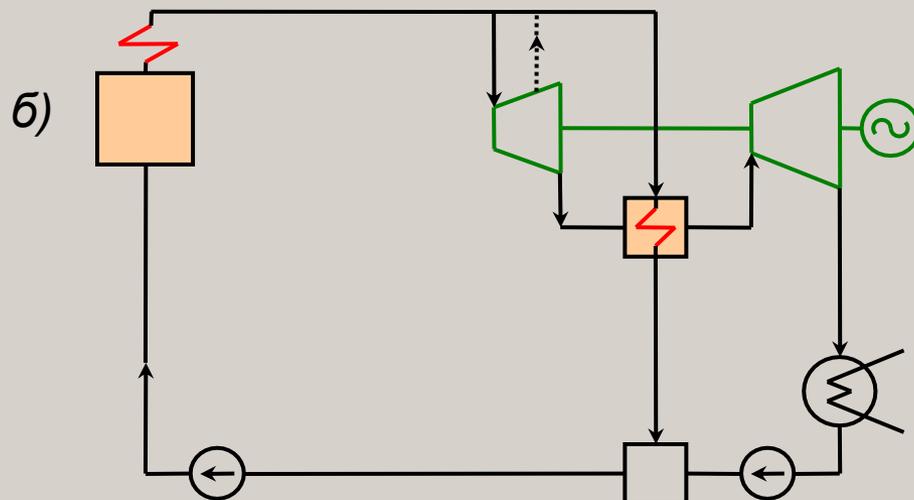
Возможные способы осуществления промежуточного перегрева на ТЭС.



а – газовый промежуточный перегрев;

б – перегрев острым паром или паром из отбора турбины

в – перегрев промежуточным теплоносителем



Сепарация и промперегрев на АЭС

ПТУ насыщенного пара не могут использовать цикл Ренкина в его исходном виде.

В процессе расширения насыщенного пара в турбине его влажность непрерывно увеличивается и достигает значений, недопустимых *по условиям эрозионного износа проточной части*.

Назначение:

1. Повысить степень сухости (уменьшить влажность) в последних ступенях турбины. Благодаря этому растет η_{oi} турбины.
2. В циклах насыщенного пара введение ПП приводит к снижению термического КПД.

Промежуточная сепарация.

При $p_0 > 4$ МПа влажность пара в допустимых пределах можно поддерживать только за счет:

- двукратной сепарации
- последовательных сепарации и промежуточного перегрева пара

Промежуточный перегрев пара после сепарации осуществляют за счет теплоты конденсации части свежего пара (паропаровой промперегрев) в поверхностном теплообменнике (пароперегревателе) в связи с этим температура пара после промежуточного перегрева будет меньше начальной температуры греющего свежего пара на значение температурного напора Δt .

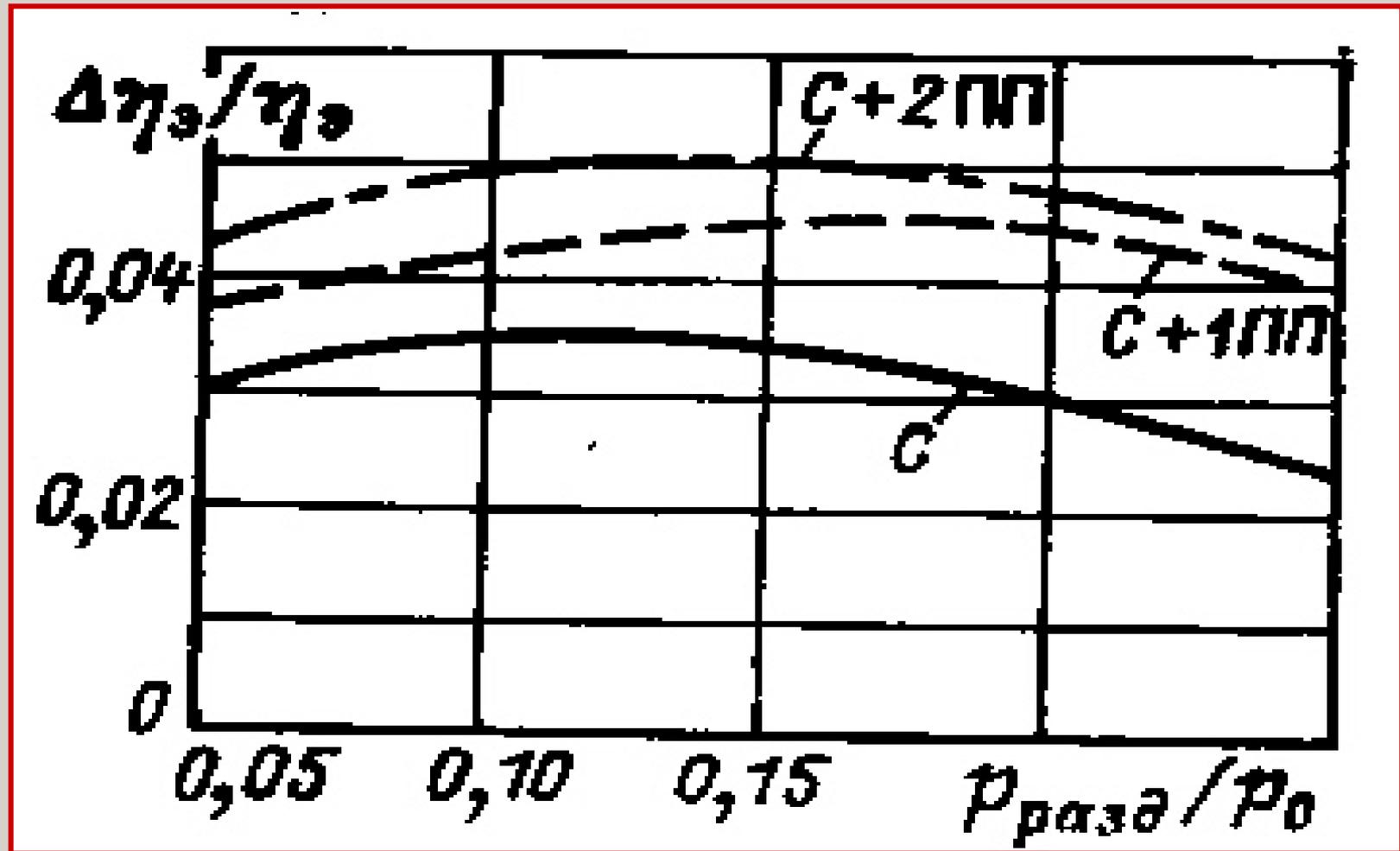
На АЭС с БН-600 ПП осуществляют в парогенераторе за счет теплоты теплоносителя

КПД цикла с промежуточными сепарацией и паровым перегревом пара оказывается меньшим, чем для цикла только с промежуточной сепарацией.

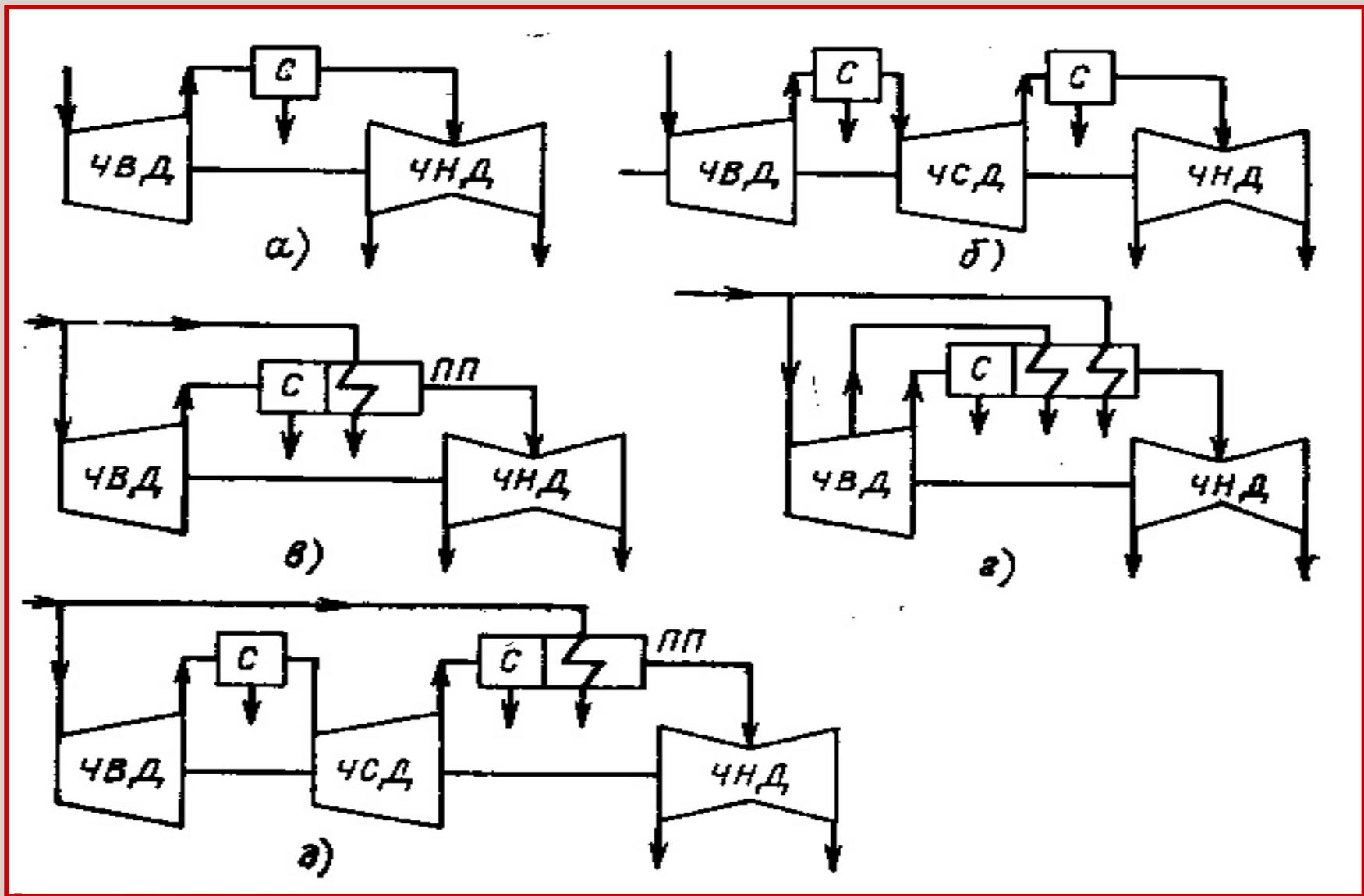
Это объясняется снижением средней температуры подвода теплоты в цикле из-за наличия температурного напора в пароперегревателе Δt .

Таким образом, КПД цикла с промежуточными сепарацией и перегревом пара оказывается меньшим, чем для цикла без промежуточных сепарации и перегрева пара. Но, как уже было сказано выше, невозможно осуществление цикла без сепарации и перегрева при давлении в холодном источнике 0,005 МПа. Поэтому такое прямое сопоставление неправомерно. Цикл с сепарацией и промежуточным перегревом надо сопоставлять с циклом при их отсутствии при допустимой конечной влажности.

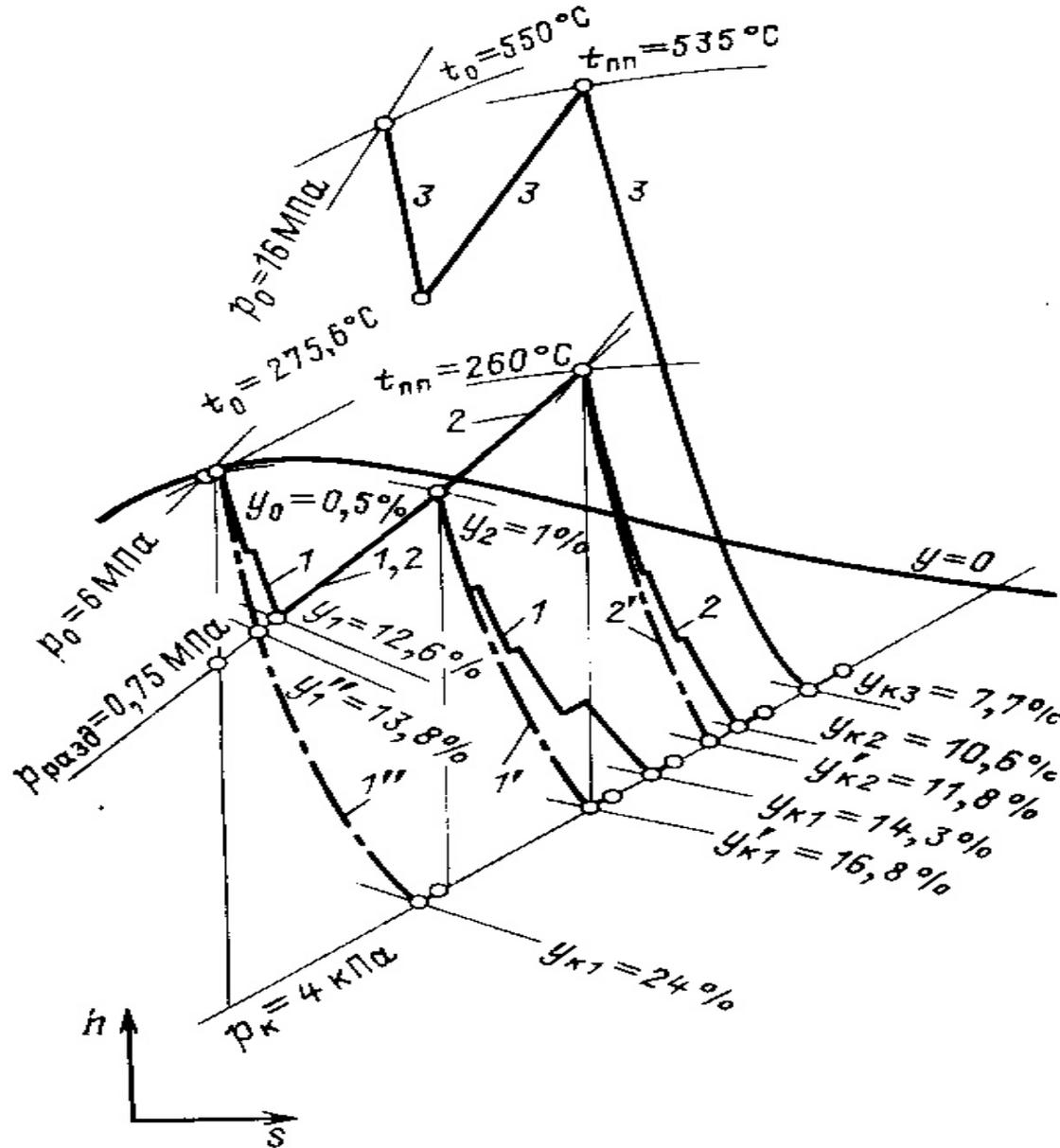
Влияние разделительного давления на КПД турбинной установки



Внешняя сепарация и промпрегрев пара в турбинных установках насыщенного пара.



Процесс расширения пара в турбинах в h_s - диаграмме



РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Основные вопросы.

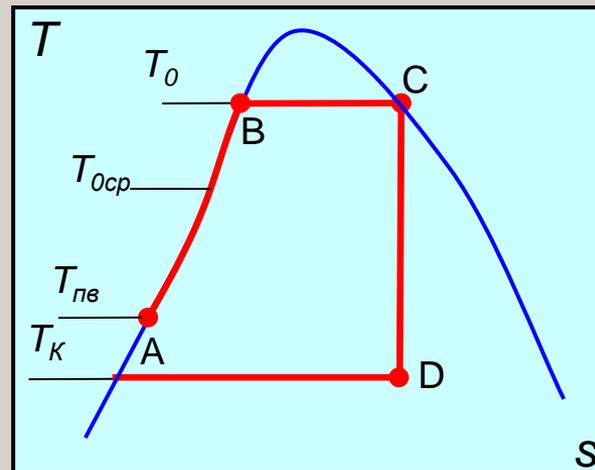
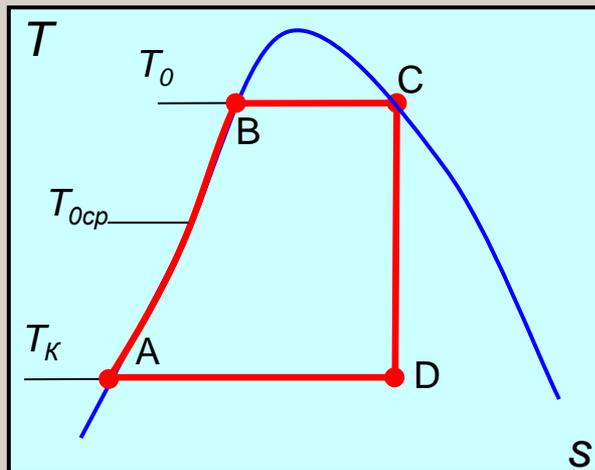
- теоретический и предельные циклы с регенерацией теплоты;
- реализация регенеративного подогрева в паротурбинных установках;
- определение показателей тепловой экономичности в циклах с РППВ;
- типы регенеративных подогревателей и схемы их включения;
- влияние РППВ на экономичность ПТУ

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ И ПРЕДЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ

Теоретический и предельные циклы с регенерацией теплоты

Для повышения экономичности цикла паротурбинной установки необходимо увеличивать **среднюю температуру подвода теплоты** в цикле.

Поэтому большое значение имеет повышение температуры питательной воды, т.е. **температуры, с которой начинается подвод теплоты в цикле.**

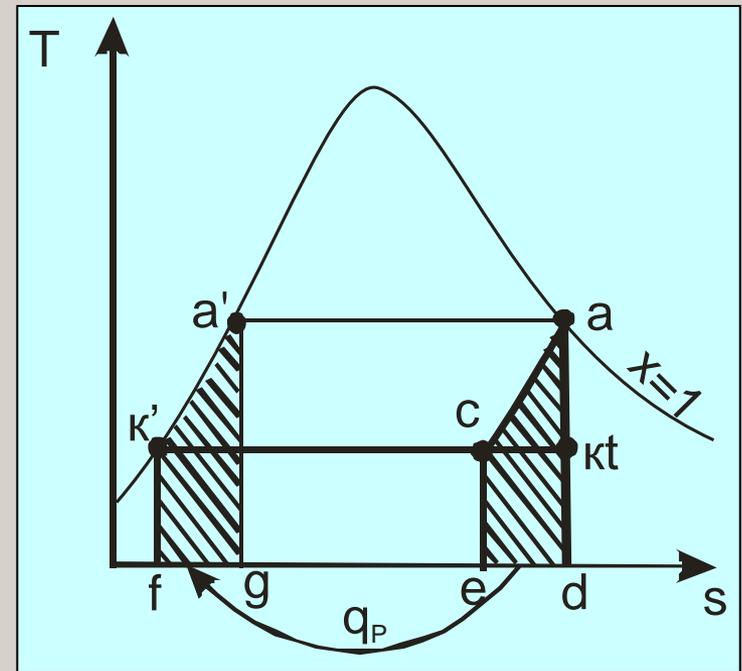


Этого можно достичь, если применить принцип **регенерации теплоты.**

Теоретический и предельные циклы с регенерацией теплоты

Под **регенерацией** в тепловых циклах понимают использование теплоты рабочего тела, **совершившего механическую работу**, на другом участке цикла.

Наиболее подходящим для осуществления регенерации является участок нагрева питательной воды.



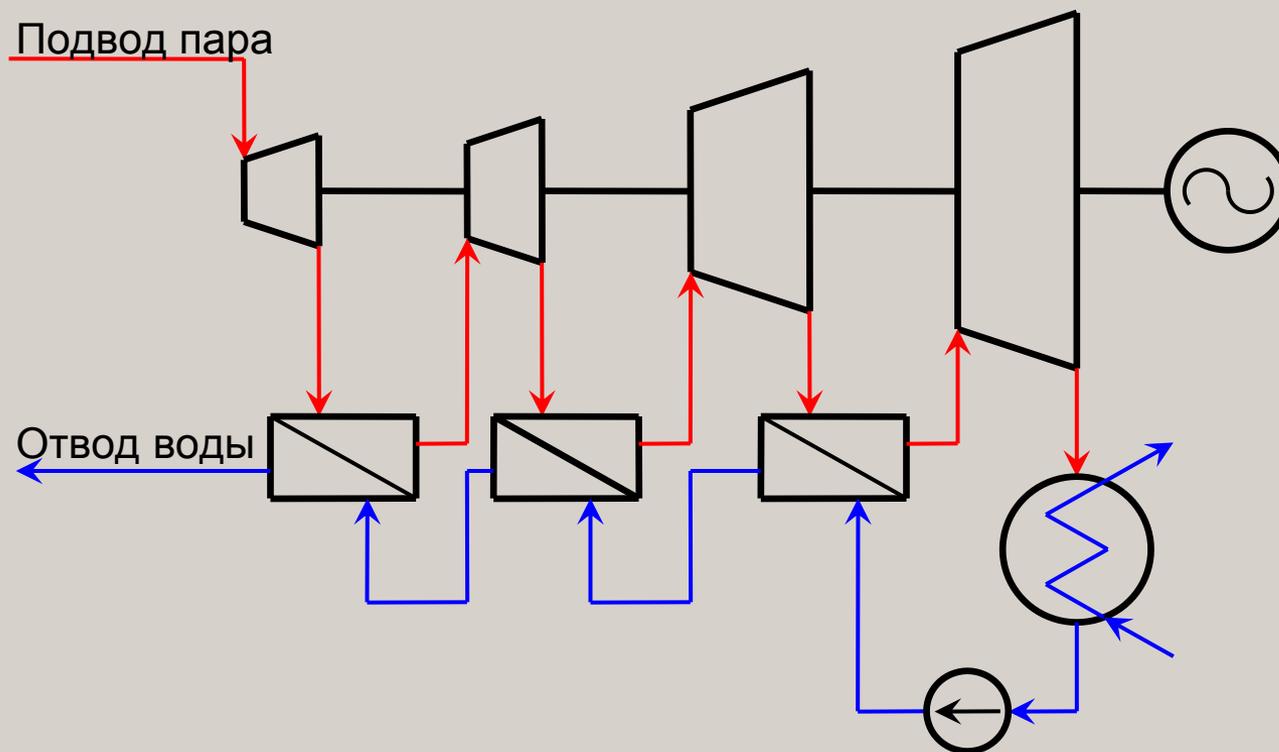
Теоретический и предельные циклы с регенерацией теплоты

Выгода от применения регенерации заключается:

- в снижении термодинамической необратимости процесса подвода теплоты;
- в снижении потерь теплоты в холодном источнике.

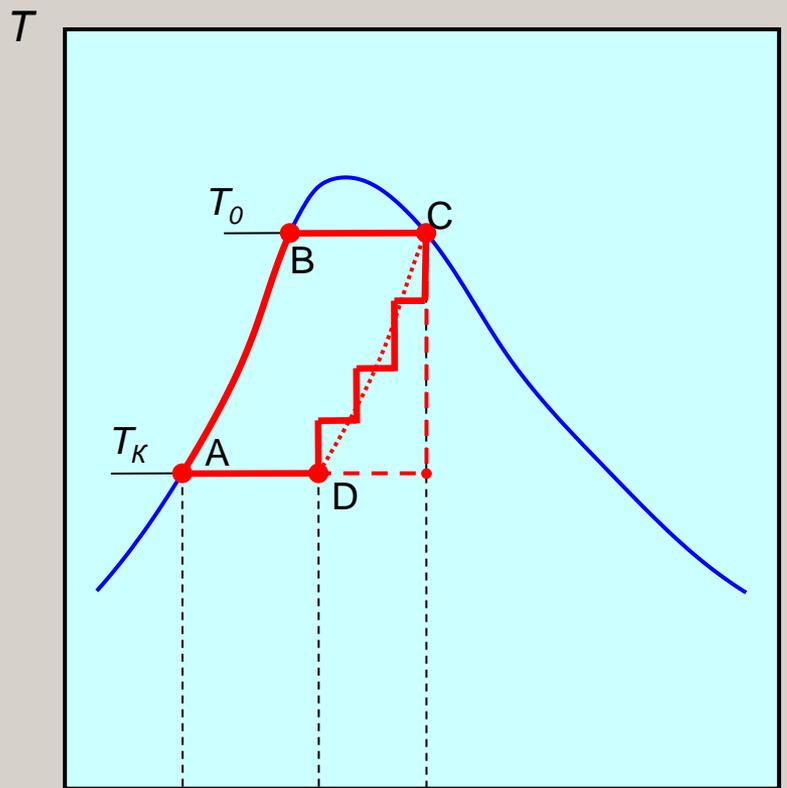
Теоретическим регенеративным циклом называется цикл в котором регенеративный подогрев ведется всем потоком рабочей среды:

Схема ПТУ, реализующей теоретический регенеративный цикл.



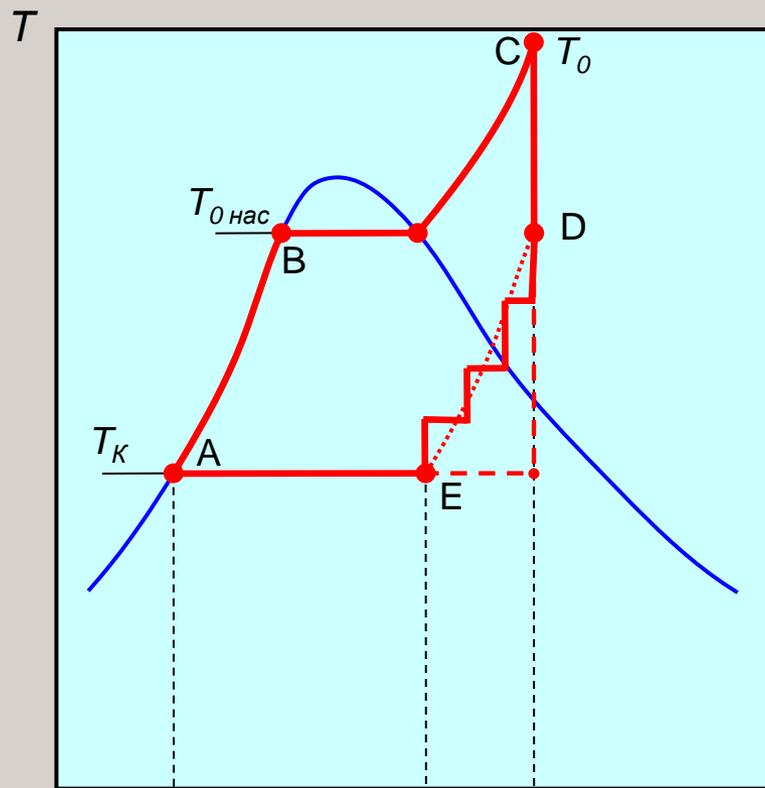
В этой установке регенеративный подогрев ведется всем потоком рабочей среды.

Теоретический регенеративный цикл.



Насыщенный пар

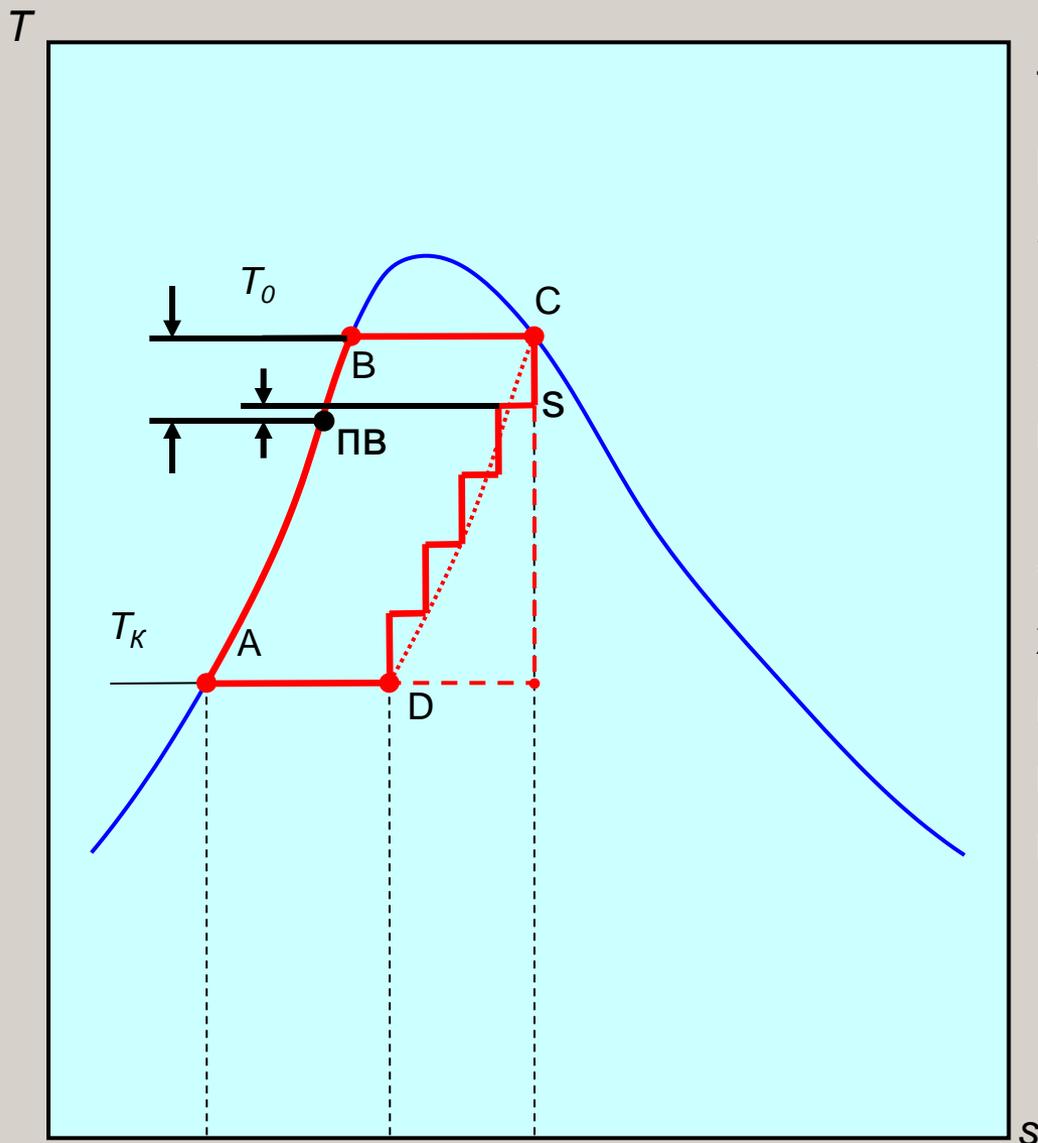
s



Перегретый пар

s

Теоретический регенеративный цикл.

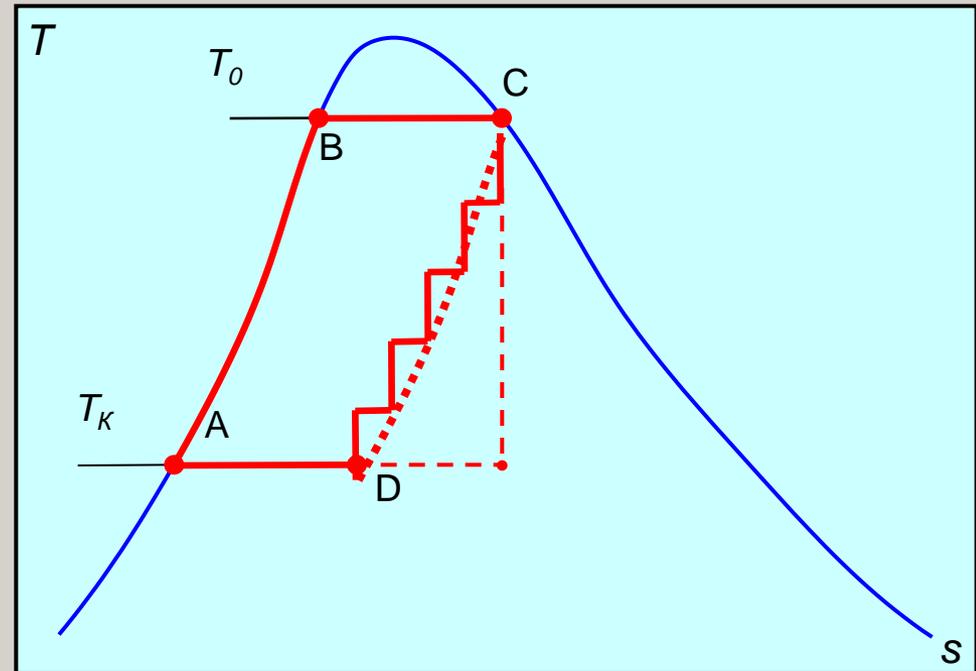


Температура воды после регенеративного подогрева в точке *ПВ* всегда:

- существенно ниже температуры насыщения при давлении p_0 ;
- несколько ниже температуры, характерной для точки *S*, в связи с наличием температурного напора в поверхностных регенеративных подогревателях.

Теоретический предельный регенеративный цикл.

Если число ступеней регенерации будет бесконечно большим и соответственно теплоперепады каждой ступени бесконечно малыми, ломаная линия может быть заменена кривой, близкой к эквидистантной линии подвода теплоты.



Получается цикл с максимально возможной тепловой экономичностью, называемый *предельным регенеративным циклом*.

Значения термического КПД предельного регенеративного цикла и КПД цикла Карно при одинаковых значениях начальной и конечной температуре циклов близки.

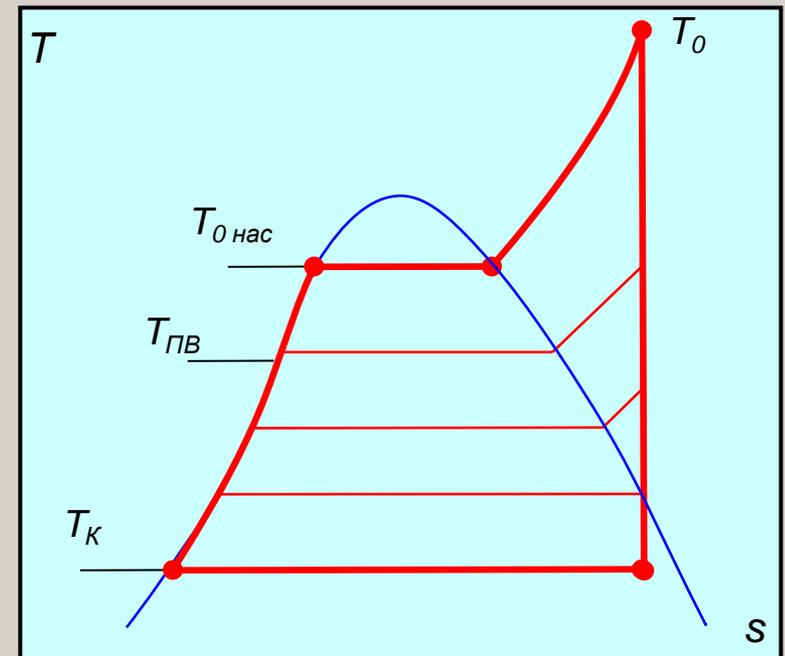
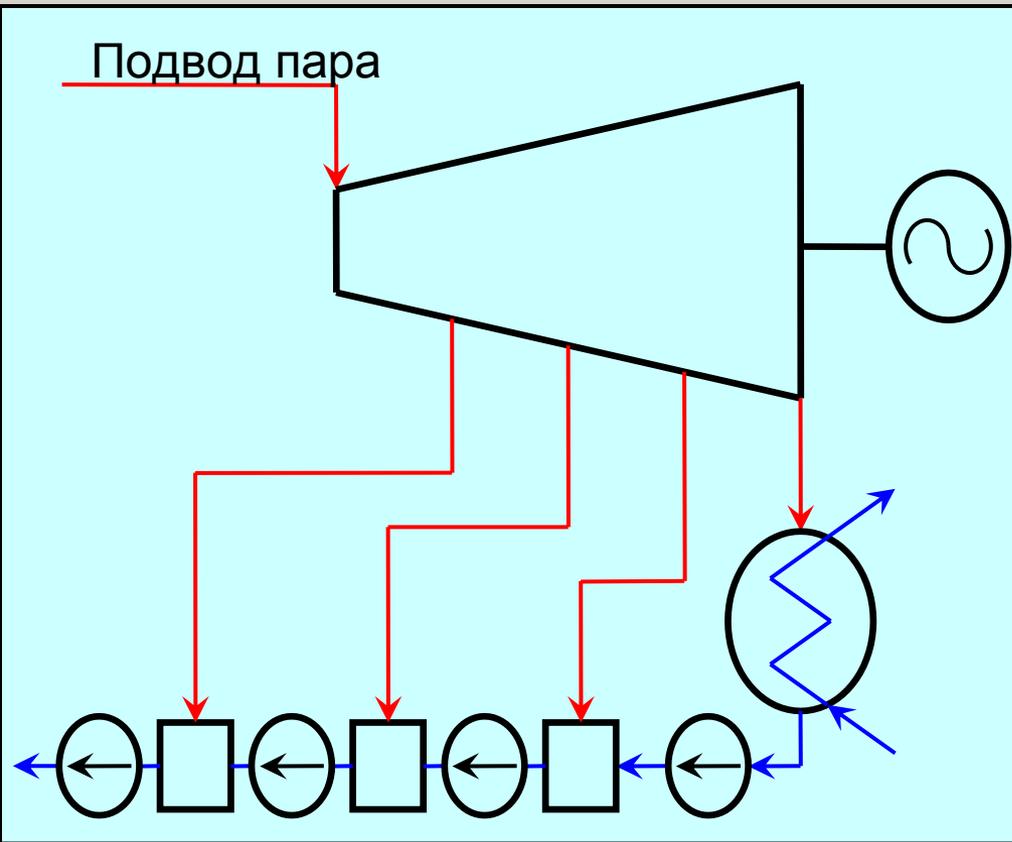
Неосуществимость теоретического регенеративного цикла на практике:

- недопустимая влажность пара в последних ступенях турбины;
- регенеративные подогреватели, проходные сечения отборов и трубопроводов слишком громоздки;
- потери давления в тракте чрезмерно велики.

В реальных ПТУ с регенеративным подогревом питательной воды (РППВ) принцип регенерации реализуется путем подогрева питательной воды в регенеративных пароводяных подогревателях, в которые поступает пар, отбираемый из турбины.

**РЕАЛИЗАЦИЯ
РЕГЕНЕРАТИВНОГО
ПОДОГРЕВА В
ПАРОТУРБИННЫХ
УСТАНОВКАХ**

Схема регенеративного подогрева питательной воды (РППВ).



Эта схема имеет ряд преимуществ:

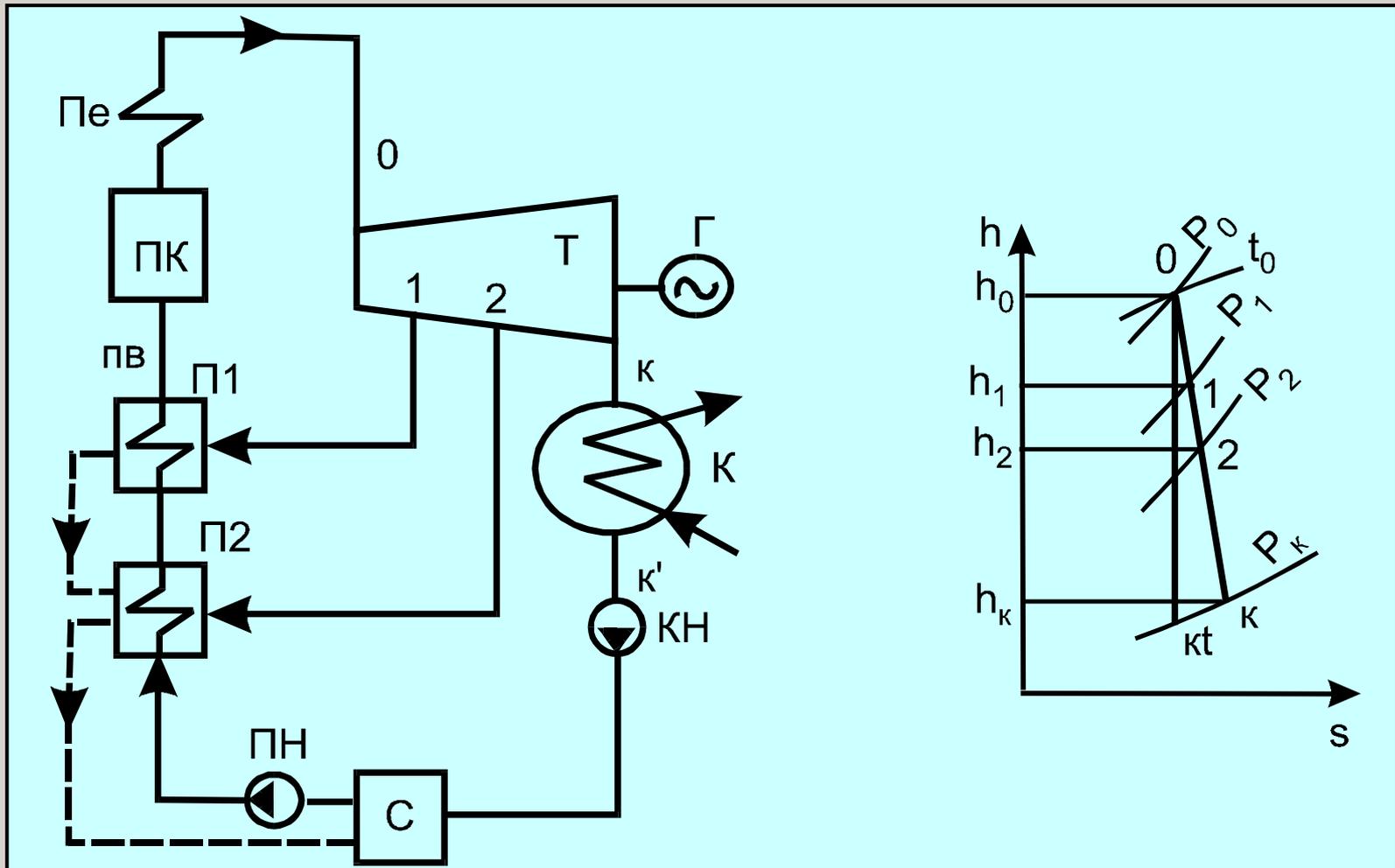
- ❖ упрощаются паропроводы отборного пара;
- ❖ расход пара уменьшается от входа к выходу из турбины, что облегчает конструктивное выполнение первых и последних лопаток турбины;
- ❖ снижается конечная влажность пара в турбине ($y_k = 0,08 - 0,14$), так как влага частично выводится из турбины в подогреватели с отборным паром;
- ❖ уменьшается отвод теплоты в конденсаторе, что облегчает выполнение низкопотенциальной части ТЭС и снижает экологическую нагрузку на окружающую среду.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ
ПОКАЗАТЕЛЕЙ
ТЕПЛОВОЙ
ЭКОНОМИЧНОСТИ В
ЦИКЛАХ С РППВ**

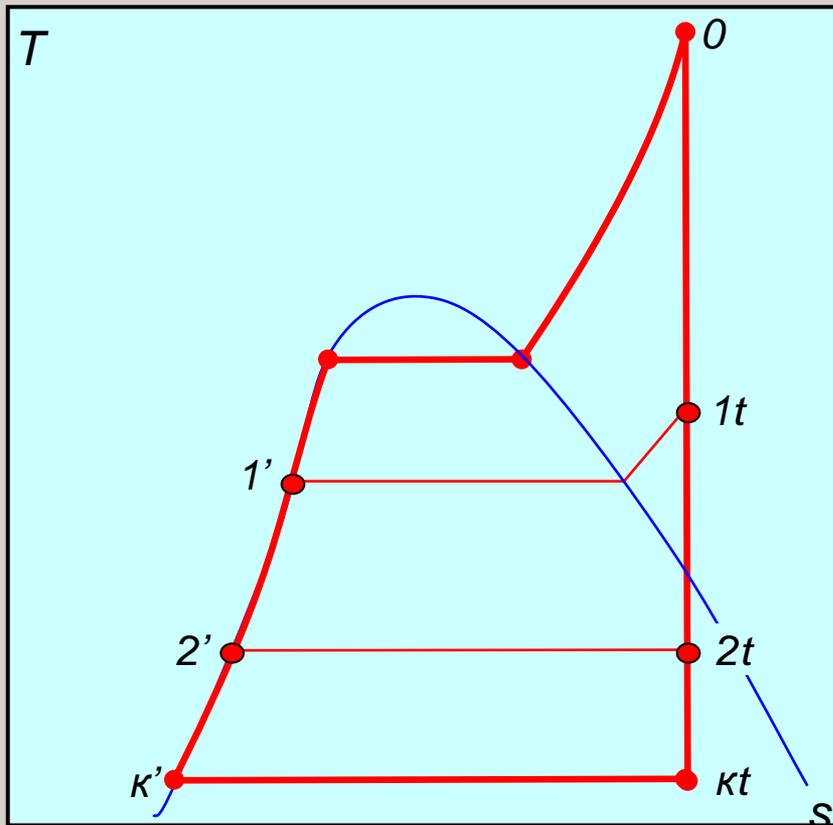
Ступенью РППВ называется совокупность:

- отбора пара
- подогревателя
- паропровода

Паротурбинная установка с двумя ступенями РППВ (схема и процесс в h-s диаграмме).



Цикл с РППВ



- 0-kt – адиабатное расширение пара в турбине, $S=\text{const}$;
- 0-1t – процесс в первом отсеке турбины;
- 1t-2t – процесс во втором отсеке турбины;
- 2t-kt – процесс в третьем отсеке турбины;
- 1t-1' – отвод теплоты от пара в П1, $p_1=\text{const}$;
- 2t-2' – конденсация пара в П2, $p_2=\text{const}$;
- kt-k' – конденсация пара в К, $p_k=\text{const}$;
- k'-0 – подвод тепла к рабочему телу в С, П1, П2 и в котле

Понятие относительного расхода.

Относительным расходом пара называется отношение расхода пара к расходу пара на турбину:

$$\alpha_i = \frac{D_i}{D_0}$$

Тогда относительный расход пара на турбину:

$$\alpha_0 = \frac{D_0}{D_0} = 1$$

Понятие относительного расхода.

Относительный расход пара в конденсатор:

$$\alpha_K = \alpha_0 - \alpha_1 - \alpha_2 = 1 - \alpha_1 - \alpha_2$$

Расход пара в конденсатор меньше, чем в установке без регенерации.

Следовательно, меньше и потеря теплоты в конденсаторе:

$$q_2 = \alpha_K \cdot (h_{kt} - h'_K)$$

Работа 1 кг пара в идеальном цикле с РППВ.

по отсекам турбины:

$$\begin{aligned} l_P &= l_I + l_{II} + l_K = \bar{H}_0^P = \\ &= h_0 - h_{1t} + (1 - \alpha_1) \cdot (h_{1t} - h_{2t}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot (h_{2t} - h_{kt}) = \\ &= h_0 - \alpha_1 \cdot h_{1t} - \alpha_2 \cdot h_{2t} - \alpha_K \cdot h_{kt} \end{aligned}$$

Работа 1 кг пара в реальном цикле с РППВ.

по отсекам с учетом внутренних потерь в турбине:

$$\begin{aligned} l_i^P &= \bar{H}_i^P = \\ &= h_0 - h_1 + (1 - \alpha_1) \cdot (h_1 - h_2) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot (h_2 - h_K) = \\ &= h_0 - \alpha_1 \cdot h_1 - \alpha_2 \cdot h_2 - \alpha_K \cdot h_K \end{aligned}$$

Приведенный теплоперепад для турбины с n отборами.

$$\bar{H}_i^P = h_0 - h_K - \sum_{j=1}^n \alpha_j \cdot (h_j - h_K) = H_i \cdot \left(1 - \sum_{j=1}^n \alpha_j \cdot y_j \right)$$

каждый член суммы означает недовыработку j -го отбора пара, а сама сумма – общую недовыработку из-за того, что пар выходит в отборы с энтальпией, превышающей энтальпию пара в конечной точке расширения

$$\bar{H}_i^P = \alpha_K \cdot (h_0 - h_K) + \sum_{j=1}^n \alpha_j \cdot (h_0 - h_j)$$

Термический КПД цикла с регенерацией.

$$\eta_t^p = \frac{\bar{H}_0^p}{q_1^p} = \frac{\bar{H}_0^p}{h_0 - h_{\text{ПВ}}} = \frac{\alpha_K \cdot (h_0 - h_{kt}) + \sum_{j=1}^n \alpha_j \cdot (h_0 - h_{jt})}{\left(\alpha_K + \sum_{j=1}^n \alpha_j \right) \cdot (h_0 - h_{\text{ПВ}})}$$

Абсолютный внутренний КПД ПТУ с РППВ.

$$\eta_t^p = \frac{\bar{H}_i^p}{q_1^p} = \frac{\bar{H}_i^p}{h_0 - h_{\text{ПВ}}} = \frac{\alpha_K \cdot (h_0 - h_K) + \sum_{j=1}^n \alpha_j \cdot (h_0 - h_j)}{\left(\alpha_K + \sum_{j=1}^n \alpha_j \right) \cdot (h_0 - h_{\text{ПВ}})}$$

Мощность ПТУ с РППВ.

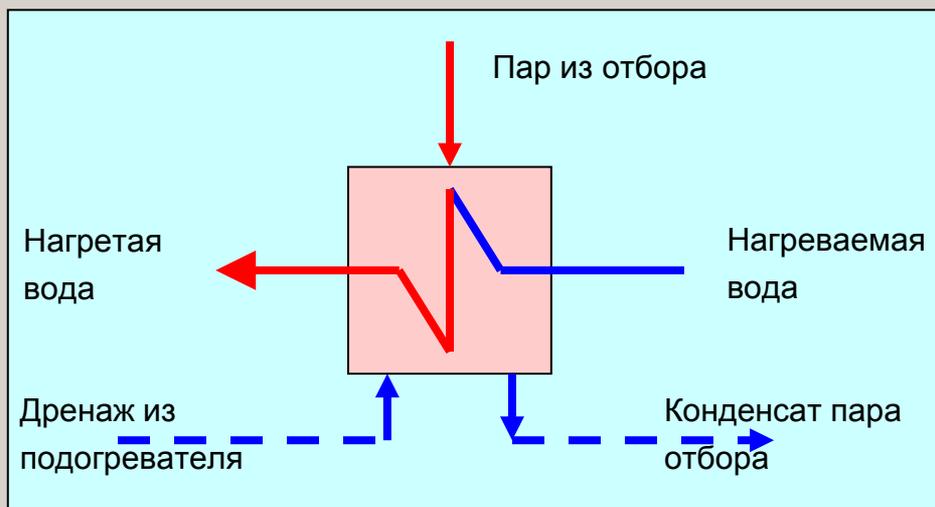
$$N_i = D_0 \cdot \bar{H}_i^p = D_0 \cdot H_i \cdot \left(1 - \sum_{j=1}^n \alpha_j \cdot y_j \right)$$

ТИПЫ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ И СХЕМЫ ИХ ВКЛЮЧЕНИЯ

Типы подогревателей.

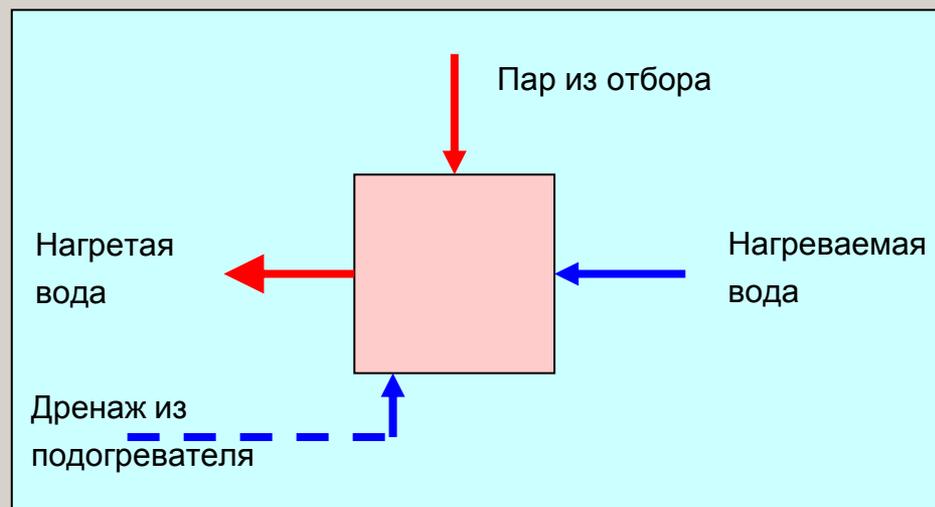
Существует два типа регенеративных подогревателей:

Подогреватели поверхностного типа



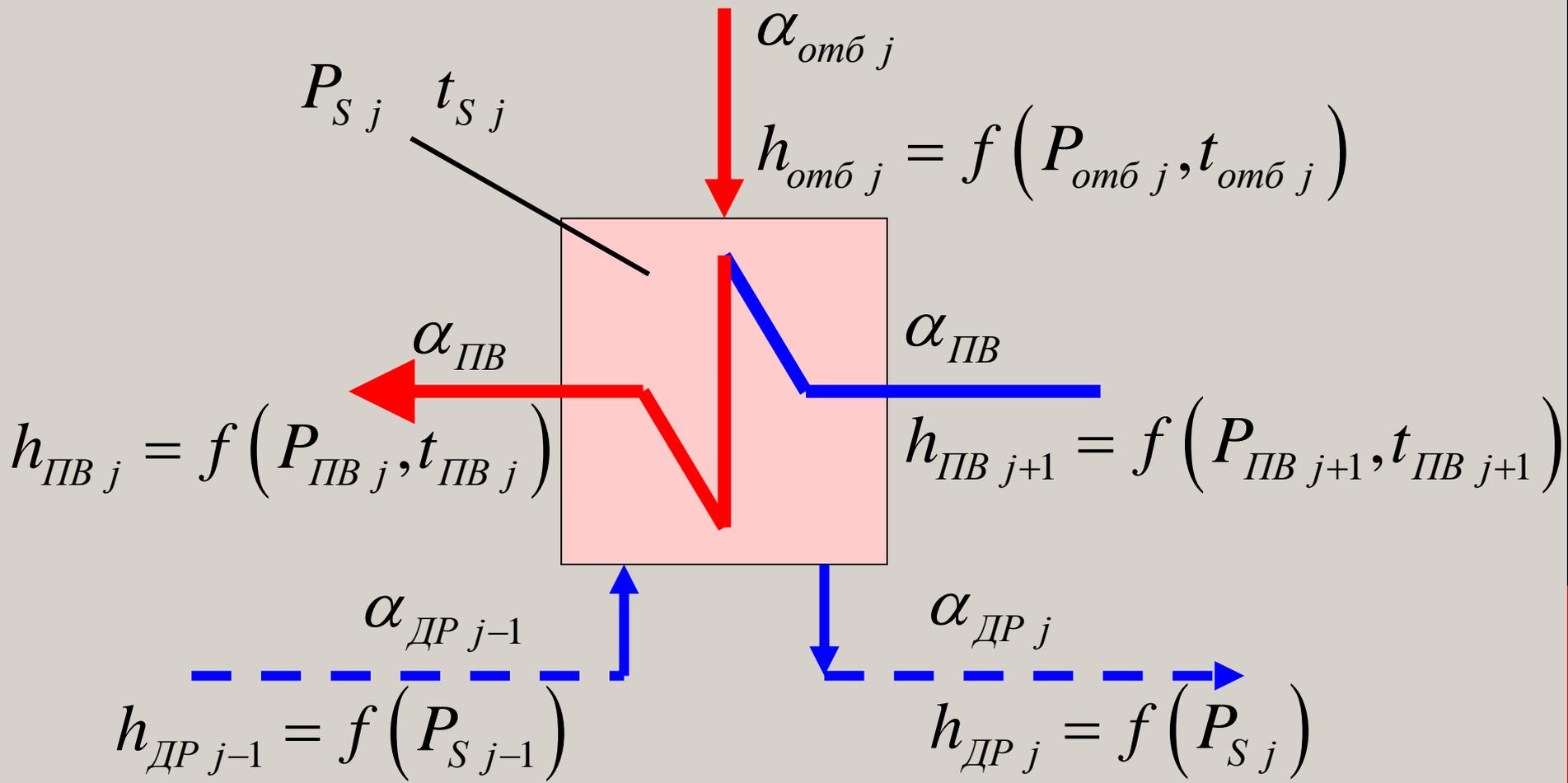
Теплопередача - через поверхность

Подогреватели смешивающего типа



Теплопередача – путем смешивания Потоков

Расчетная схема подогревателя поверхностного типа.

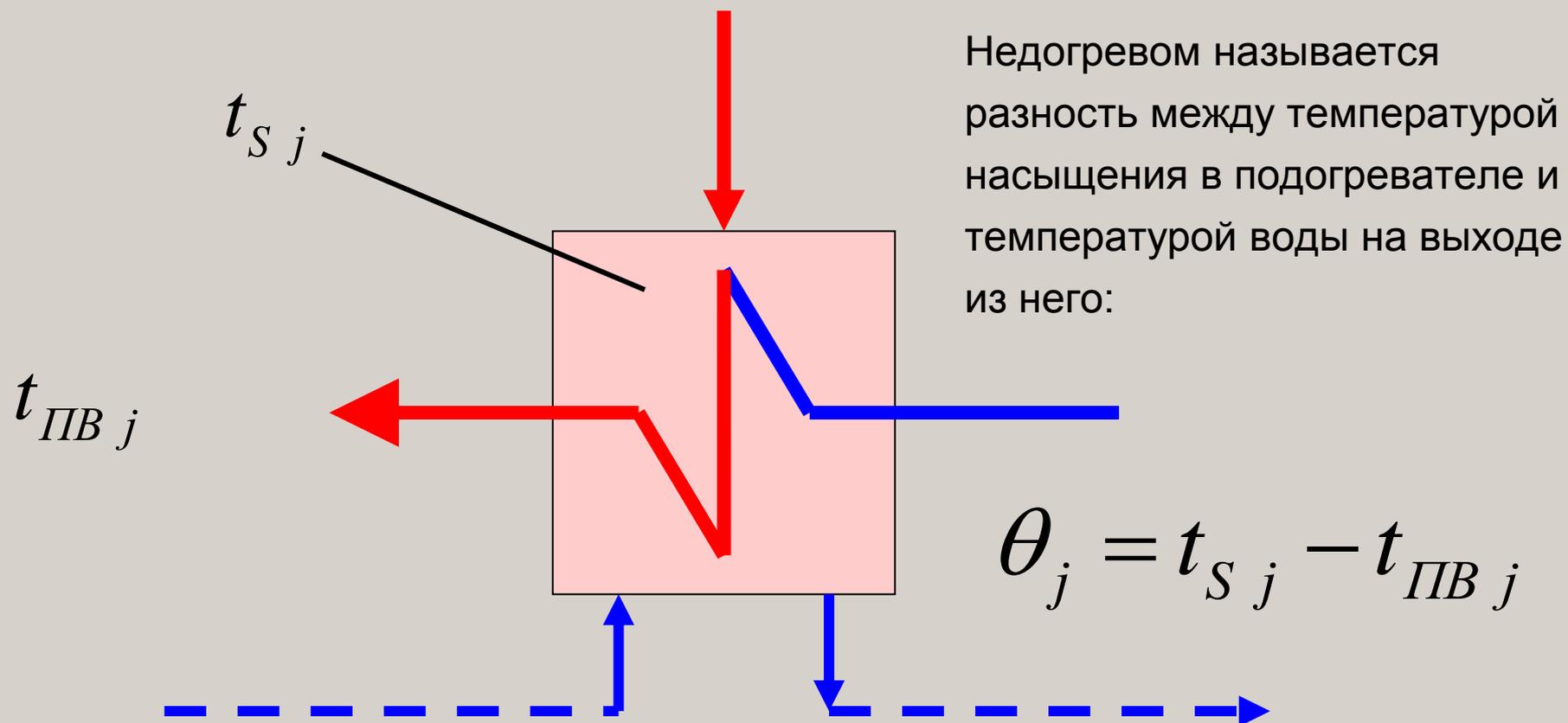


Уравнение теплового баланса подогревателя поверхностного типа.

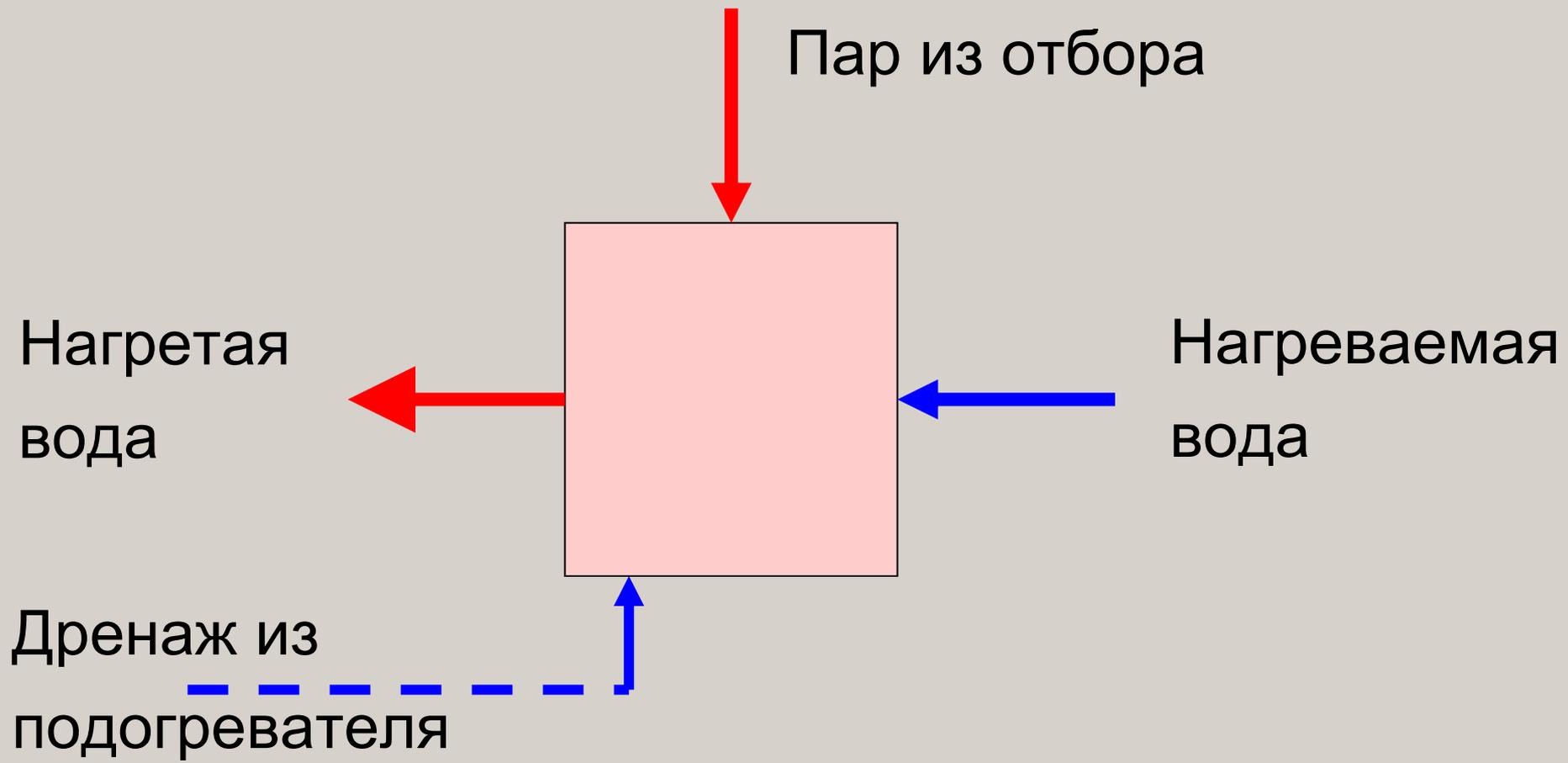
$$Q_{отданное} = Q_{принятое}$$

$$\begin{aligned} & \alpha_{отб\ j} \cdot (h_{отб\ j} - h_{ДР\ j}) \cdot \eta_{\Pi} + \alpha_{ДР\ j} \cdot (h_{ДР\ j-1} - h_{ДР\ j}) \cdot \eta_{\Pi} = \\ & = \alpha_{ПВ} \cdot (h_{ПВ\ j} - h_{ПВ\ j+1}) \end{aligned}$$

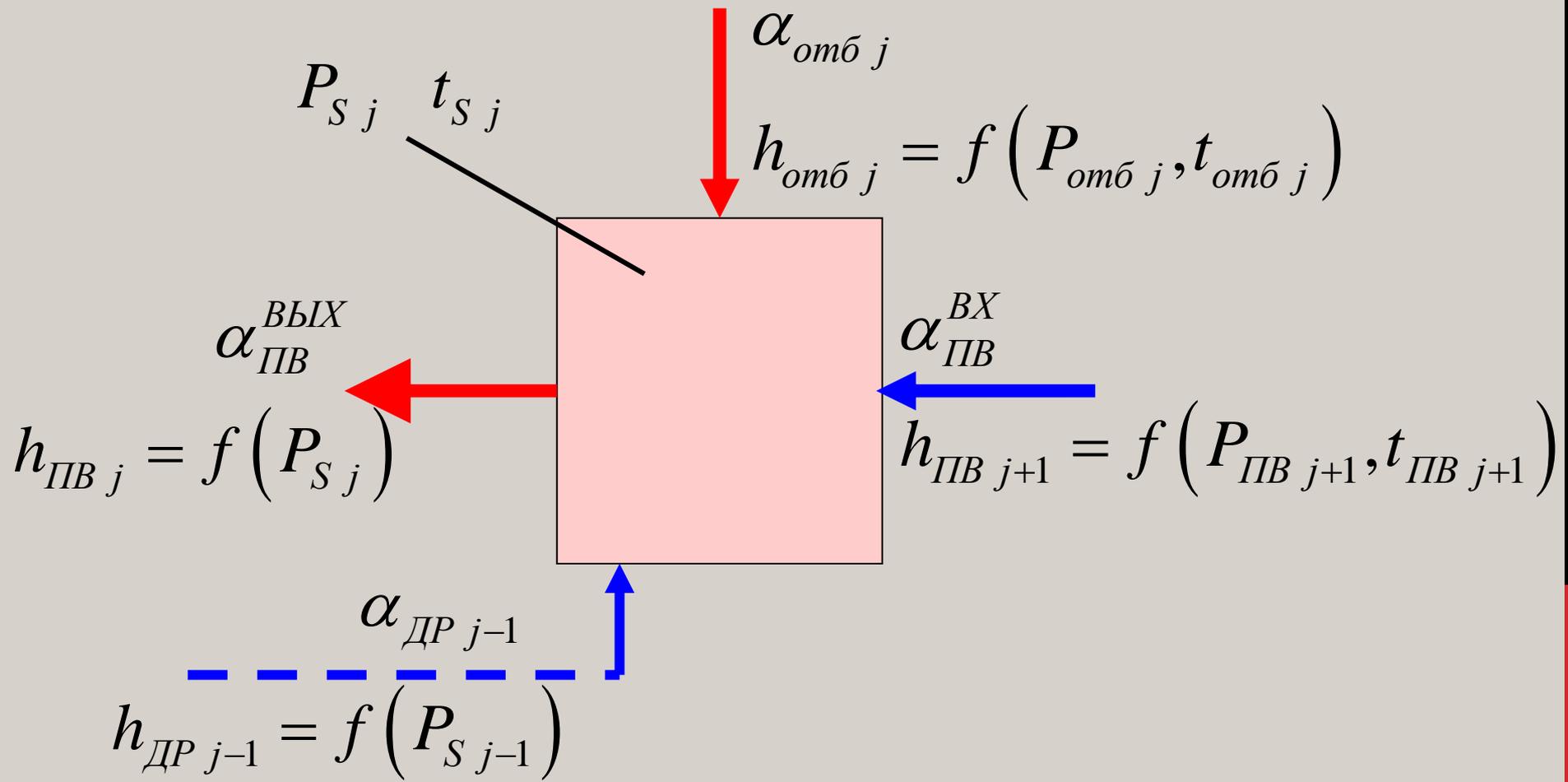
НЕДОГРЕВ В подогревателях поверхностного типа



Расчетная схема подогревателя смешивающего типа.



Расчетная схема подогревателя смешивающего типа.

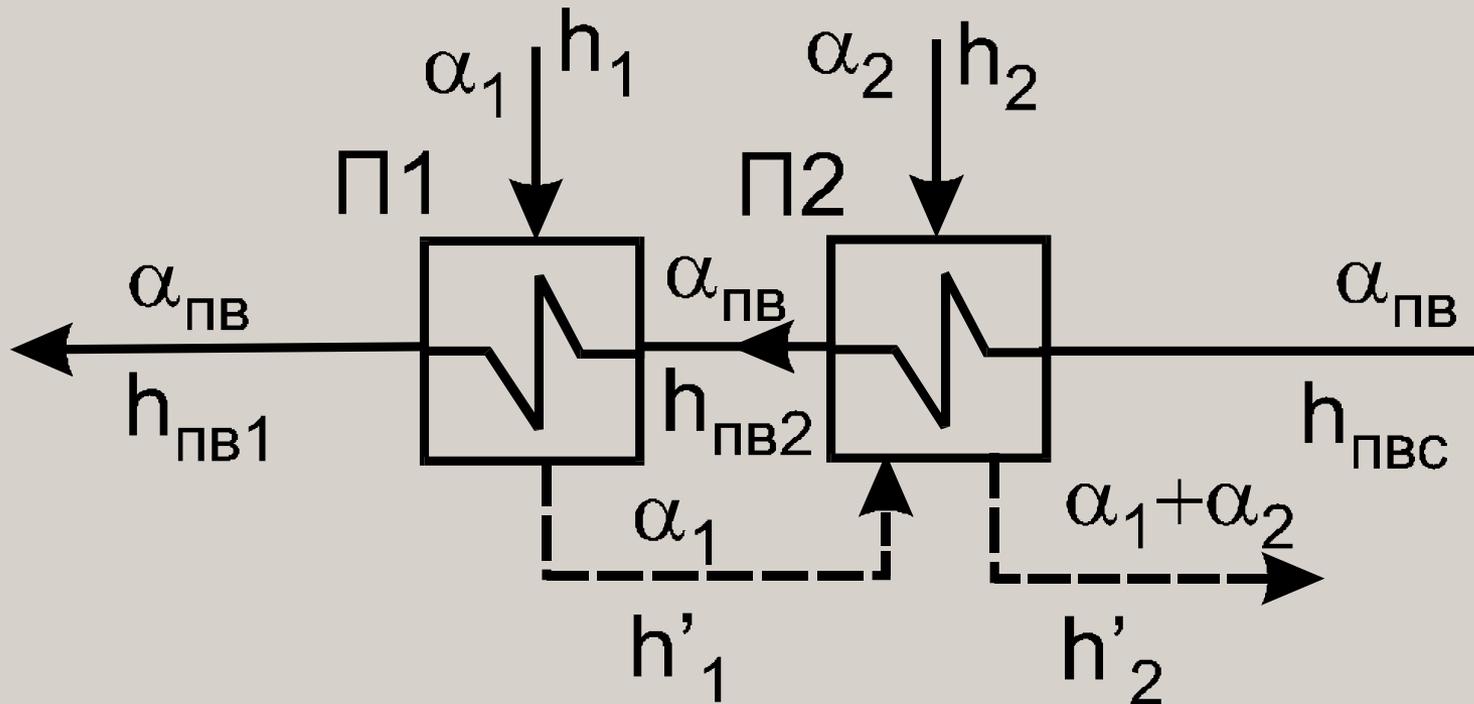


Уравнения материального и теплового балансов подогревателя смешивающего типа.

$$\alpha_{ПВ}^{ВЫХ} = \alpha_{ПВ}^{ВХ} + \alpha_{отб\ j} + \alpha_{ДР\ j-1}$$

$$\alpha_{ПВ}^{ВЫХ} \cdot h_{ПВ\ j} = \alpha_{ПВ}^{ВХ} \cdot h_{ПВ\ j+1} + \alpha_{отб\ j} \cdot h_{отб\ j} + \\ + \alpha_{ДР\ j-1} \cdot h_{ДР\ j-1}$$

Доли расходов пара в отборы турбины определяются по тепловым балансам подогревателей.



$$\alpha_1 \cdot (h_1 - h'_1) \cdot \eta_{II} = \alpha_{ПВ} \cdot (h_{ПВ1} - h_{ПВ2})$$

$$\left[\alpha_2 \cdot (h_2 - h'_2) + \alpha_1 \cdot (h'_1 - h'_2) \right] \cdot \eta_{II} = \alpha_{ПВ} \cdot (h_{ПВ2} - h_{ПВсм})$$

Сравнение регенеративных подогревателей поверхностного и смешивающего типов.

Применение смешивающих подогревателей
может дать экономию топлива до 0,3 %.

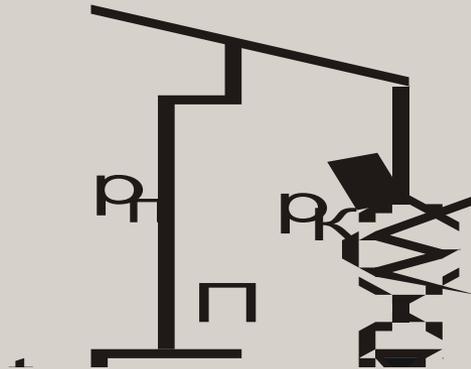
Сравнение подогревателей.

Сравним две схемы ПТУ с поверхностным и смешивающим подогревателем:

$$\frac{P_{\text{от}}}{N}$$

N

$$\frac{P_{\text{отс}}}{N}$$



Температура питательной воды за подогревателями одинакова

Преимущества смешивающих подогревателей.

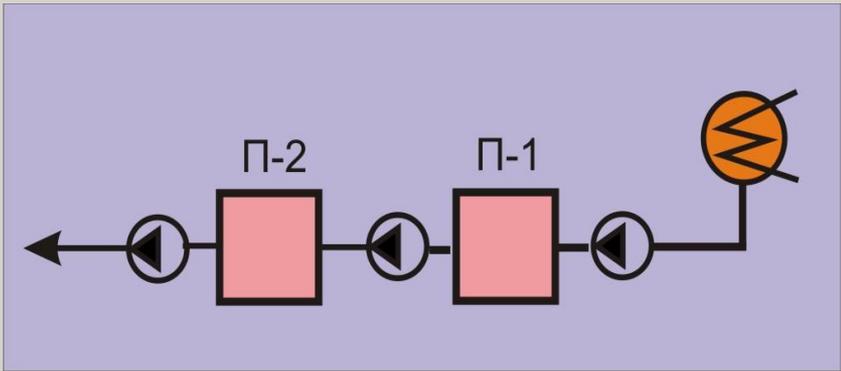
- ❖ более простая конструкция;
- ❖ меньше капитальные затраты (в 1,4 – 1,8 раза по отношению к поверхностным);
- ❖ высокая надежность;
- ❖ более просты в эксплуатации и ремонте;
- ❖ более экономичны;
- ❖ отсутствие недогрева;
- ❖ резкое уменьшение содержания окислов меди в питательной воде, так как отсутствуют латунные трубки в подогревателях.

Недостатки смешивающих подогревателей:

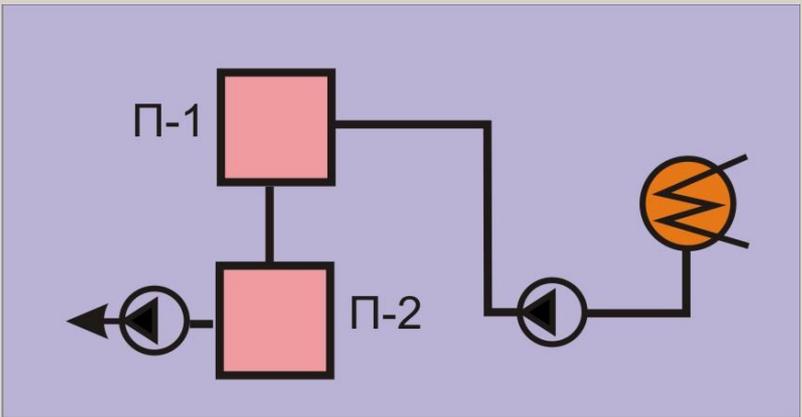
- для перекачки конденсата необходимы дополнительные насосы;
- необходима защита от переполнения конденсатом и от заброса конденсата в турбину при сбросе нагрузки, когда давление в отборах быстро снижается и конденсат в подогревателе может вскипеть;
- при высоком давлении в отборе трудно обеспечить защиту от переполнения.

В настоящее время в практике отечественного турбостроения смешивающими выполняют два регенеративных подогревателя низкого давления около конденсатора.

Схемы включения регенеративных подогревателей смешивающего типа.



С перекачивающими насосами



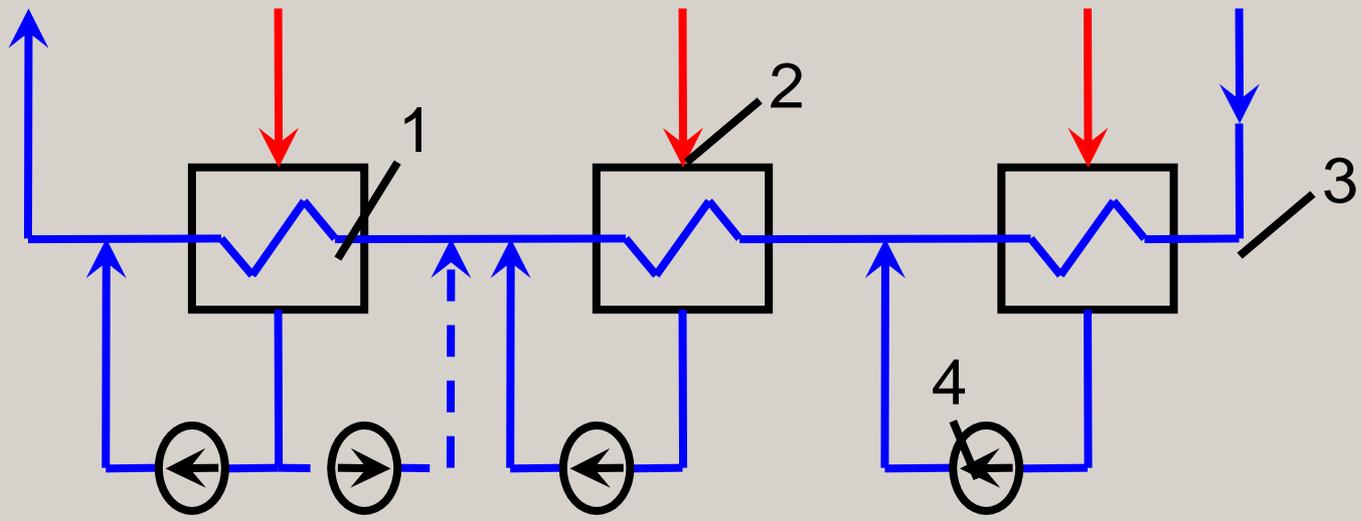
Гравитационная

Преимущества поверхностных подогревателей.

- ❖ Независимость давления воды и пара;
- ❖ Возможность использования одного насоса.

Схемы включения регенеративных подогревателей поверхностного типа.

а) с дренажными насосами у каждого подогревателя



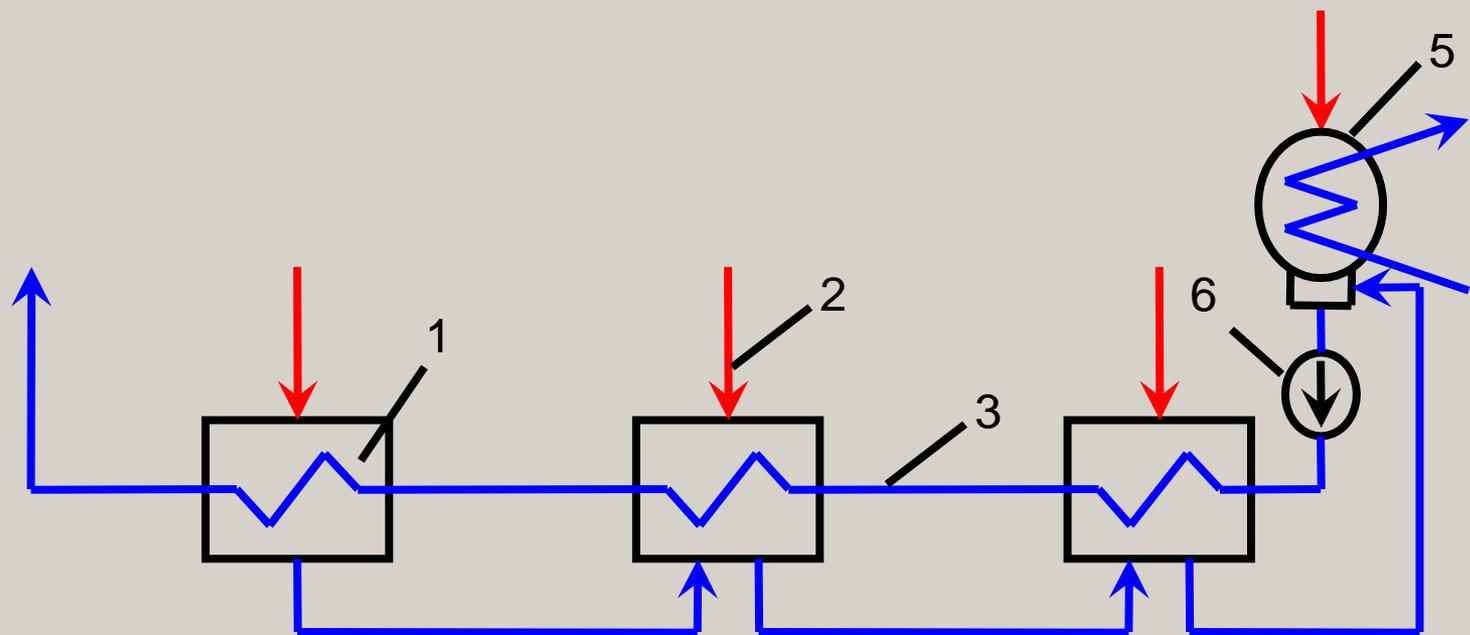
Тепловая экономичность этой схемы наиболее высокая, почти как в схеме со смешивающими подогревателями.

Схема сложная:

- ❖ требуется установка большого количества насосов малой производительности с большим напором, работающих с переменным расходом;
- ❖ часть насосов подает воду с высокой температурой;
- ❖ для обеспечения надежной работы насосов необходимо устанавливать сборники конденсата на достаточной высоте с целью создания подпора

Из-за большой сложности схема «а» в чистом виде не применяется.

б) с каскадным отводом конденсата



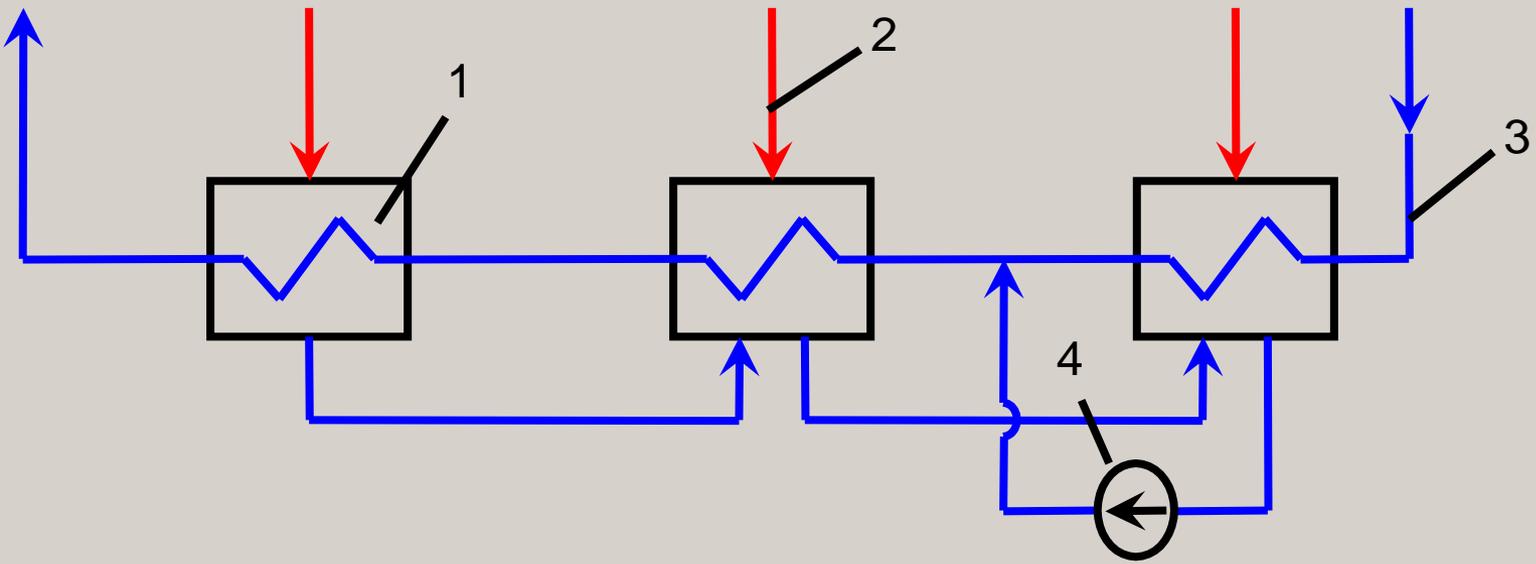
Достоинства схемы «б»:

- Схема проста, насосы не требуются

Недостатки схемы «б»

- ❖ дополнительные прямые потери теплоты в конденсаторе;
- ❖ конденсат подогревателей вытесняет отборный пар нижестоящих (по давлению пара) подогревателей;
- ❖ недовыработанную энергию отборным паром следует компенсировать выработкой энергии по конденсационному циклу, что связано с увеличением потери в конденсаторе.

в) со смешанным отводом конденсата



ВЛИЯНИЕ РППВ НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ ПТУ

Энергетический коэффициент регенерации.

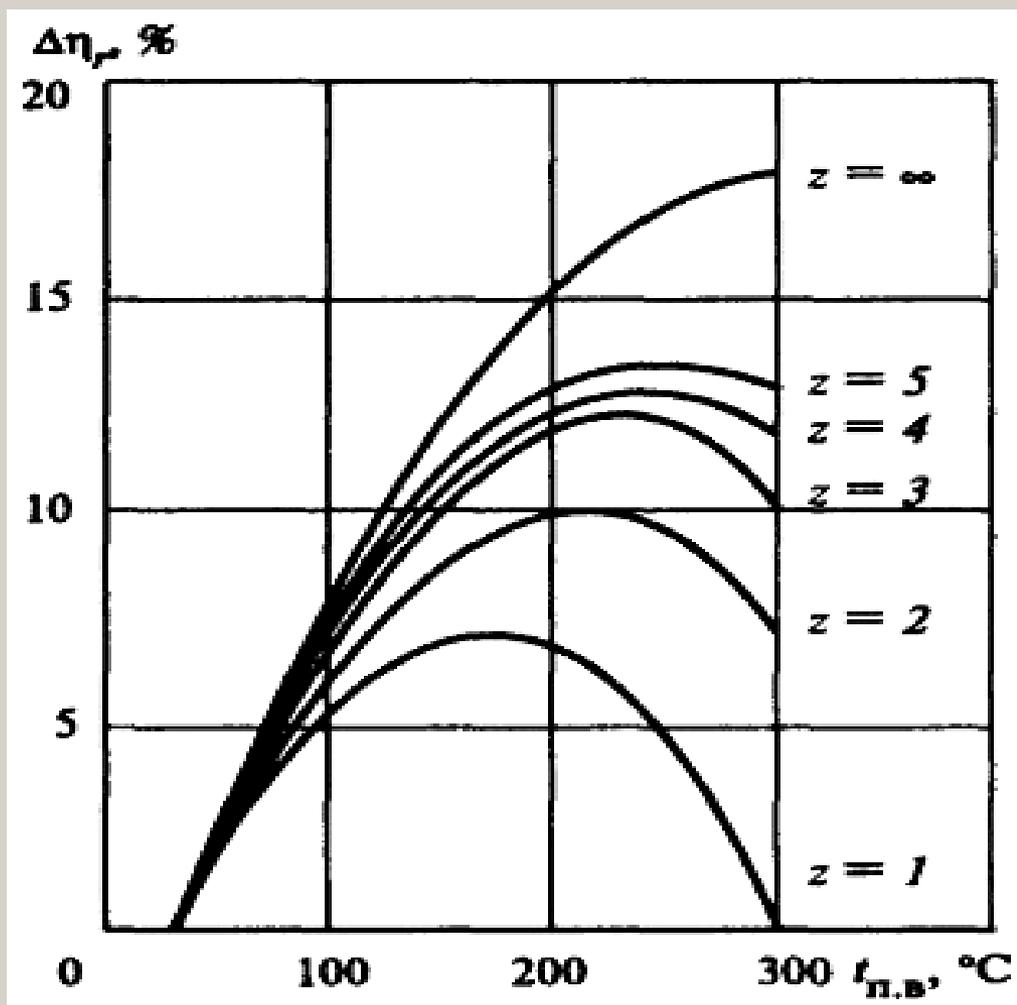
$$A^p = \frac{\sum_{j=1}^n \alpha_j (h_0 - h_j)}{\alpha_K (h_0 - h_K)}$$

$$\eta_i^{\text{рег}} = \eta_i \frac{1 + A^p}{1 + A^p \cdot \eta_i}$$

КПД ПТУ с РППВ всегда выше, чем КПД исходного цикла Ренкина

КПД ПТУ с РППВ.

Зависимость относительного повышения КПД установки $\Delta\eta_i$ от температуры питательной воды $t_{п.в}$ при разном числе ступеней подогрева (z)

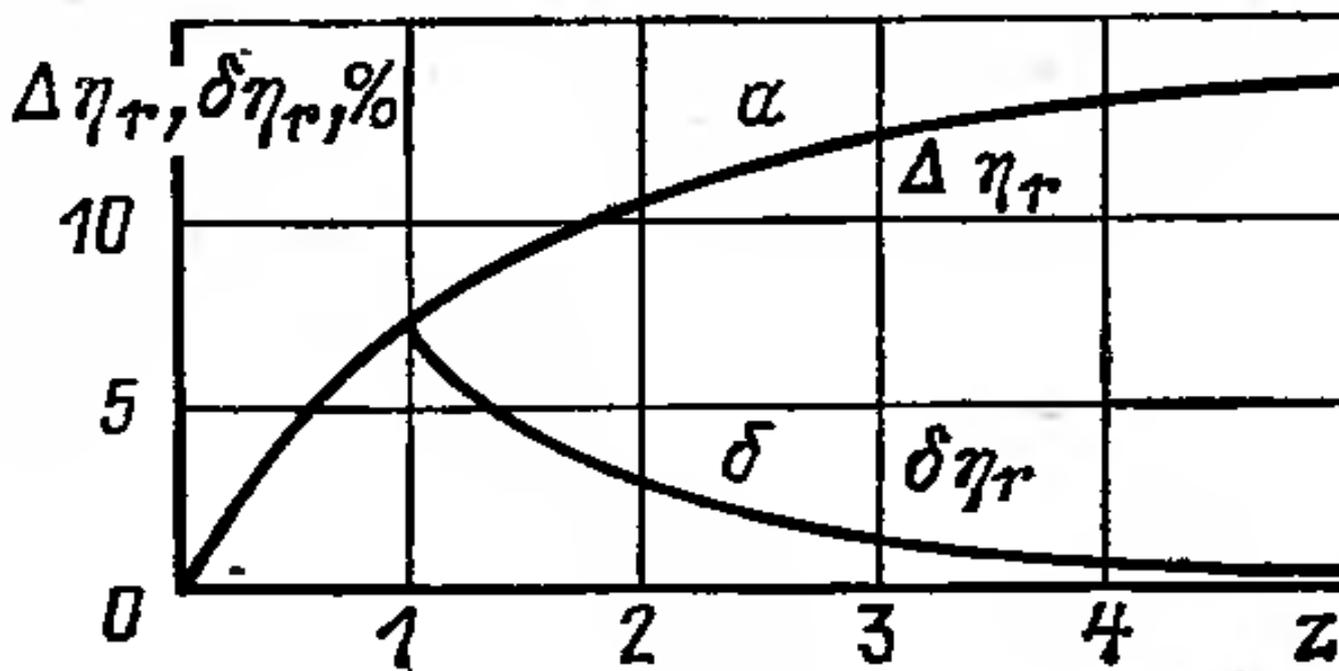


Из этого графика следует:

- Чем больше число отборов и подогревателей (z), тем выше КПД цикла
- Максимум КПД достигается при оптимальном значении температуры питательной воды для установки с заданным z
- С увеличением числа ступеней РППВ оптимальная температура питательной воды увеличивается.
- С увеличением числа z прирост термического КПД замедляется. Каждый последующий отбор оказывает все меньшее влияние на повышение КПД.

КПД ПТУ с РППВ.

Относительное повышение КПД ПТУ в зависимости от числа ступеней подогрева (а) и от применения каждой последующей ступени подогрева (б)



На практике в энергетических ПТУ применяют 7–8 ступеней регенеративного подогрева питательной воды.

Это позволяет повысить термический КПД ПТУ на **15–17** % (относительных).

Расход пара на турбину в ПТУ с РППВ.

$$G = \frac{N_i}{H_i \cdot \left(1 - \sum_{j=1}^n \alpha_j \cdot y_j\right)}, \quad \frac{\text{кГ}}{\text{с}}.$$

$$\frac{1}{1 - \sum_{j=1}^n \alpha_j \cdot y_j} = k_p > 1$$

Термодинамически оптимальная температура питательной воды.

$$t_{ПВ} = t'_{K} + \frac{z}{z+1} \cdot (t'_0 - t'_{K})$$

t'_{K} - температура насыщения в конденсаторе;

t'_0 - температура насыщения при P_0 ;

z - число ступеней РППВ.

При увеличении температуры питательной воды:

- уменьшается количество теплоты, передаваемой воде в КУ (+, -)
- несколько уменьшаются размеры и стоимость оборудования низкотянтенциальной части, (часть низкого давления турбин, конденсаторы, циркуляционные насосы, техническое водоснабжение) (+)
- увеличивается расход пара на турбину (-)
- увеличиваются размеры и стоимость паропроводов к турбине, ЦВД, питательных насосов и трубопроводов (-).

В целом затраты на тепломеханическое оборудование возрастают.

Технико-экономически оптимальная температура питательной воды.

Значительно ниже значений термодинамически оптимальной температуры питательной воды.

Может быть определена по минимуму расчетных затрат с учетом всех факторов, рассмотренных выше.

	Термодинамически оптимальная $t_{пв}$	Технико-экономически оптимальная $t_{пв}$
$P_0=13$ МПа	~ 300	~ 230
$P_0=24$ МПа	~ 335	~ 265

Учитывая экономические факторы:

- ❖ Число регенеративных подогревателей – $7 \div 9$, за рубежом – до 11.
- ❖ При выбранном числе подогревателей фактическое значение температуры питательной воды несколько ниже термодинамического оптимума.

Выбор параметров регенерации должен производиться с учетом:

- единичной мощности агрегатов
- начальных параметров пара
- стоимости металла и топлива

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ОТБОРОВ В ТУРБИНЕ

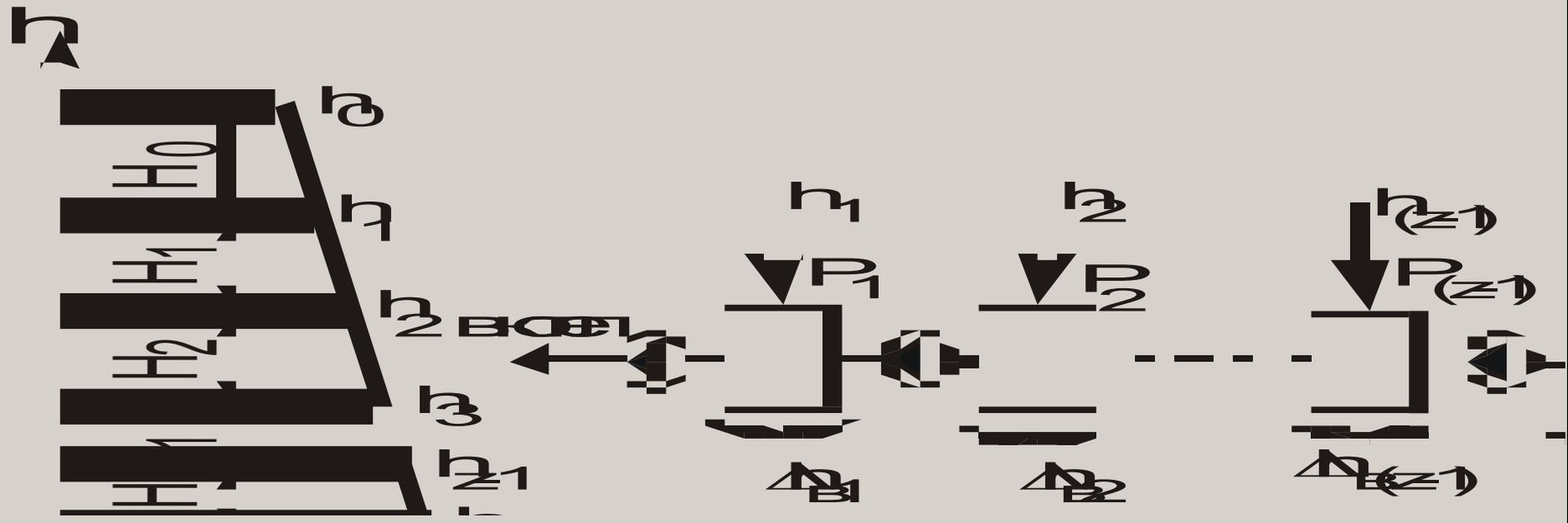
Выбор количества отборов и давлений в них

должен отвечать максимуму абсолютного внутреннего КПД турбинной установки.

В условиях максимальной тепловой экономичности

- ❖ подогрев воды в каждом регенеративном подогревателе смешивающего типа, кроме первого, равен теплоперепаду в турбине между предшествующим и данным отборами
- ❖ а подогрев в первом подогревателе – теплоперепаду от энтальпии свежего пара до энтальпии пара первого отбора.

Оптимальное распределение нагревов по ступеням РППВ на КЭС без промперегрева



$$\Delta h_{B1} = H_0; \quad \Delta h_{B2} = H_1; \quad \dots \quad \Delta h_{Bz} = H_{z-1}$$

Допущение: количество теплоты, отдаваемой 1кг пара от подогревателя к подогревателю остается неизменным

1 способ распределения нагревов по ступеням РППВ

В этом случае получают *равномерное* распределение нагрева, т.е. в каждом подогревателе нагрев воды одинаков и равен

$$\Delta h_{Вn} = \frac{(h'_0 - h'_{\text{К}})}{z + 1}$$

n – номер подогревателя

Метод «АРИФМЕТИЧЕСКОЙ ПРОГРЕССИИ»

поскольку использование свежего пара в системе регенеративного подогрева неэффективно, последняя ступень подогрева питательной воды осуществляется непосредственно в парогенераторе.

2 способ: прирост энтропии воды в каждом подогревателе постоянный:

$$\Delta s = \frac{(s'_0 - s'_K)}{z + 1}$$

$$\Delta s = \frac{(s'_{\text{ПВ}} - s'_K)}{z}$$

3 способ: Метод «ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ПРОГРЕССИИ»

При известной температуре питательной воды, когда положение первого отбора определено, применяют метод геометрической прогрессии:

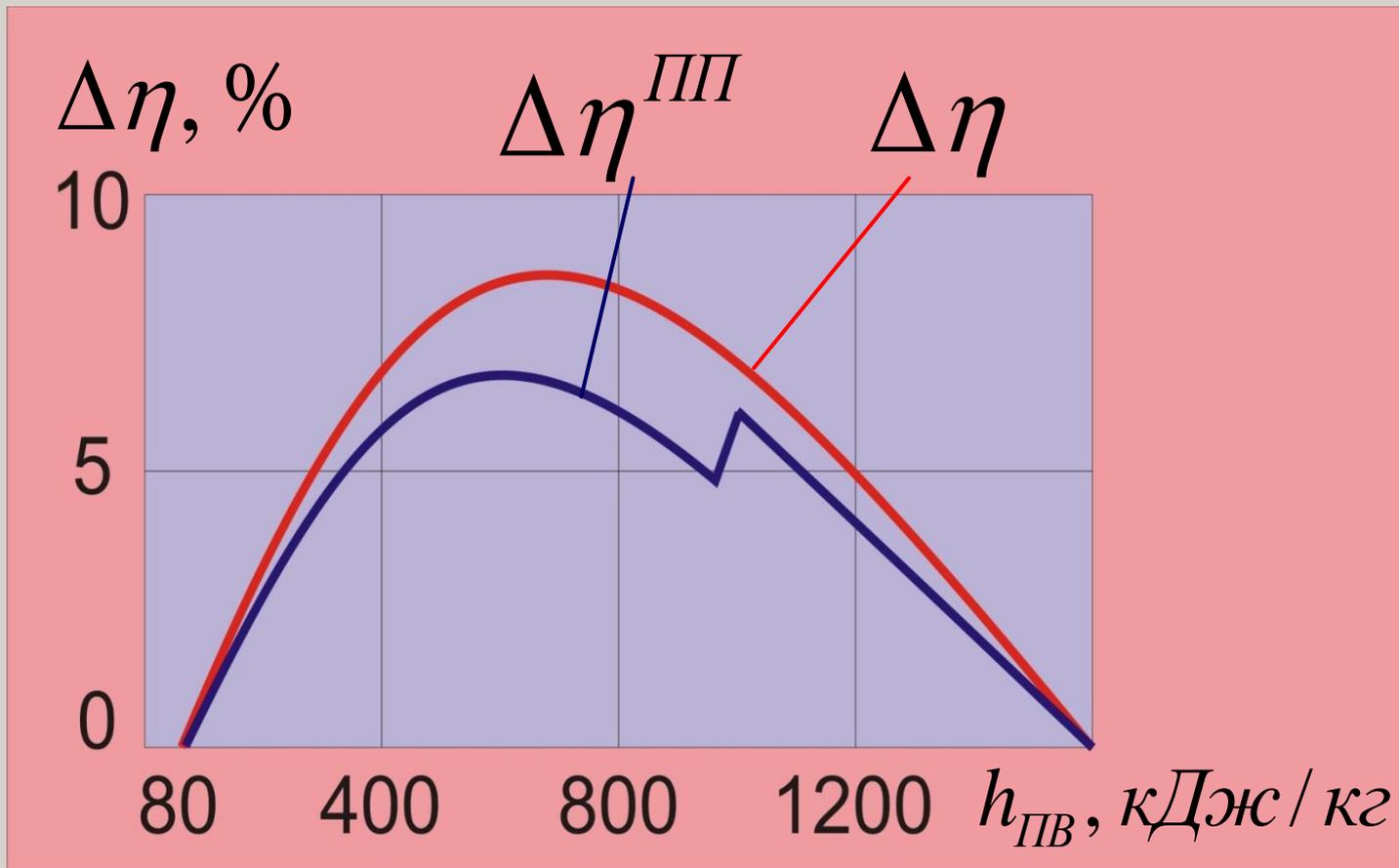
$$\frac{\Delta h_{B1}}{\Delta h_{B2}} = \dots = \frac{\Delta h_{B(z-1)}}{\Delta h_{Bz}} = m$$

РППВ на КЭС с промежуточным перегревом пара.

Регенеративный подогрев питательной воды на КЭС при промежуточном перегреве пара имеет ряд особенностей:

- ❖ Относительное повышение КПД от регенерации при промежуточном перегреве пара меньше, чем без него, так как КПД исходного цикла без регенерации более высок, а отборы пара после промежуточного перегрева уменьшаются.
- ❖ Пар в отборах после промежуточного перегрева имеет более высокую энтальпию, чем пар такого же давления в турбине без промежуточного перегрева.

- ❖ Использование более перегретого пара для подогрева воды менее выгодно из-за уменьшения отборов пара на регенерацию и увеличения пропуска пара в конденсатор и, следовательно, потери теплоты в нем.
- ❖ Относительное повышение КПД турбоустановки от регенерации при промежуточном перегреве пара меньше, чем без него, почти во всем интервале подогрева воды (см. рис.)



Относительное повышение КПД турбоустановки от одноступенчатой регенерации при промежуточном перегреве пара и без него в зависимости от энтальпии питательной воды

Важная особенность эффективности регенерации при промежуточном перегреве - скачкообразное снижение КПД при переходе от отбора «холодного» пара из противодавления ЦВД (непосредственно перед промежуточным перегревом) к отбору «горячего» пара (непосредственно после него), что обусловливается повышением необратимости процесса теплообмена, уменьшением отбора пара и увеличением потери теплоты в конденсаторе турбины.

Таким образом, кривая имеет разрыв при давлении промежуточного перегрева и наблюдаются два локальных максимума - при отборе «холодного» пара и при отборе перегретого пара из ступеней ЦСД турбины после промежуточного перегрева.

если до промперегрева расположен один отбор:

$$\frac{\Delta h_{B1}}{\Delta h_{B2} + \Delta h_{III}} = \frac{\Delta h_{B2}}{\Delta h_{B3}} = m$$

где
$$\Delta h_{III} = (h_{III2} - h_{III1}) \frac{h_0 - h_{III1}}{h_0 - h'_1}$$

$$\Delta h_{B1} = 1,7 \cdot \Delta h_m$$

выше, чем аналогичные
величины для нижележащих
отборов

Метод «ИНДИФФЕРЕНТНОЙ ТОЧКИ».

Пар из «холодной» линии промежуточного перегрева используется для подогрева воды при любом числе регенеративных отборов и ступеней подогрева.

Если к «холодной» ступени добавить «горячую», обогреваемую высокоперегретым паром, отбираемым в самом начале ЦСД турбины с малым теплоперепадом $\Delta h_2 = h_{пп} - h_2$, то КПД турбоустановки с повышенным подогревом в «горячей» и малым подогревом в «холодной» ступени снижается по сравнению с КПД при одноступенчатом подогреве в одной «холодной» ступени.

С уменьшением подогрева в «горячей» ступени и увеличением его в «холодной» ступени, т.е. с ростом Δh_2 и снижением h_2 , КПД турбоустановки возрастает и достигает при некотором значении $\Delta h_2 = \Delta h_{и}$ значения КПД турбоустановки без дополнительного отбора из ЦСД.

С дальнейшим ростом $\Delta h_2 > \Delta h_{и}$ значение КПД возрастает, превышает первоначальное значение и достигает максимума при оптимальном распределении подогрева между «холодной» и «горячей» ступенями.

Дополнительный «горячий» отбор пара, не повышающий КПД турбоустановки, является «индифферентным», а соответствующую точку на линии рабочего процесса пара в турбине называют «индифферентной» (или нейтральной) точкой (ИТ). Параметры ИТ определяют из условия равенства КПД турбоустановки с дополнительным «горячим» отбором и без него.

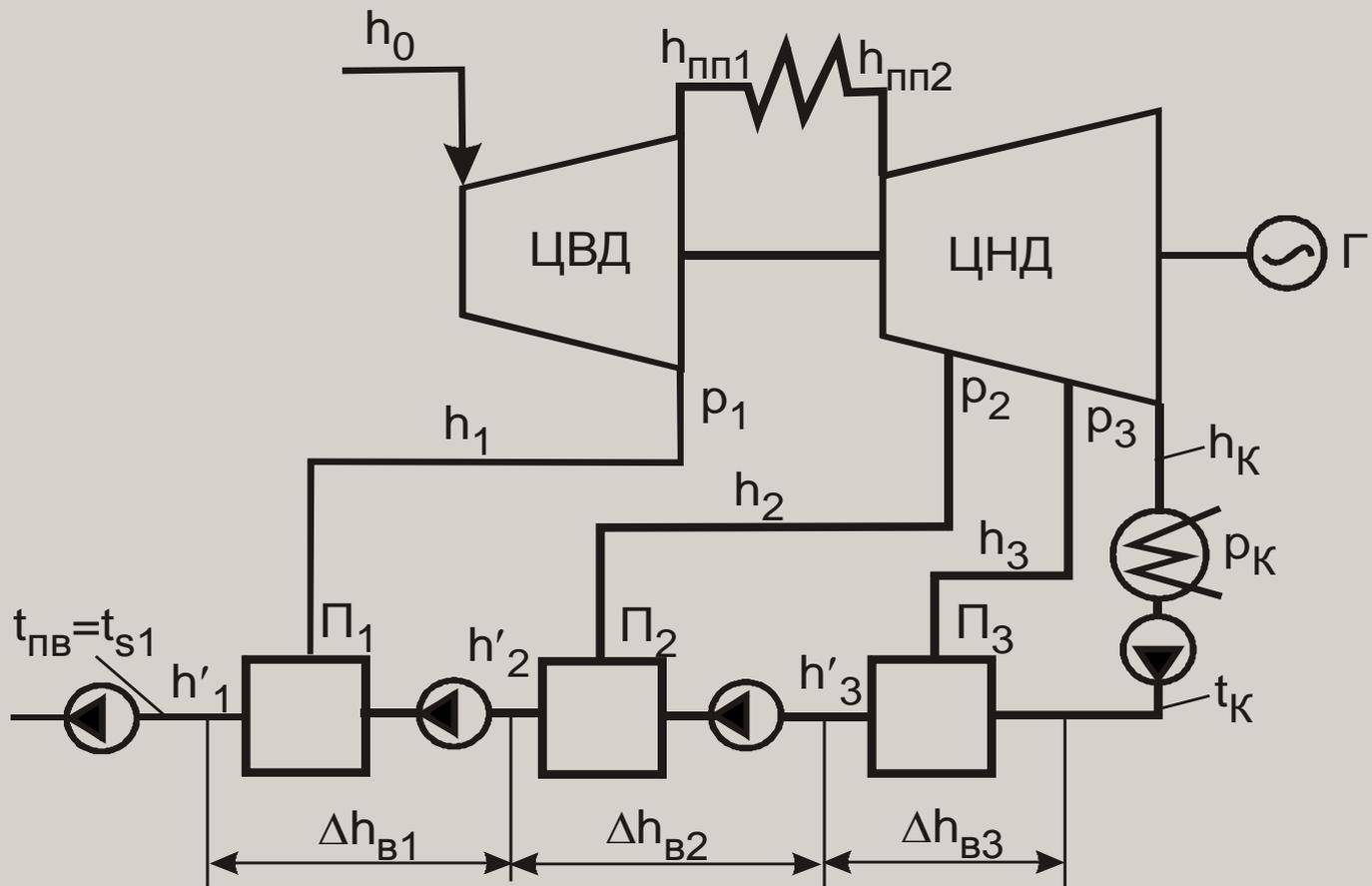


Из ИТ пар на подогрев воды не отбирается.

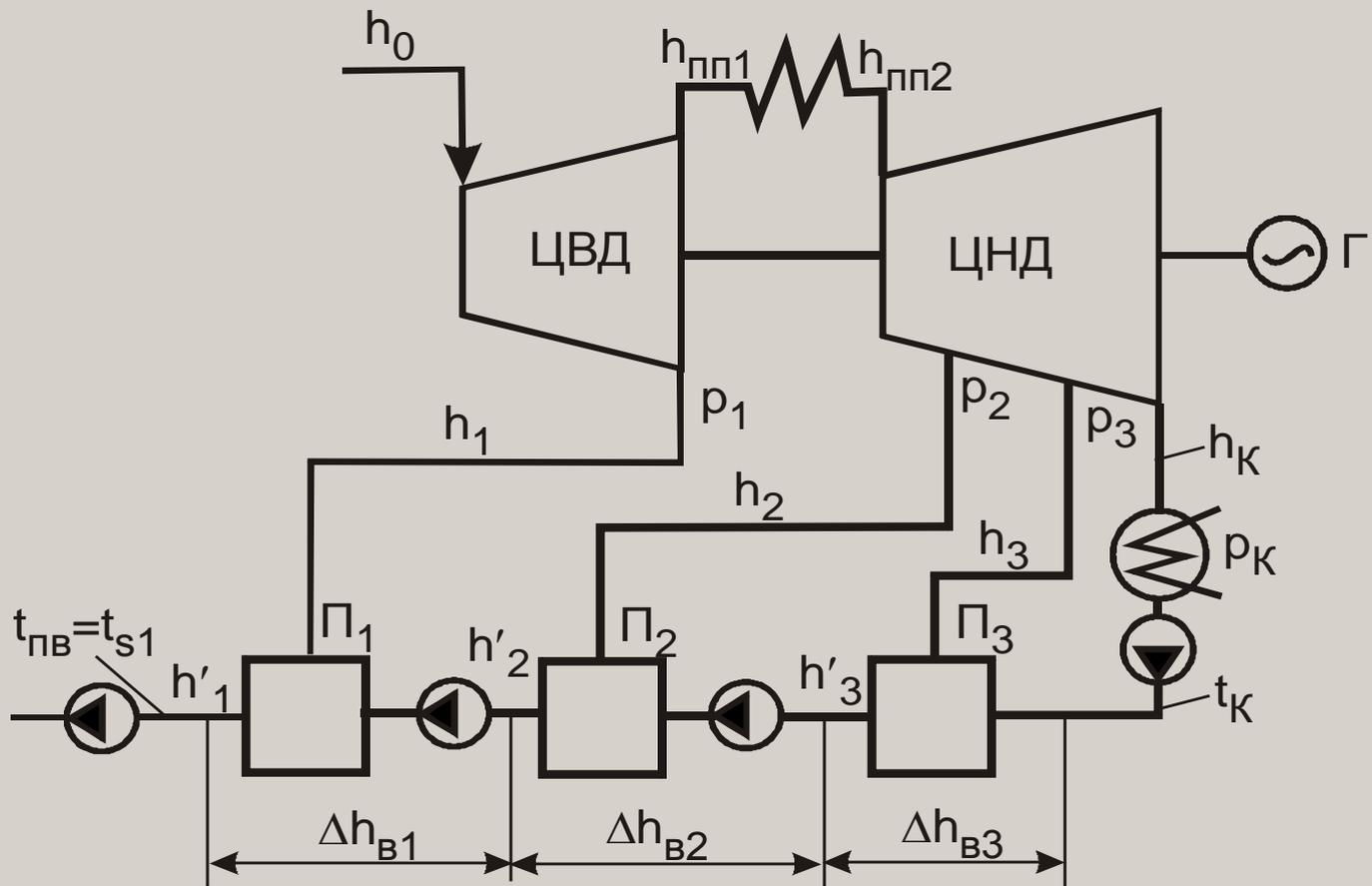
Подогрев воды в ступенях, греющий пар на которые отбирается после ИТ, распределяют по геометрической, арифметической прогрессии или другими методами (например, методом равного деления энтропии воды по ступеням).

Параметры ИТ не зависят от наличия и параметров нижележащих отборов.





для регенеративных отборов, расположенных после промперегрева, распределение величин нагрева питательной воды производится по одному из изложенных методов



для регенеративных отборов, расположенных после промперегрева, распределение величин нагрева питательной воды производится по одному из изложенных методов

- ❖ При регенеративном подогреве питательной воды на ТЭЦ к выработке электроэнергии на тепловом потреблении добавляют выработку ее паром регенеративных отборов.
- ❖ КПД турбоустановки ТЭЦ по производству электроэнергии возрастает особенно значительно при малом пропуске пара в конденсатор (на 20-25% относительно КПД турбоустановки без регенеративного подогрева воды).

❖ На ТЭЦ регенеративные отборы осуществляют подогрев не только конденсата турбин, но и обратного конденсата от внешних потребителей теплоты и добавочной воды, компенсирующей в основном внешние потери пара и конденсата у потребителя. Обратный конденсат от потребителей имеет, как правило, более высокую температуру, чем основной конденсат. Доля его в общем потоке питательной воды довольно значительна, поэтому сумма регенеративных отборов на ТЭЦ и **абсолютная экономия теплоты от регенерации менее значительна, чем на конденсационных электростанциях с теми же начальными параметрами пара и расходом пара и питательной воды.**

Однако **относительная экономия теплоты** и повышение КПД теплофикационных турбоустановок и ТЭЦ благодаря регенерации оказываются **значительно больше**, чем у аналогичных конденсационных электростанций и турбоустановок, если относить экономию теплоты не к полному расходу теплоты на турбоустановку, а к расходу теплоты на производство электроэнергии

Регенеративный подогрев при использовании регулируемых отборов разделяется на следующие интервалы:

- от конденсатора турбины до ступени, соответствующей регулируемому отбору;
- между регулируемыми отборами - нижним и последующим более высокого давления;
- от верхнего регулируемого отбора до верхней ступени регенеративного подогрева воды.

Температуры конечного подогрева питательной воды на ТЭЦ и КЭС с одинаковыми параметрами и расходом пара совпадают или близки.

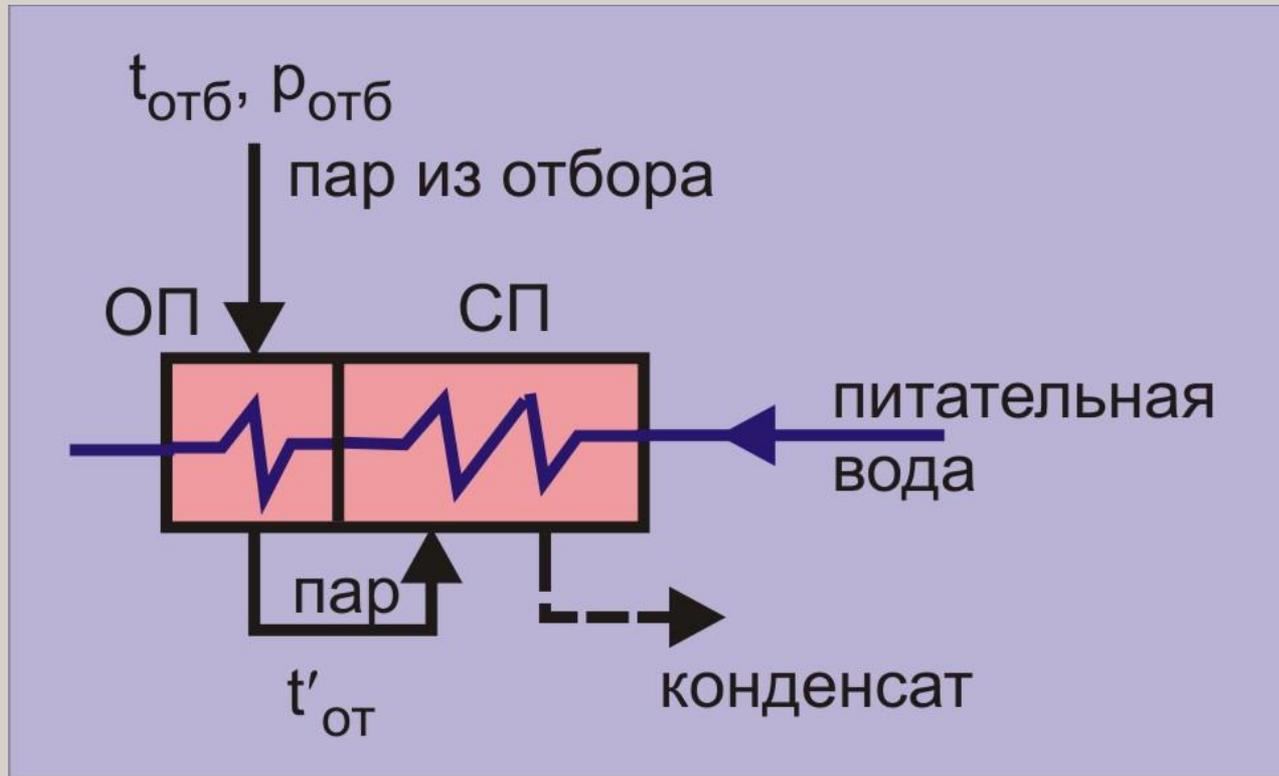
Как и для КЭС, для ТЭЦ температуру конечного подогрева воды определяют на основе соответствующих технико-экономических расчетов.

Известные значения давления пара (в верхнем и регулируемых отборах) образуют границы интервалов, внутри которых распределение подогрева между ступенями подчиняется тем же закономерностям, что и на КЭС, т. е. геометрической или арифметической прогрессиям.

При наличии промежуточного перегрева подогрев между «холодной» и «горячей» ступенями распределяют пользуясь приведенными выше соотношениями, методом аналитическим или «индифферентной» точки.

Дальнейшим совершенствованием регенеративного подогрева питательной воды является применение *охладителей перегрева пара (ОП)*.

Регенеративный подогреватель с охладителем пара.



- Температура пара после ОП на 15–20 °С выше температуры насыщения, соответствующей давлению отборного пара перед регенеративным подогревателем.
- В охладителе пара используется перегрев пара, что обеспечивает более высокий подогрев питательной воды по сравнению с подогревом только в собственно подогревателе.
- Более высокий подогрев питательной воды увеличивает суммарное количество отбираемого пара и, следовательно, повышает эффективность регенерации.