

# РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

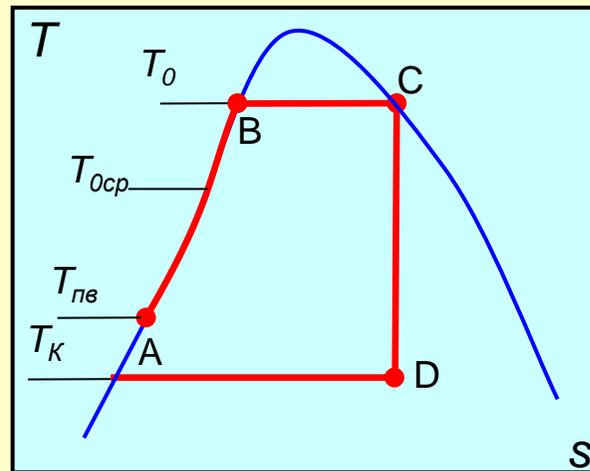
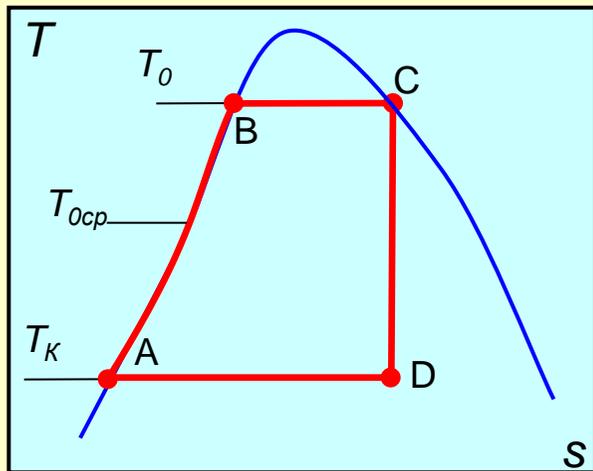
# ОСНОВНЫЕ ВОПРОСЫ

- 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

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.**

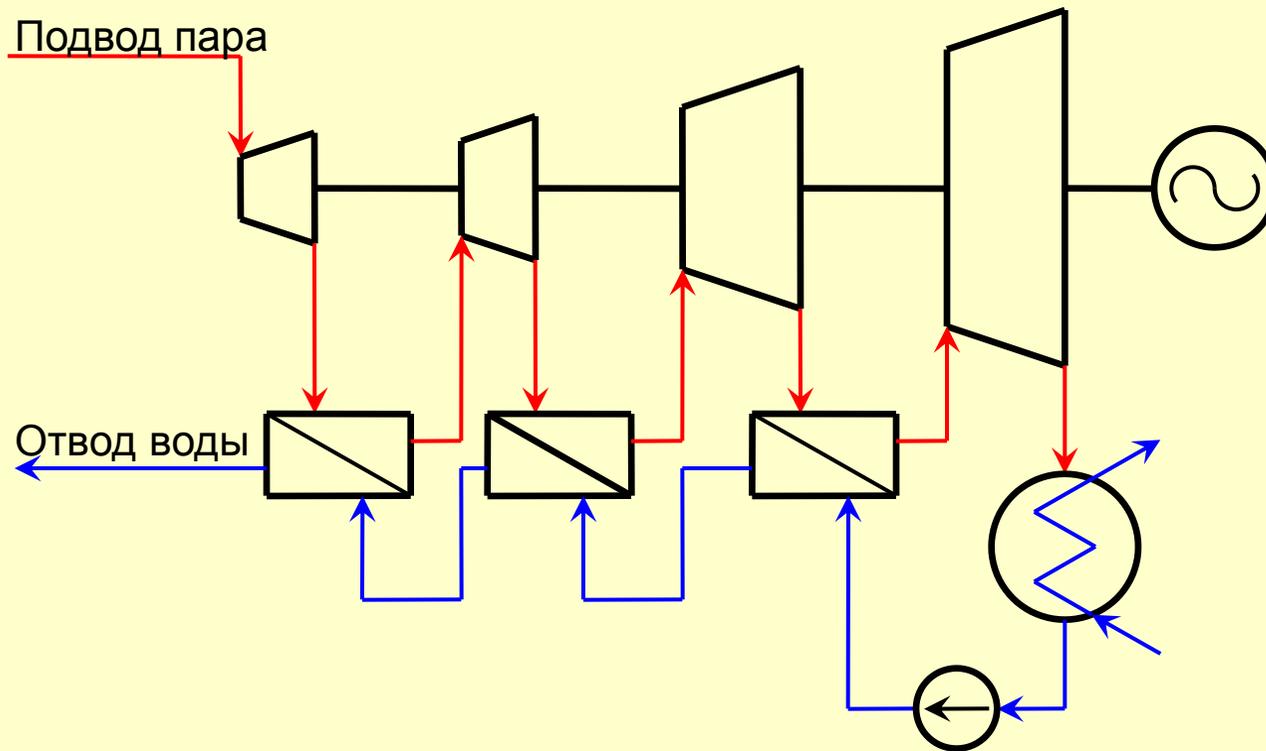


## Выгода от применения регенерации заключается:

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

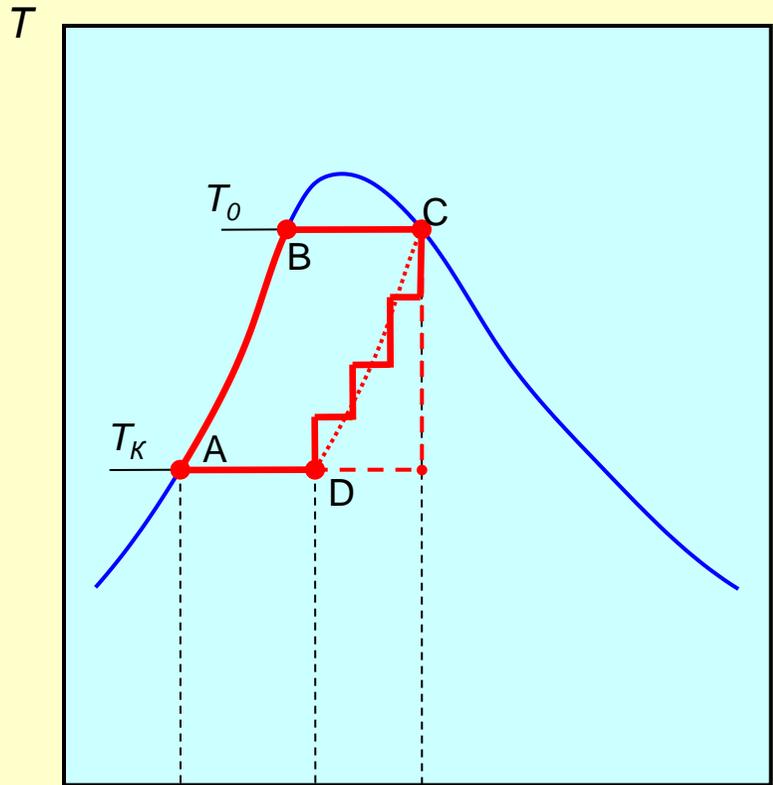
***Теоретическим регенеративным циклом*** называется цикл в котором регенеративный подогрев ведется всем потоком рабочей среды:

# Схема ПТУ, реализующей теоретический регенеративный цикл

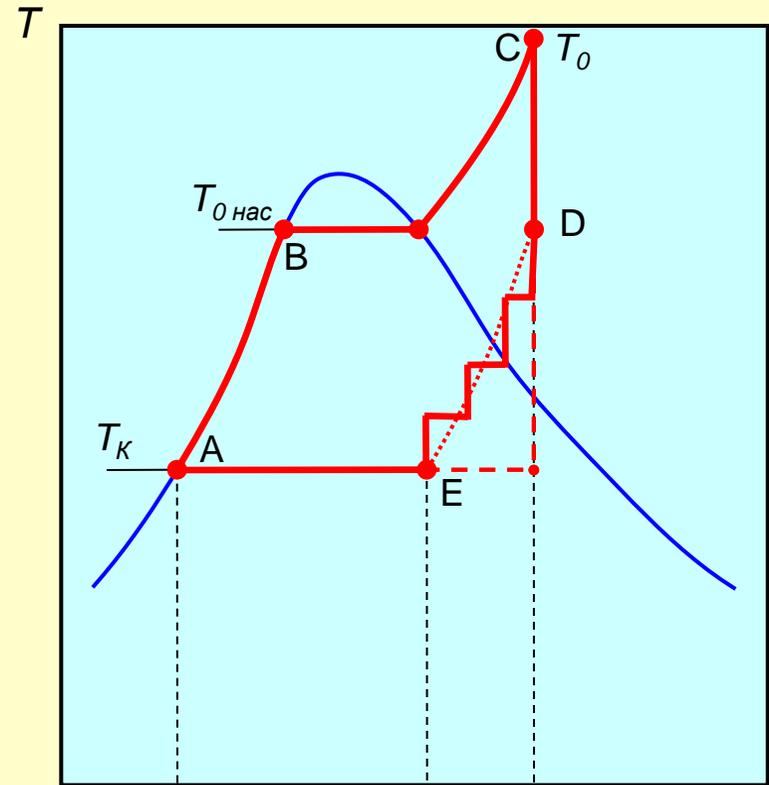


В этой установке регенеративный подогрев ведется всем потоком рабочей среды.

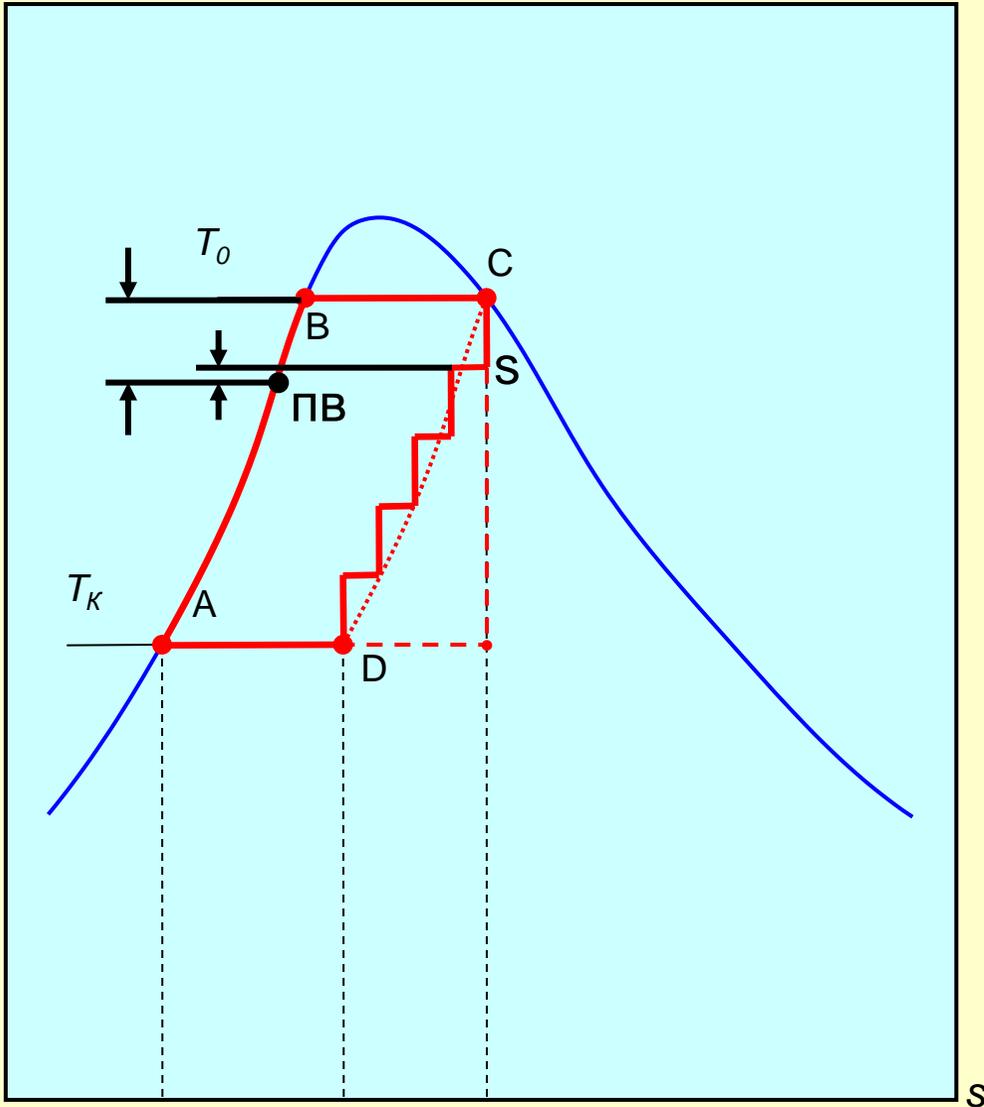
# Теоретический регенеративный цикл



Насыщенный пар s



Перегретый пар s

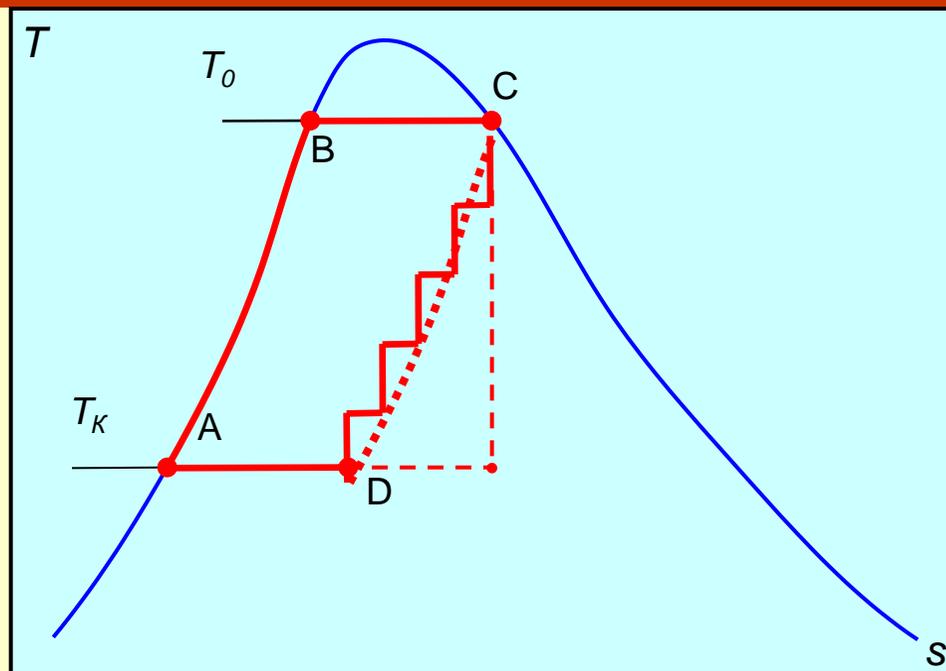
$T$ 

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.

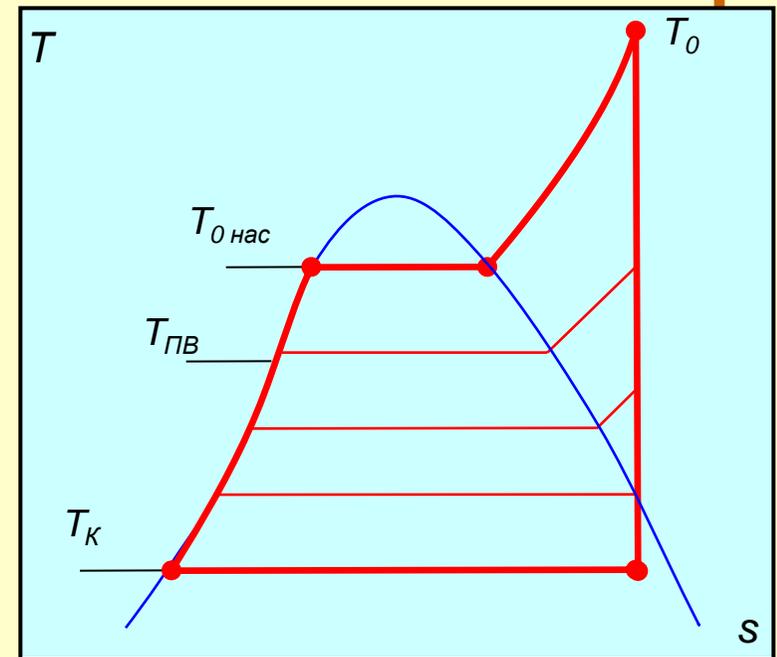
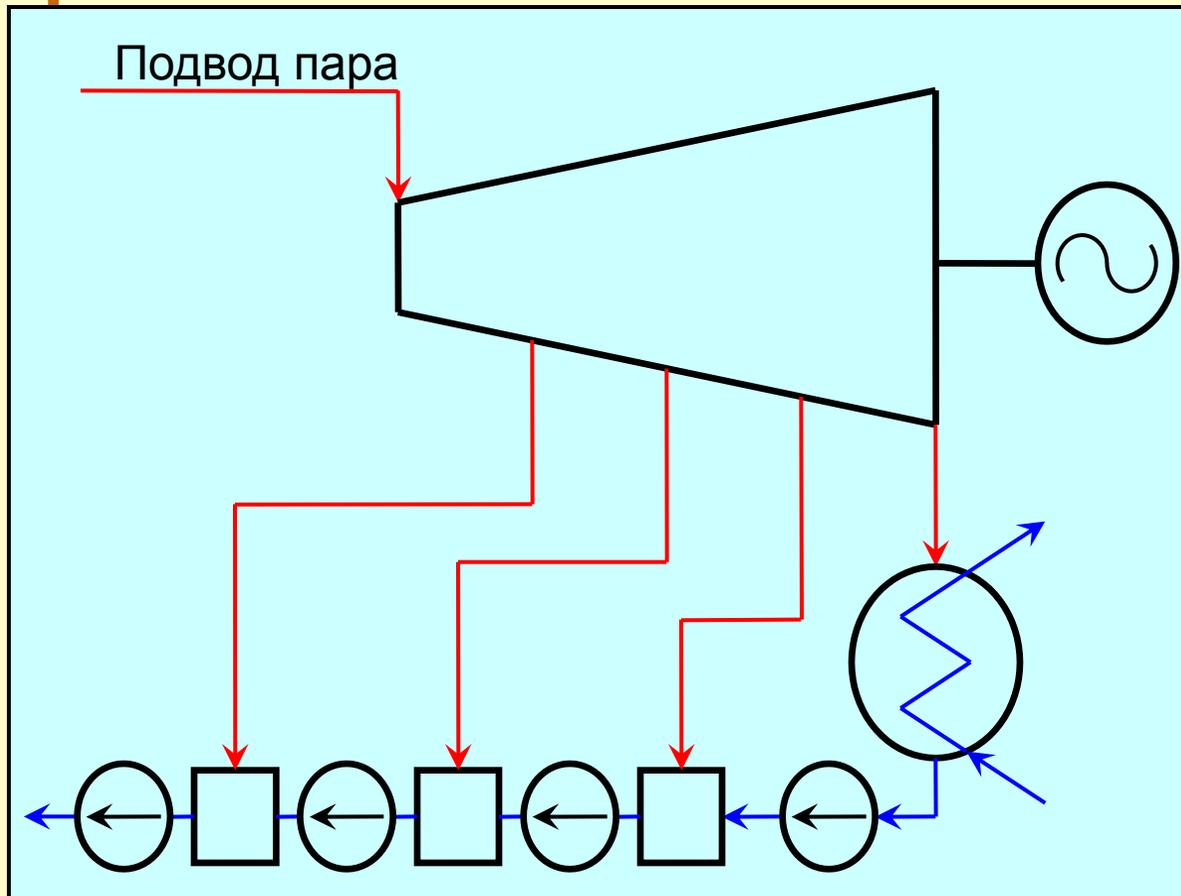
# Неосуществимость теоретического регенеративного цикла на практике:

- 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:

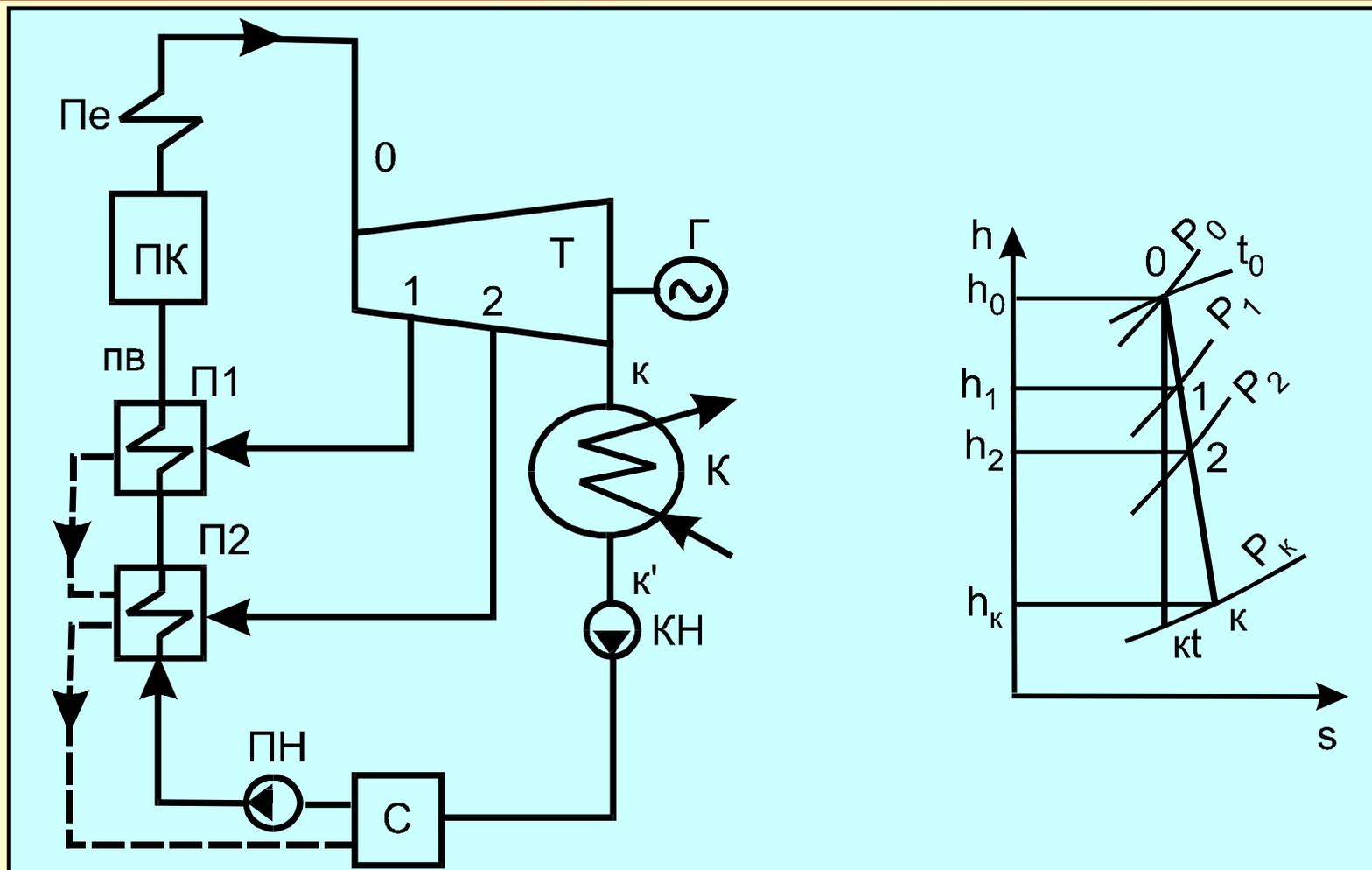
- ❖ упрощаются паропроводы отборного пара;
- ❖ расход пара уменьшается от входа к выходу из турбины, что облегчает конструктивное выполнение первых и последних лопаток турбины;
- ❖ снижается конечная влажность пара в турбине ( $y_k = 0,08 - 0,14$ ), так как влага частично выводится из турбины в подогреватели 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

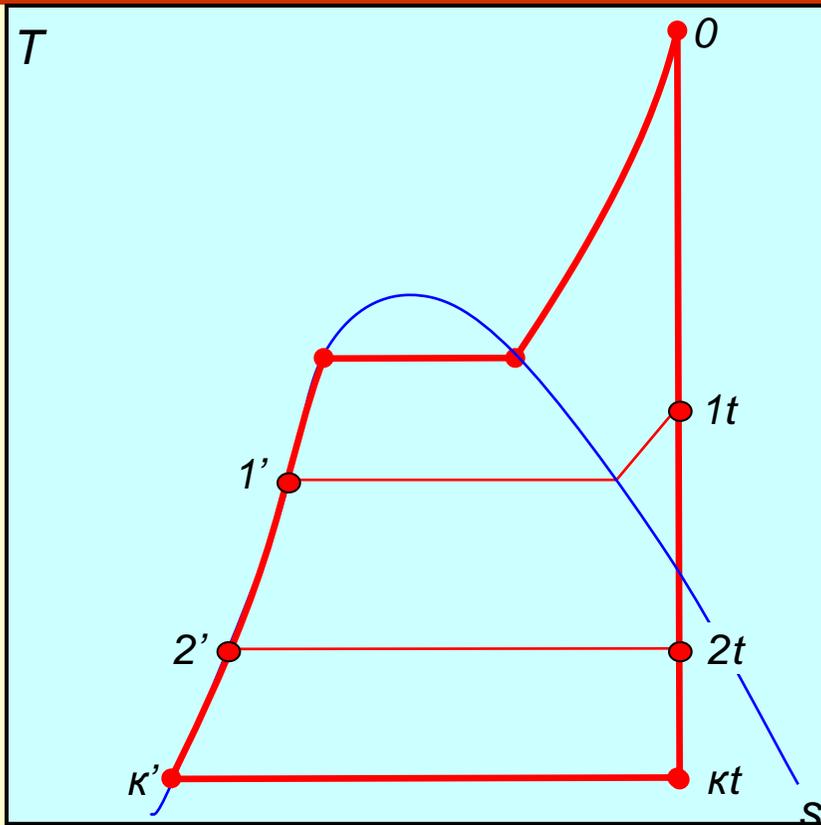
**Ступенью РППВ** называется совокупность:

- 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:

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

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:

$$\begin{aligned}l_D &= l_I + l_{II} + l_{\hat{E}} = \bar{H}_0^D = \\&= h_0 - h_{1t} + (1 - \alpha_1) \cdot (h_{1t} - h_{2t}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot (h_{2t} - h_{\hat{e}t}) = \\&= h_0 - \alpha_1 \cdot h_{1t} - \alpha_2 \cdot h_{2t} - \alpha_{\hat{E}} \cdot h_{\hat{e}t}\end{aligned}$$

# Работа 1 кг пара в реальном цикле с РППВ

по отсекам с учетом внутренних потерь в турбине:

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

Если число подогревателей  $n$ , то **приведенный теплоперепад:**

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

Заменяя:  $\alpha_K = 1 - \sum_{j=1}^n \alpha_j$

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

Для  $j$ -го отбора пара коэффициент  
недовыработки мощности равен

$$y_j = \frac{h_j - h_K}{h_0 - h_K}$$

# 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

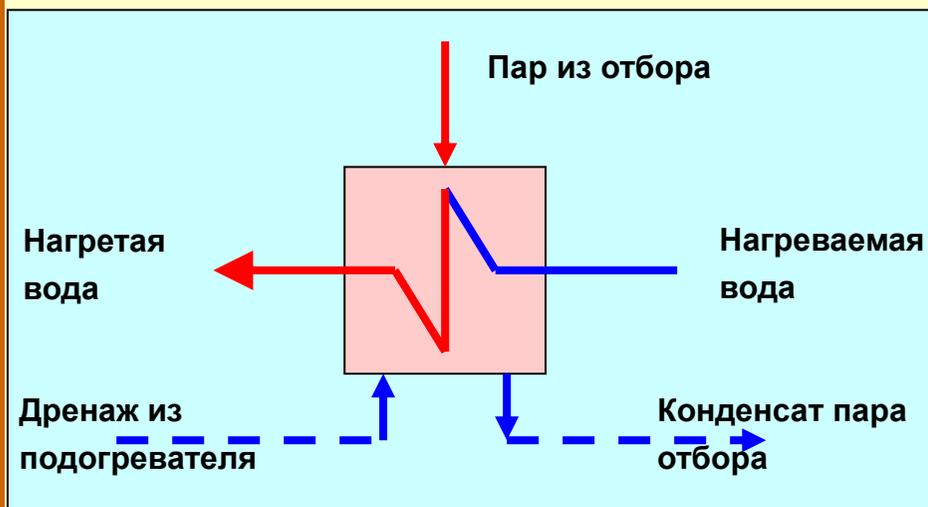
$$N_i = D_0 \cdot \bar{H}_i^P = D_0 \cdot H_i \cdot \left( 1 - \sum_{j=1}^n \alpha_j \cdot y_j \right)$$

# Типы регенеративных подогревателей и схемы их включения

# Типы подогревателей

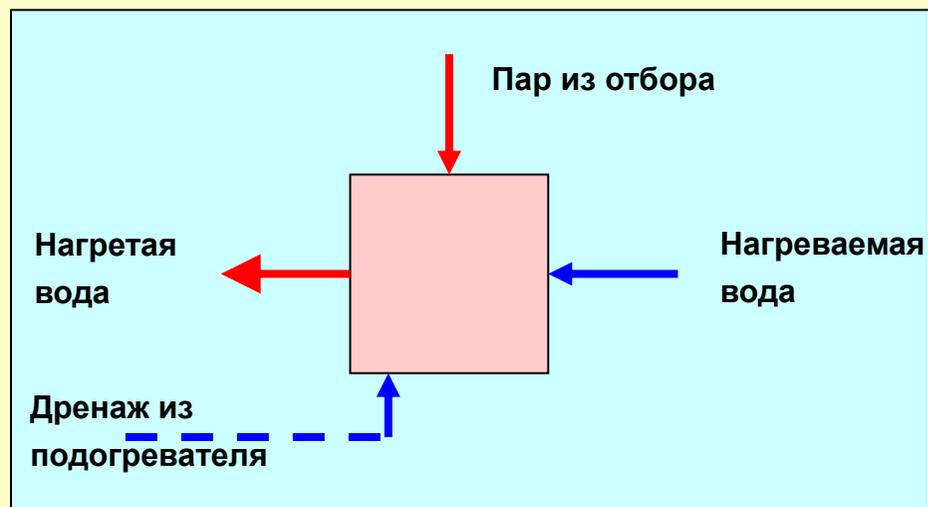
Существует два типа регенеративных подогревателей:

## Подогреватели поверхностного типа



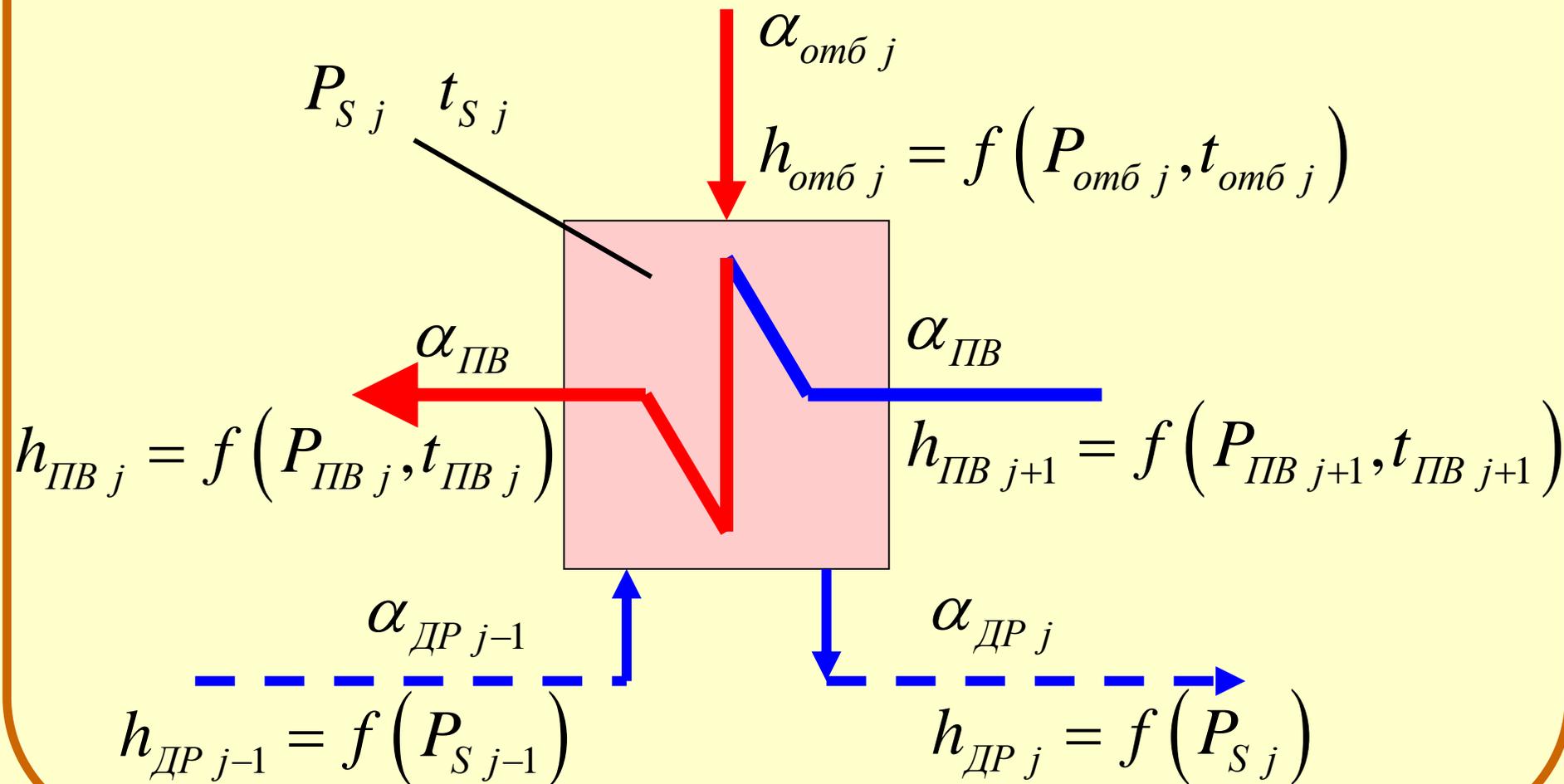
Теплопередача - через поверхность

## Подогреватели смешивающего типа



Теплопередача – путем смешивания  
ПОТОКОВ

# Расчетная схема подогревателя поверхностного типа

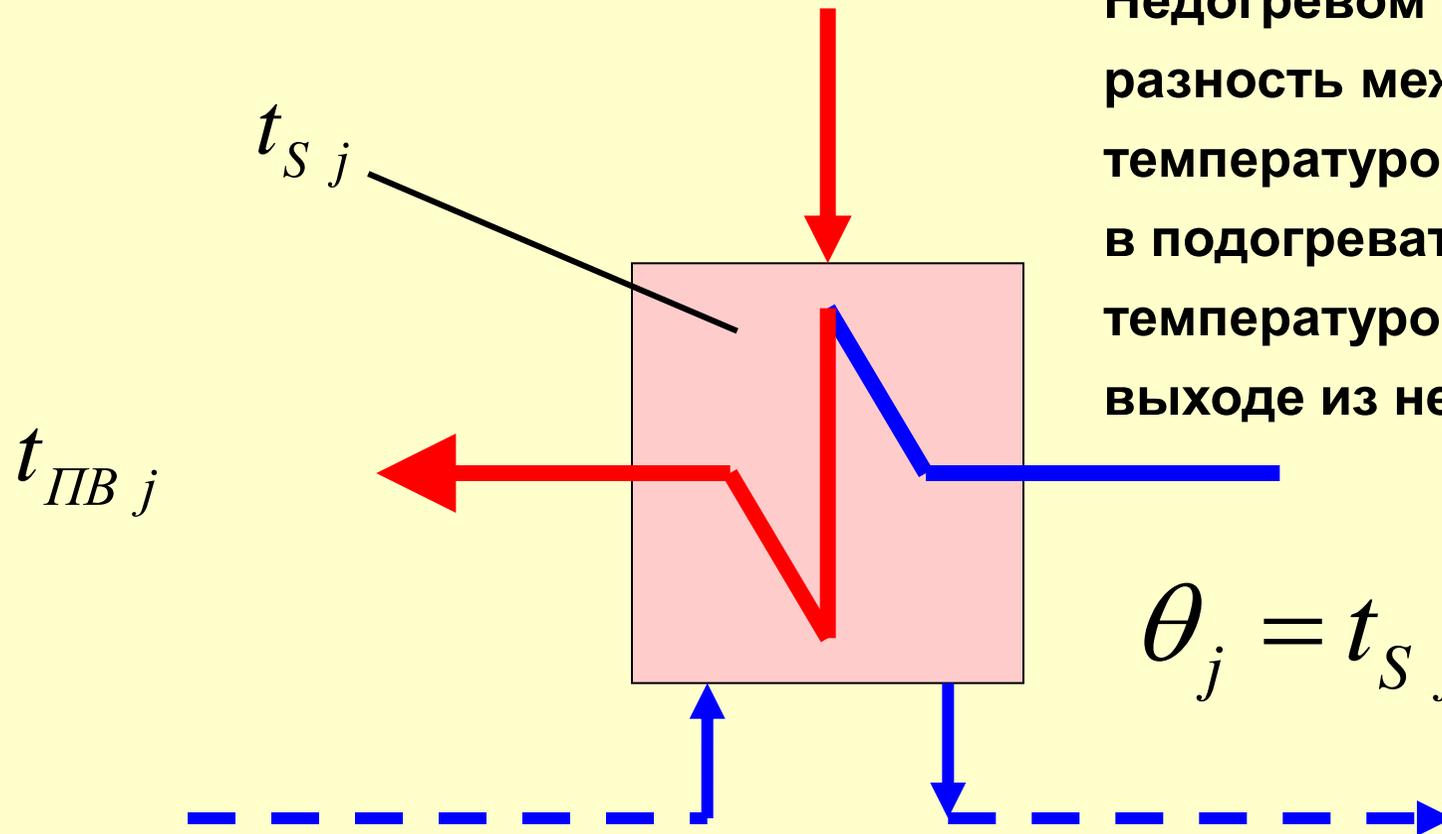


# Уравнение теплового баланса подогревателя поверхностного типа

$$Q_{\text{отданное}} = Q_{\text{принятое}}$$

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

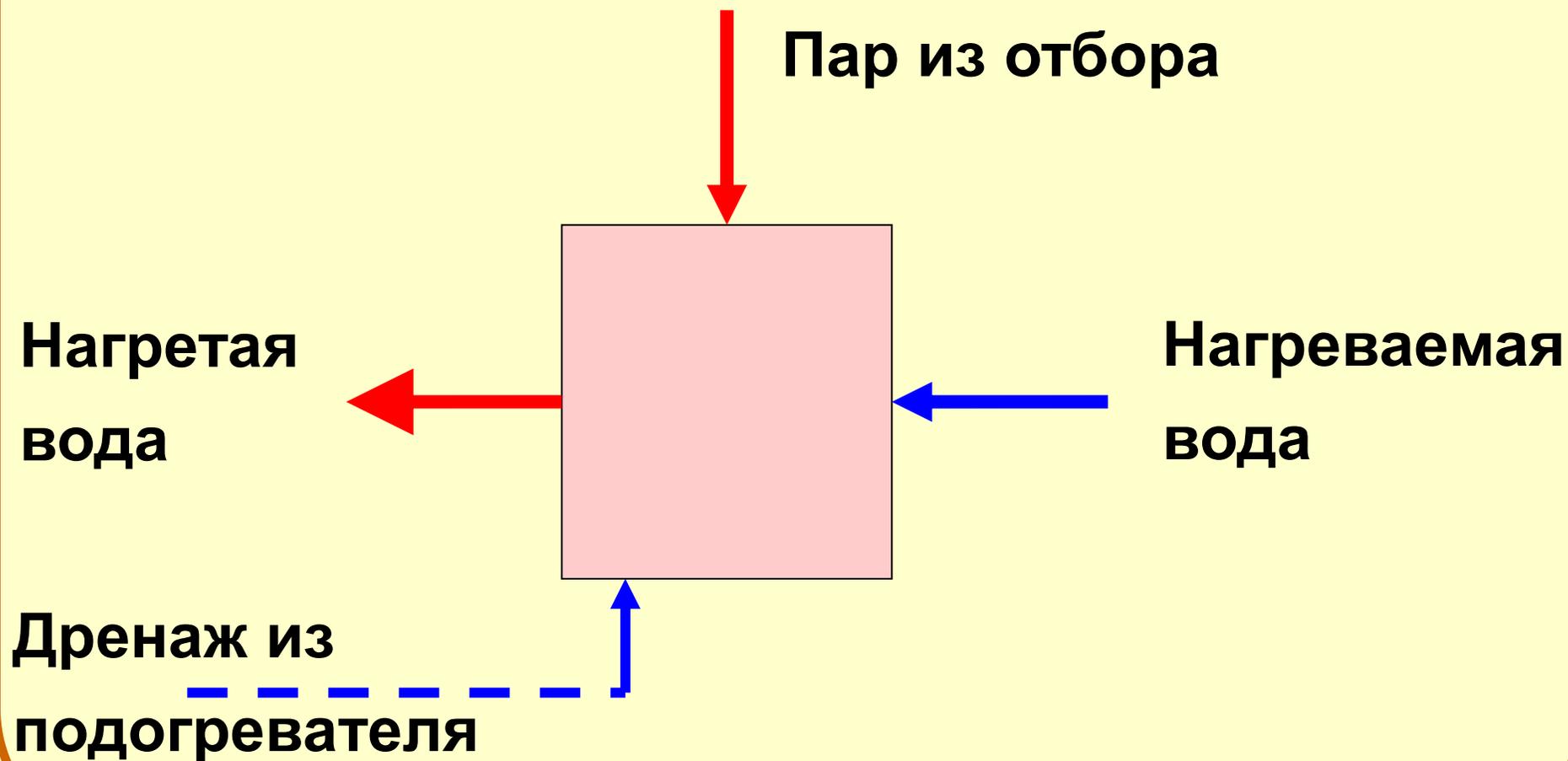
# НЕДОГРЕВ В ПОДОГРЕВАТЕЛЯХ ПОВЕРХНОСТНОГО ТИПА



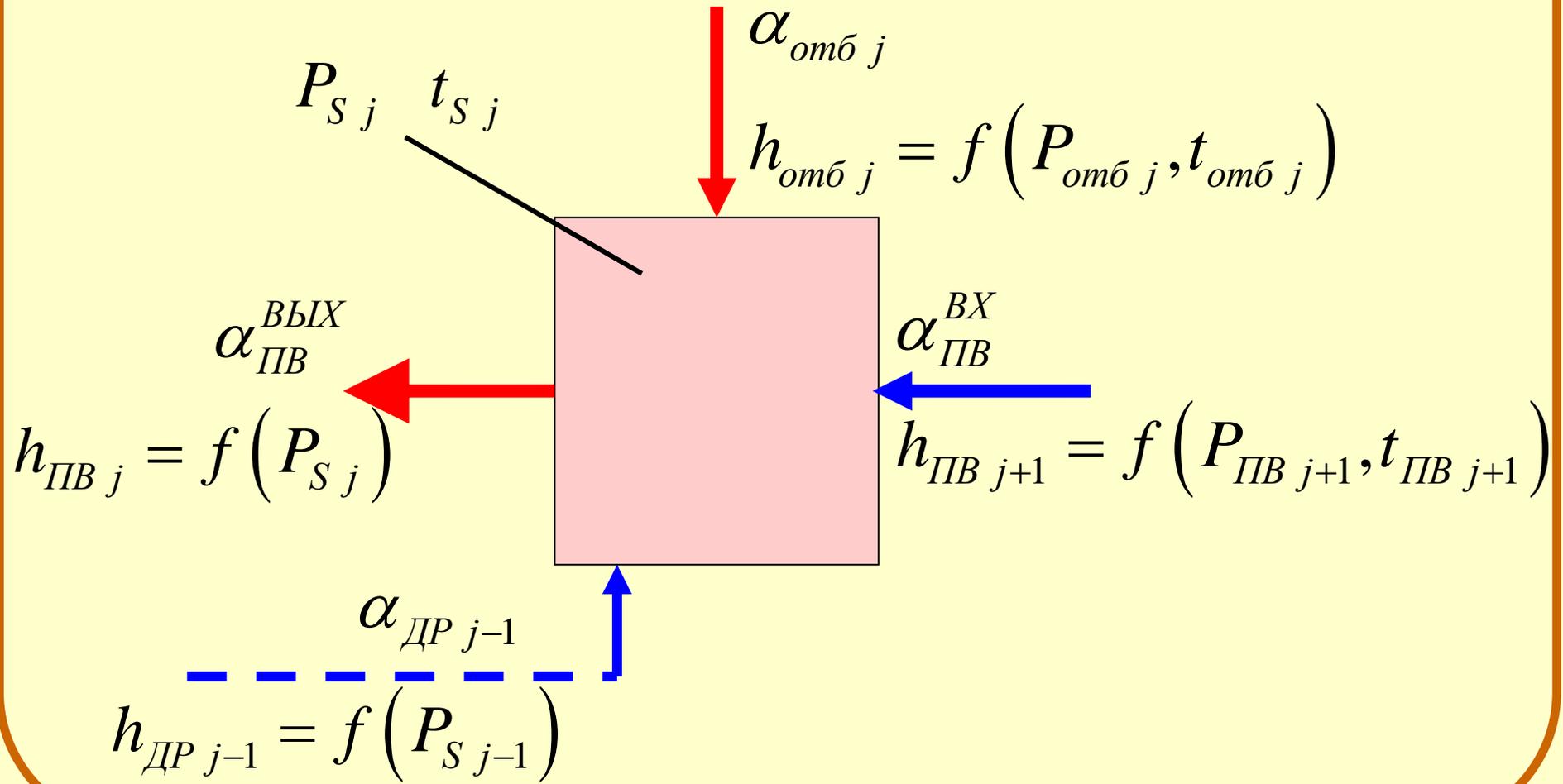
Недогревом называется разность между температурой насыщения в подогревателе и температурой воды на выходе из него:

$$\theta_j = t_{Sj} - t_{ПВj}$$

# Расчетная схема подогревателя смешивающего типа



# Расчетная схема подогревателя смешивающего типа

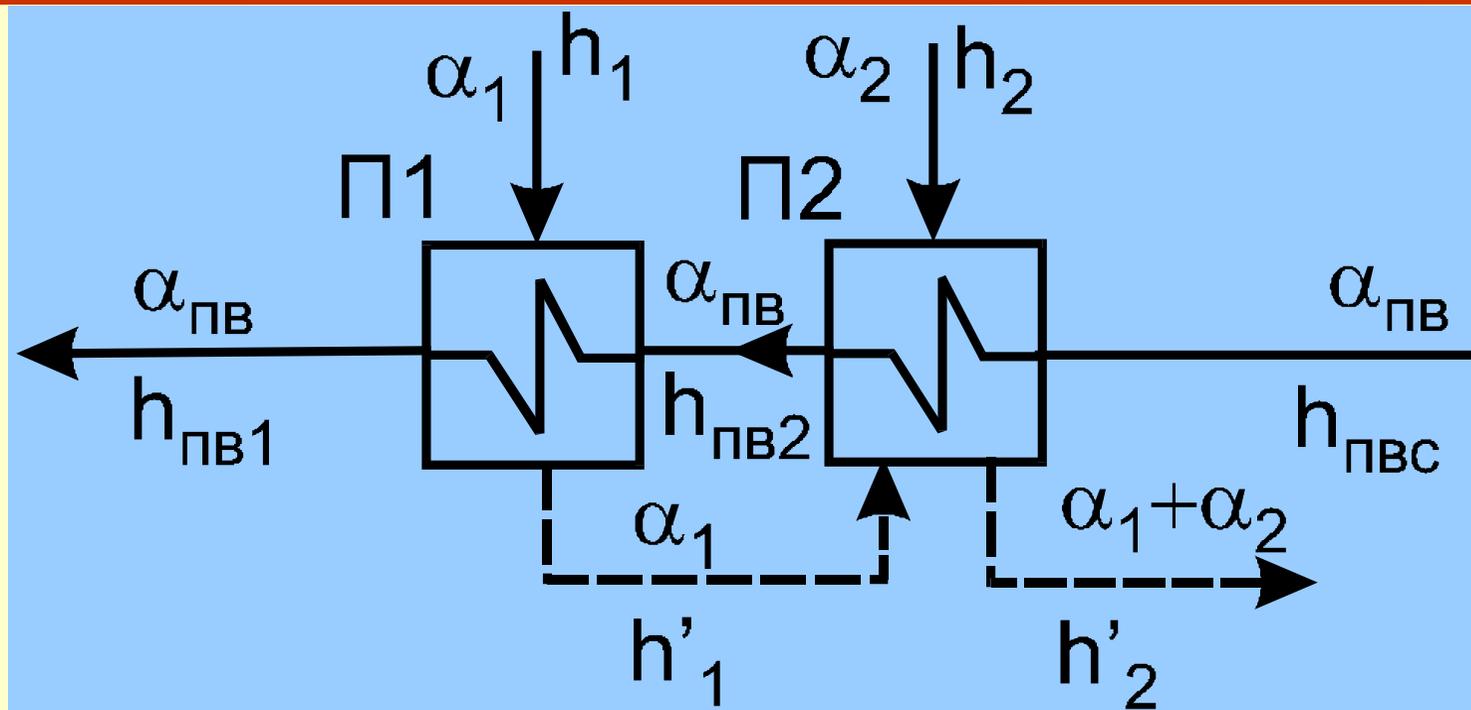


# Уравнения материального и теплового балансов подогревателя смешивающего типа

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

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

Доли расходов пара в отборы турбины определяются по тепловым балансам подогревателей



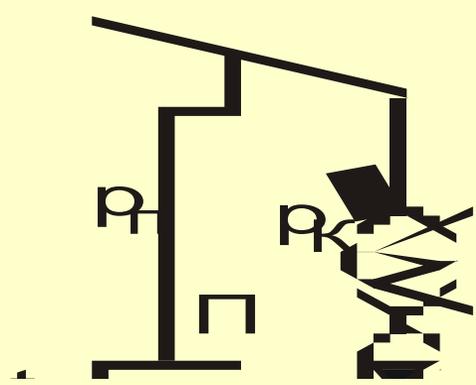
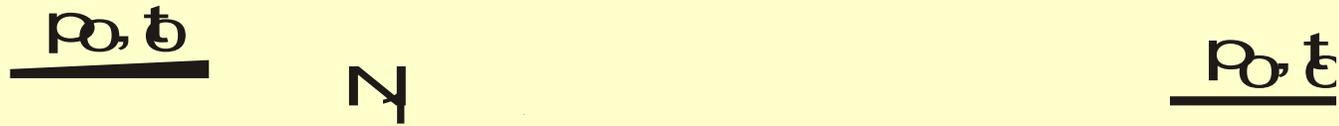
$$\alpha_1 \cdot (h_1 - h'_1) \cdot \eta_{\Pi} = \alpha_{\text{ПВ}} \cdot (h_{\text{ПВ1}} - h_{\text{ПВ2}})$$

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

## Сравнение регенеративных подогревателей поверхностного и смешивающего типов

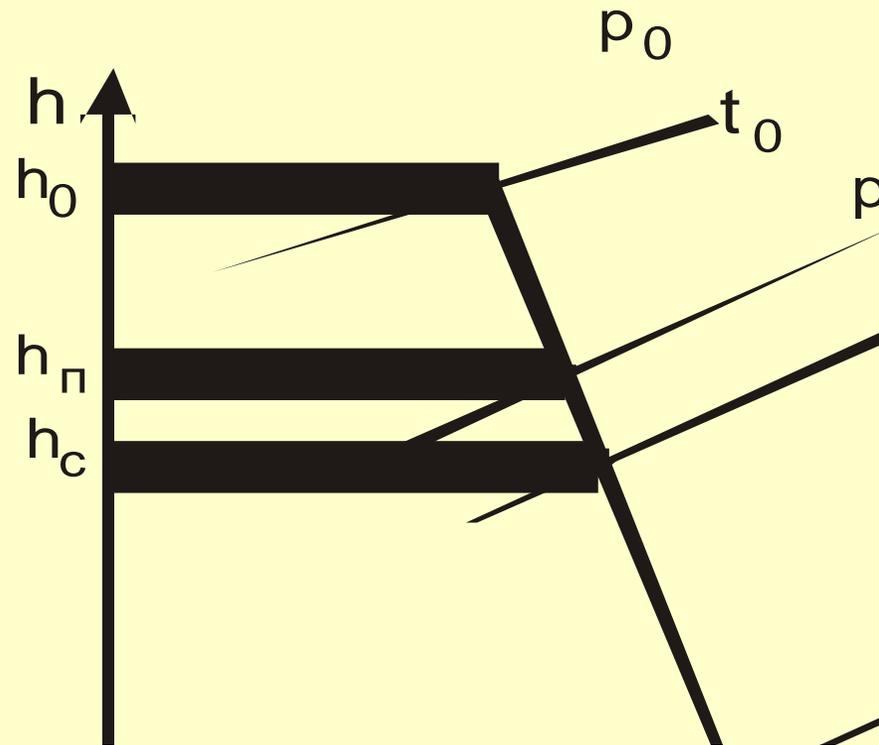
Применение смешивающих подогревателей  
может дать экономию топлива до 0,3 %.

Сравним две схемы ПТУ с поверхностным и смешивающим подогревателем:



Температура питательной воды за подогревателями одинакова

Температура насыщения в поверхностном подогревателе выше, чем в смешивающем, следовательно, выше давление в подогревателе и отборе, и, следовательно, есть «недовыработка» мощности



# Преимущества смешивающих подогревателей

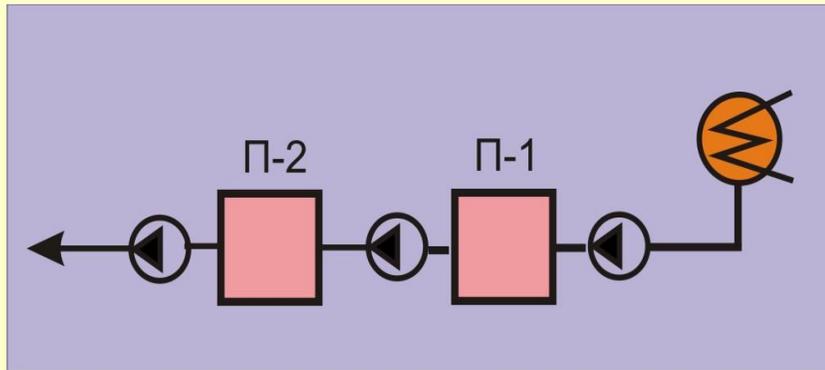
- ❖ более простая конструкция;
- ❖ меньше капитальные затраты (в 1,4 – 1,8 раза по отношению к поверхностным);
- ❖ высокая надежность;
- ❖ более просты в эксплуатации и ремонте;
- ❖ более экономичны;
- ❖ отсутствие недогрева;
- ❖ резкое уменьшение содержания окислов меди в питательной воде, так как отсутствуют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

# Недостатки смешивающих подогревателей:

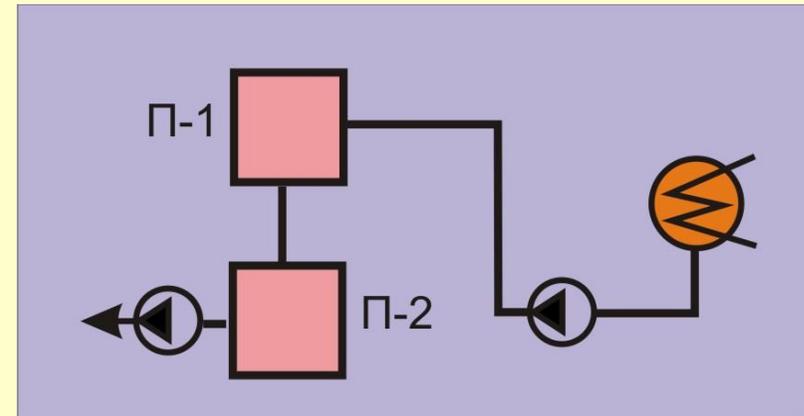
- для перекачки конденсата необходимы дополнительные насосы;
- необходима защита от переполнения конденсатом и от заброса конденсата в турбину при сбросе нагрузки, когда давление в отборах быстро снижается и конденсат в подогревателе может вскипеть;
- при высоком давлении в отборе трудно обеспечить защиту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



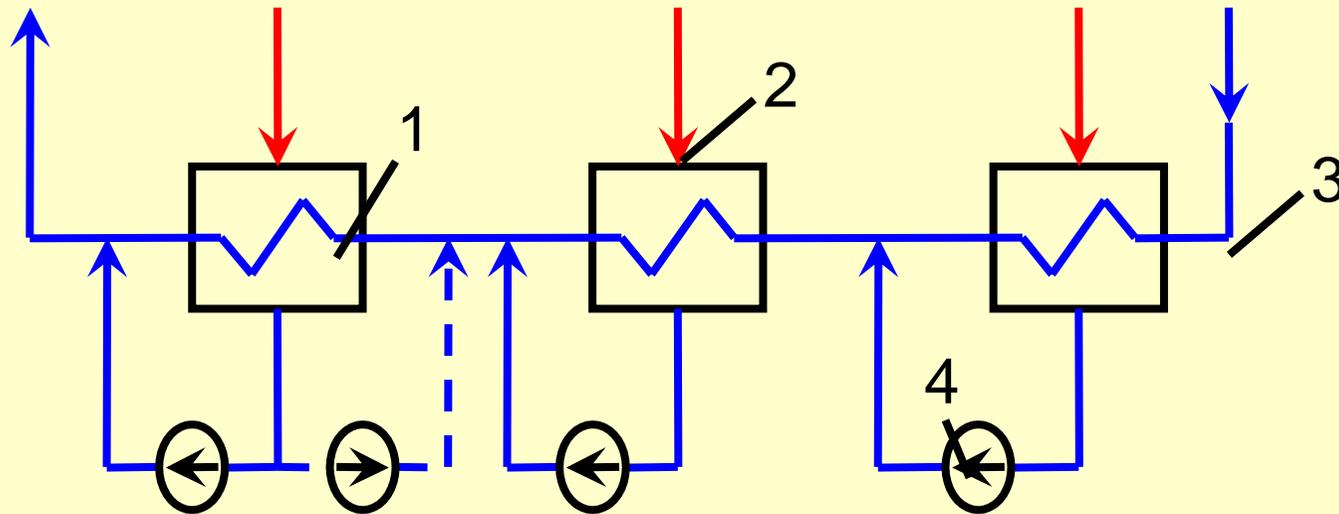
**Гравитационная**

# 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



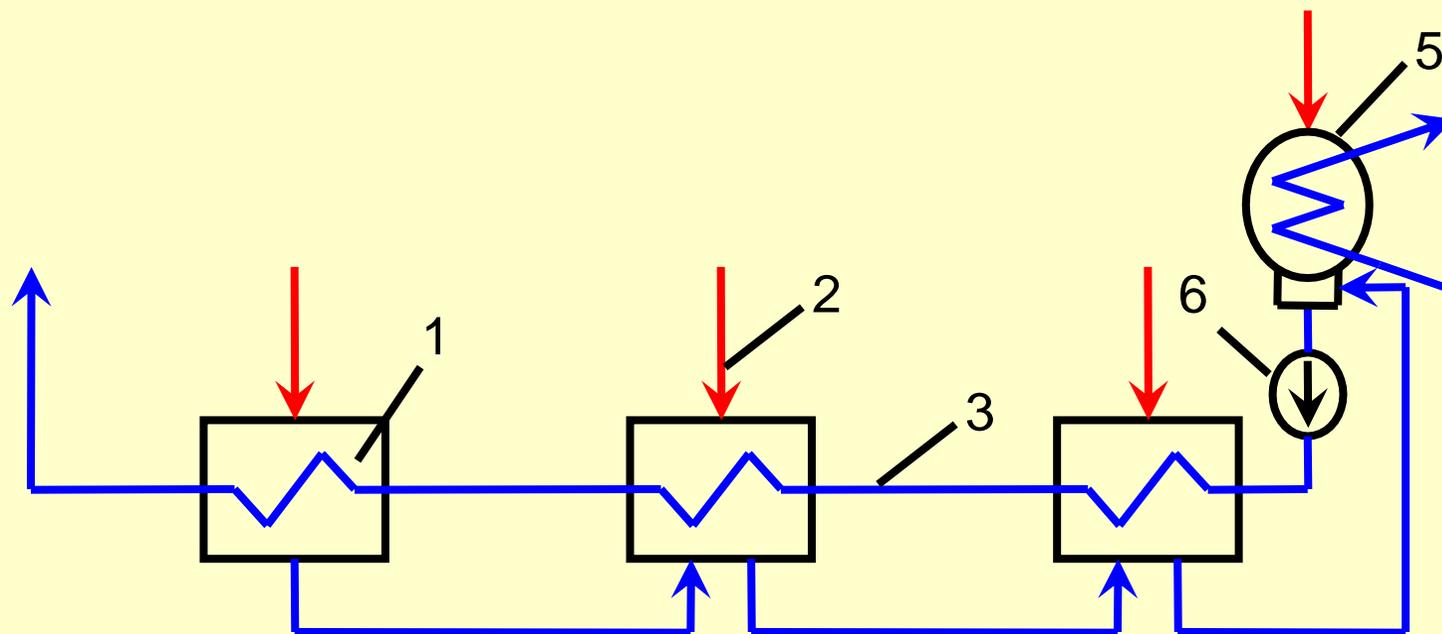
Тепловая экономичность этой схемы наиболее высокая, почти как в схеме со смешивающими подогревателями.

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.



# **Влияние РППВ на экономичность ПТУ**

# Энергетический коэффициент регенерации

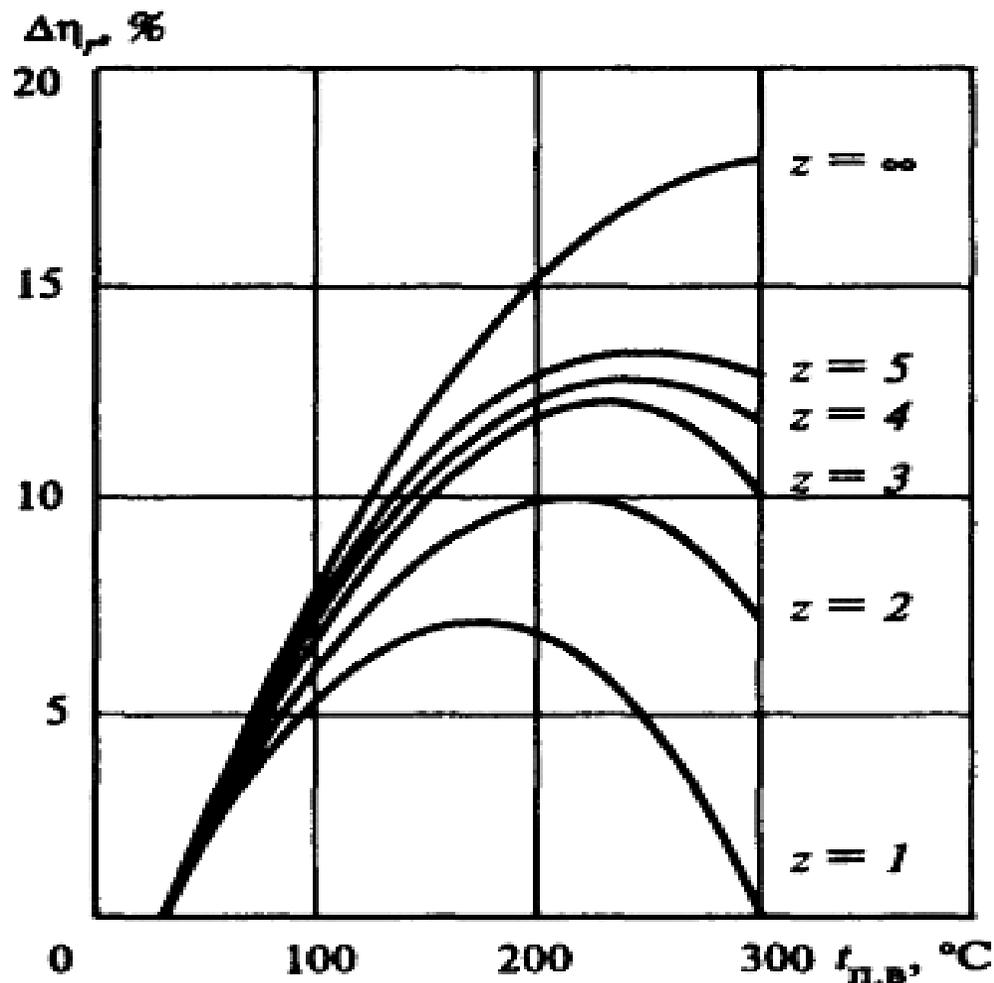
$$A^p = \frac{\sum_{j=1}^n \alpha_j (h_0 - h_j)}{\alpha_K (h_0 - h_K)}$$

# КПД ПТУ с РППВ

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

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

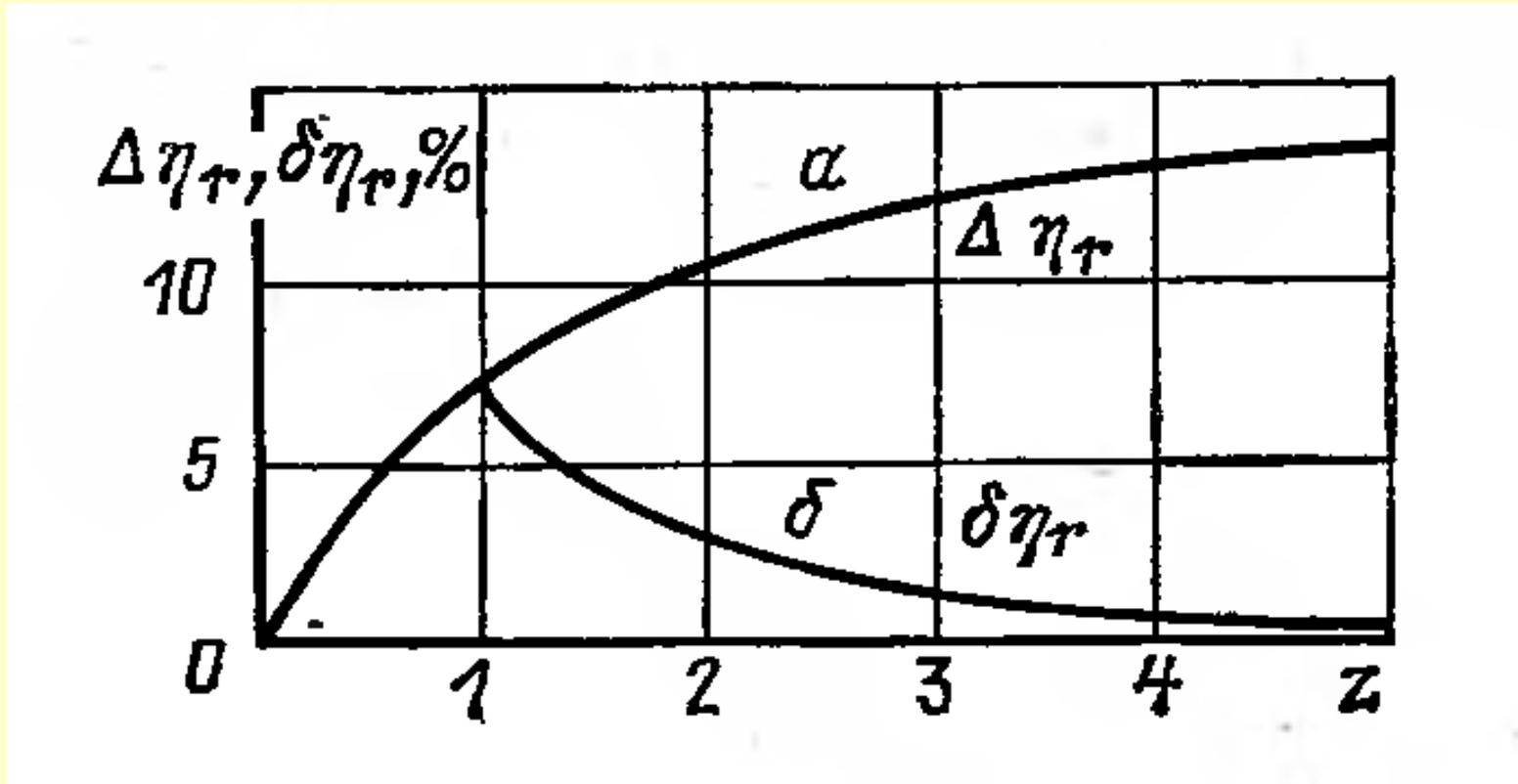
# Зависимость относительного повышения КПД установки $\Delta\eta_i$ от температуры питательной воды $t_{п.в.}$ при разном числе ступеней подогрева ( $z$ )



# 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.

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 низкотянцальной 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

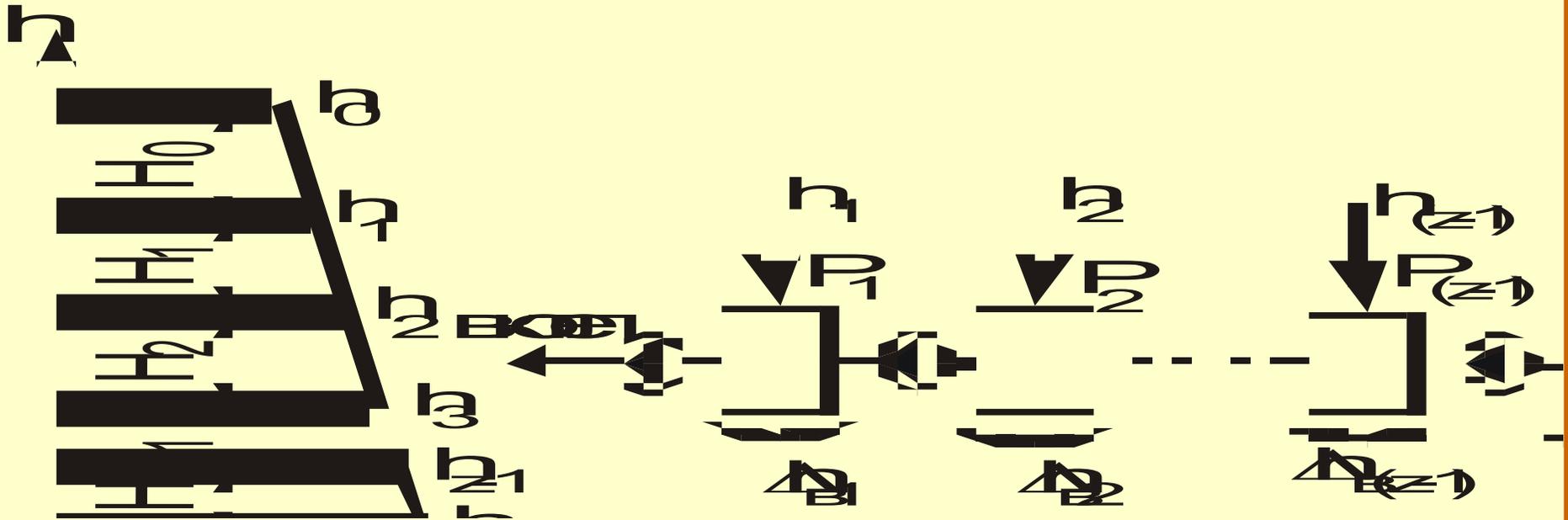
# Выбор количества отборов и давлений в них

должен отвечать **максимуму абсолютного внутреннего КПД** турбинной установки.

# В условиях максимальной тепловой экономичности

- ❖ подогрев воды в каждом регенеративном подогревателе смешивающего типа, кроме первого, равен тепловому перепаду в турбине между предшествующим и данным отборами
- ❖ а подогрев в первом подогревателе – тепловому перепаду 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

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

$n$  – 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:

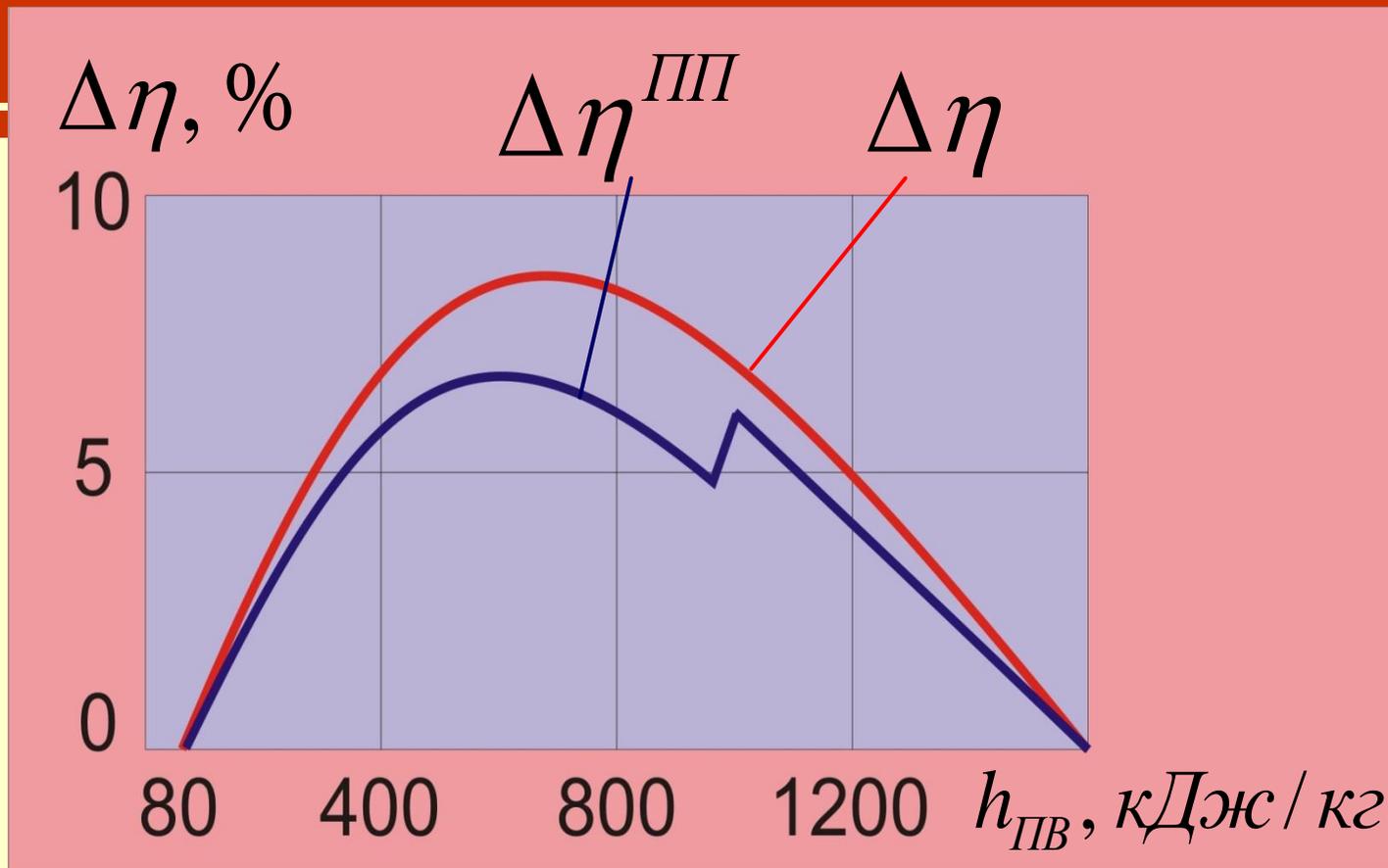
$$\frac{\Delta h_{B1}}{\Delta h_{B2}} = \dots = \frac{\Delta h_{B(z-1)}}{\Delta h_{Bz}} = m$$

# 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 обуславливается 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:

$$\frac{\Delta h_{В1}}{\Delta h_{В2} + \Delta h_{III}} = \frac{\Delta h_{В2}}{\Delta h_{В3}} = m$$

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

$\Delta h_{В1} = 1,7 \cdot \Delta h_m$  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.

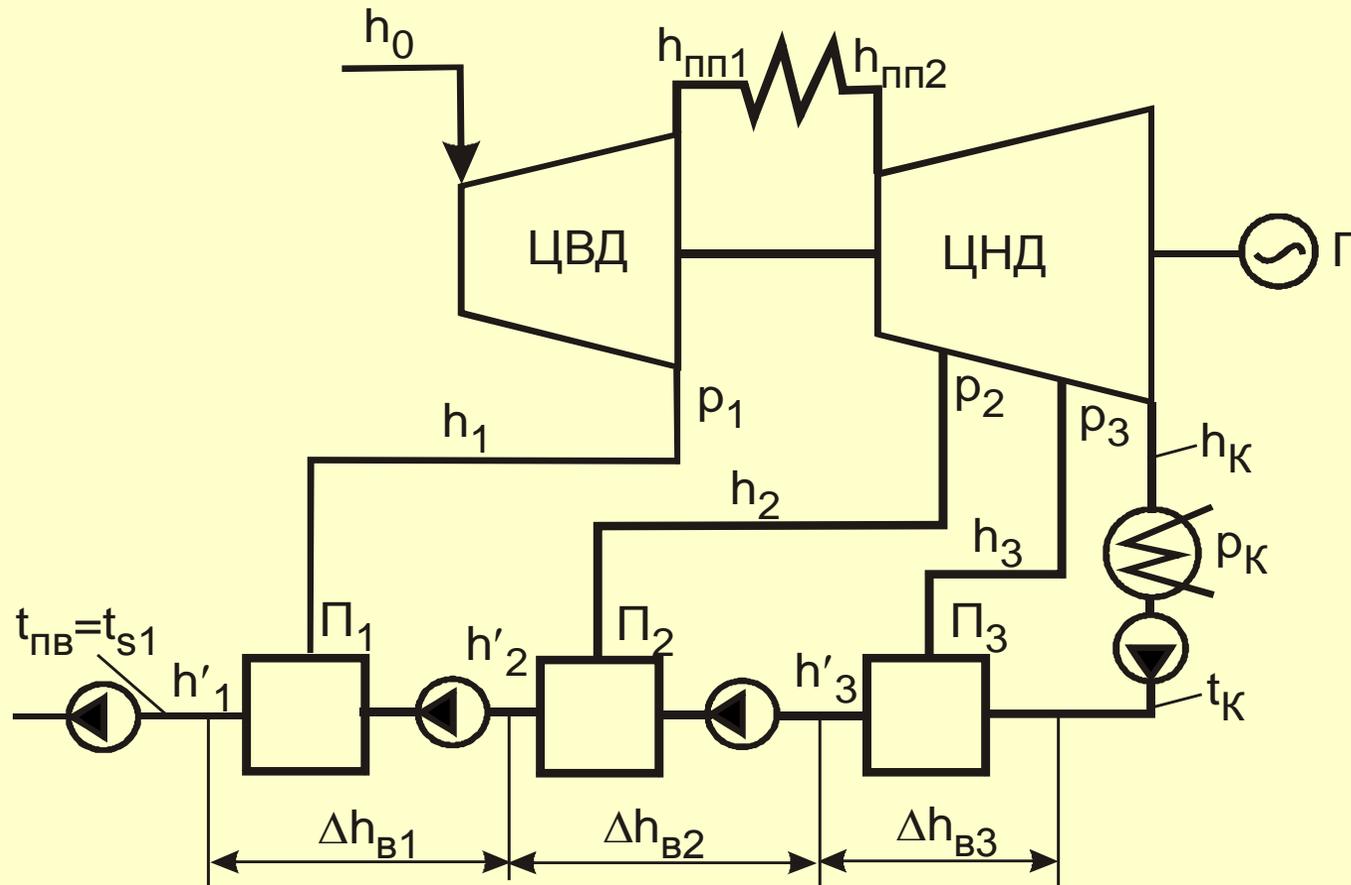
*С уменьшением подогрева в «горячей» ступени и увеличением его в «холодной» ступени, т.е. с ростом  $\Delta h_2$  и снижением  $h_2$ , КПД турбоустановки возрастает и достигает при некотором значении  $\Delta h_2 = \Delta h_{и}$  значения КПД турбоустановки без дополнительного отбора из ЦСД. С дальнейшим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

## РППВ на ТЭЦ

- ❖ 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.

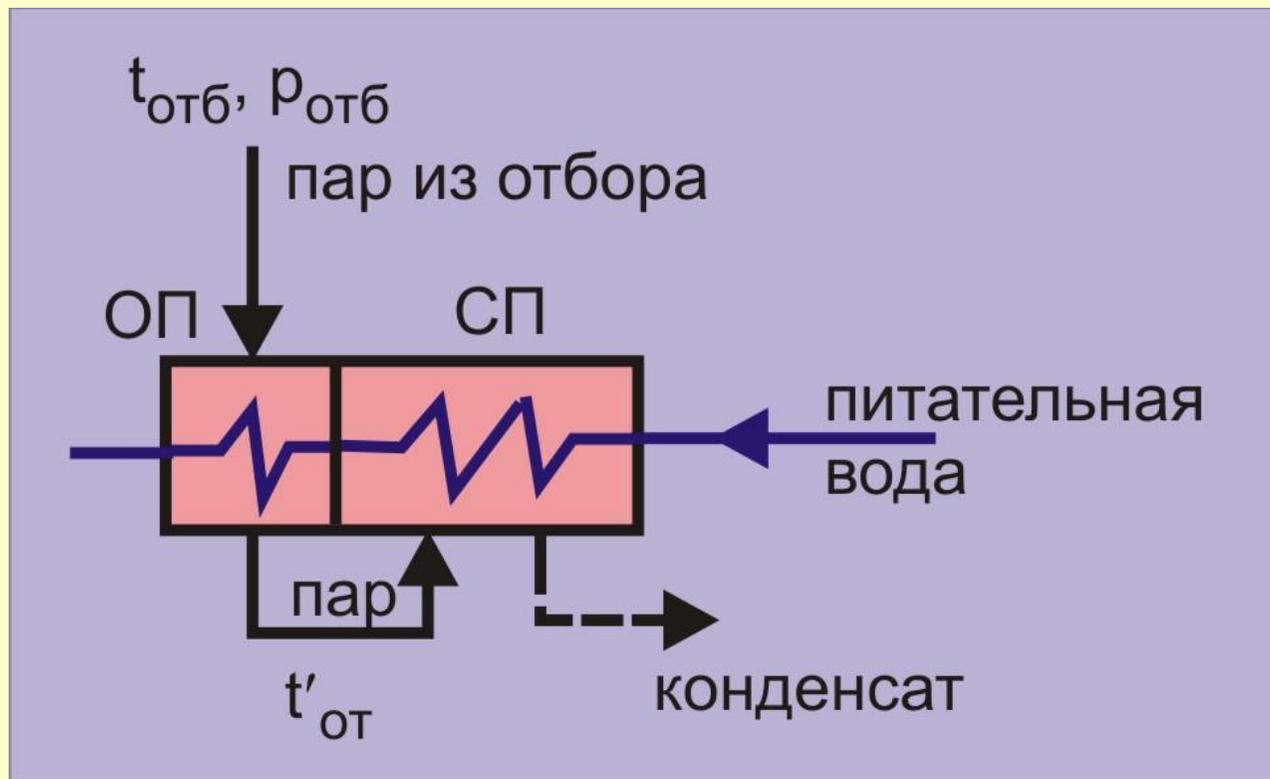
Известные значения давления пара (в верхнем и регулируемых отборах) образуют границы интервалов, внутри которых распределение подогрева между ступенями подчиняется тем же закономерностям, что и на КЭС, т. е. геометрической или арифметической прогрессиям.

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

# Пароохладители

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.