

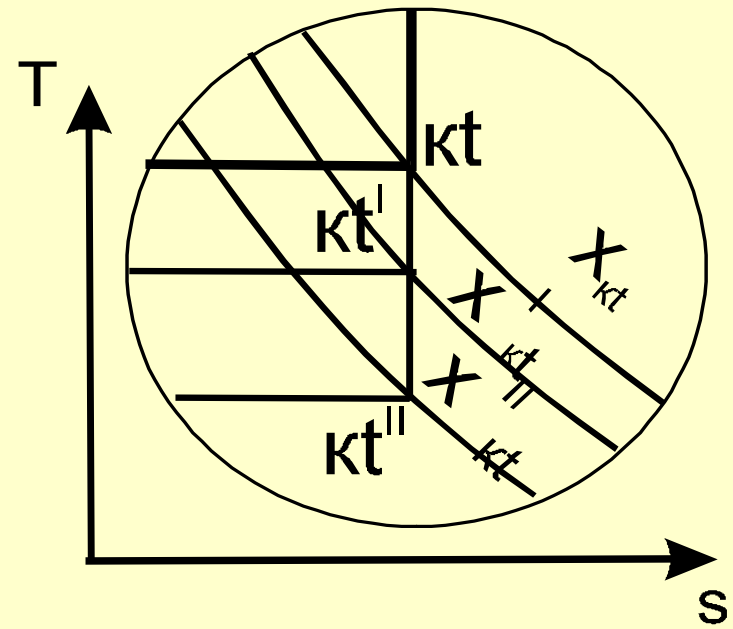
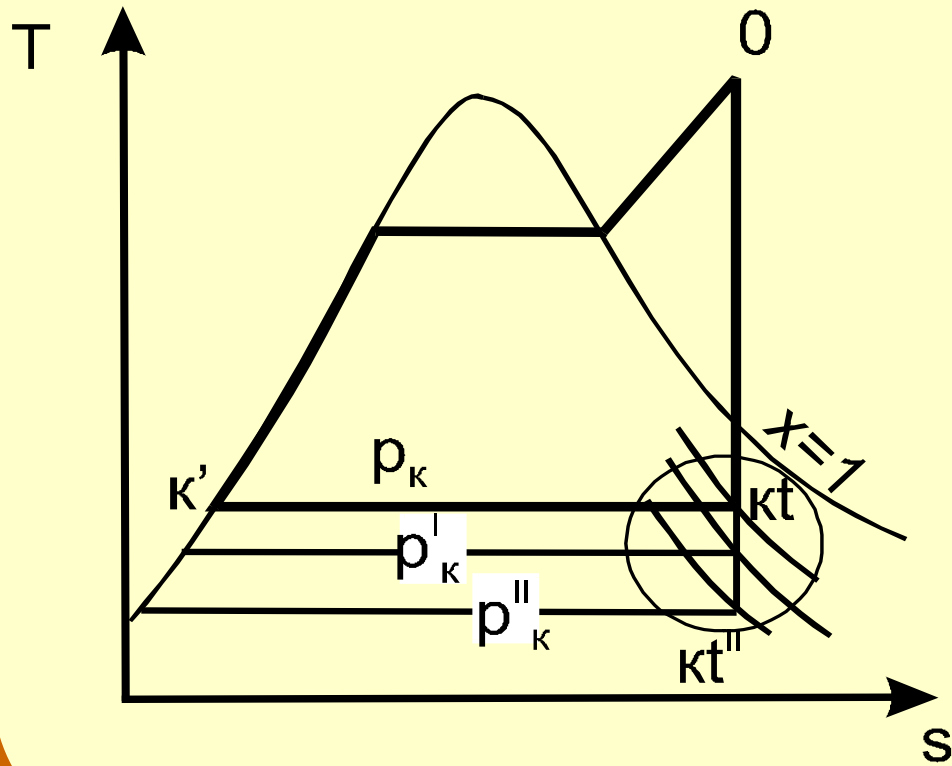
## **4. ВЛИЯНИЕ КОНЕЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛА ПТУ**

# Термический КПД цикла

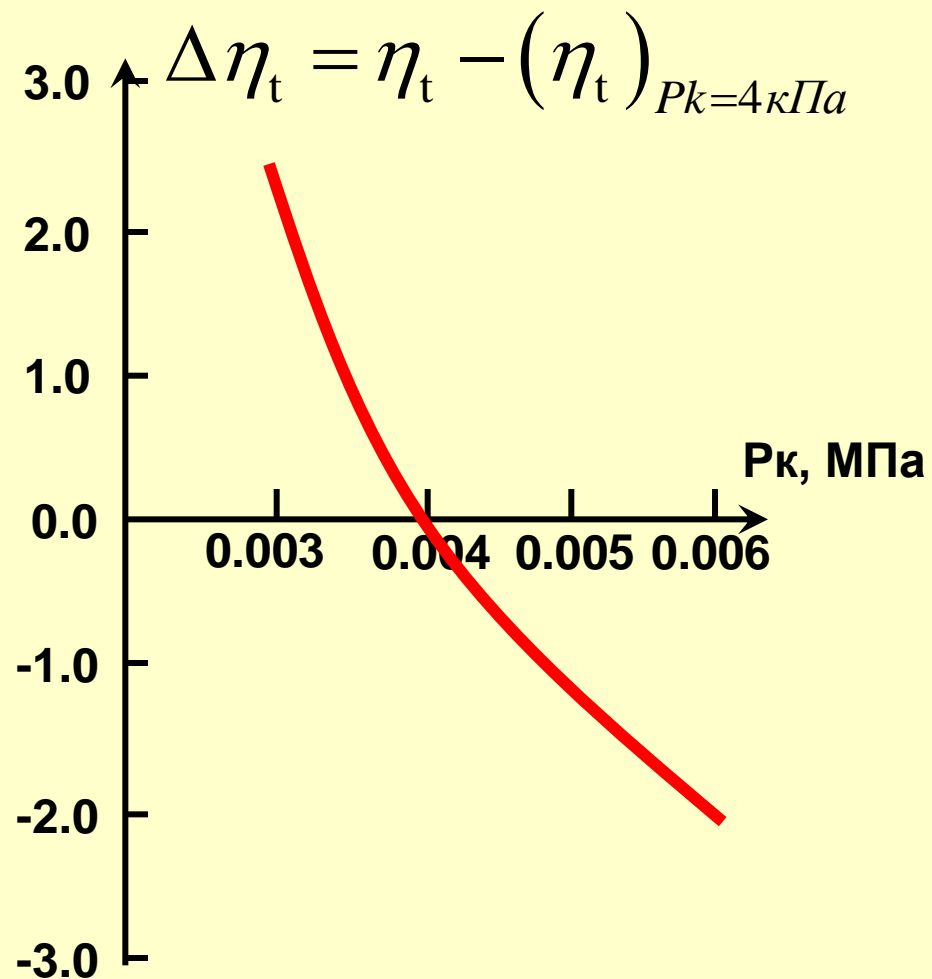
$$\eta_t = 1 - \frac{T_K}{T_{0ЭКВ}}$$

Даже относительно небольшое снижение  $T_K$  оказывает существенное влияние на тепловую экономичность установки

# Сравнение циклов Ренкина с разными значениями $p_k$ (при неизменных начальных параметрах)



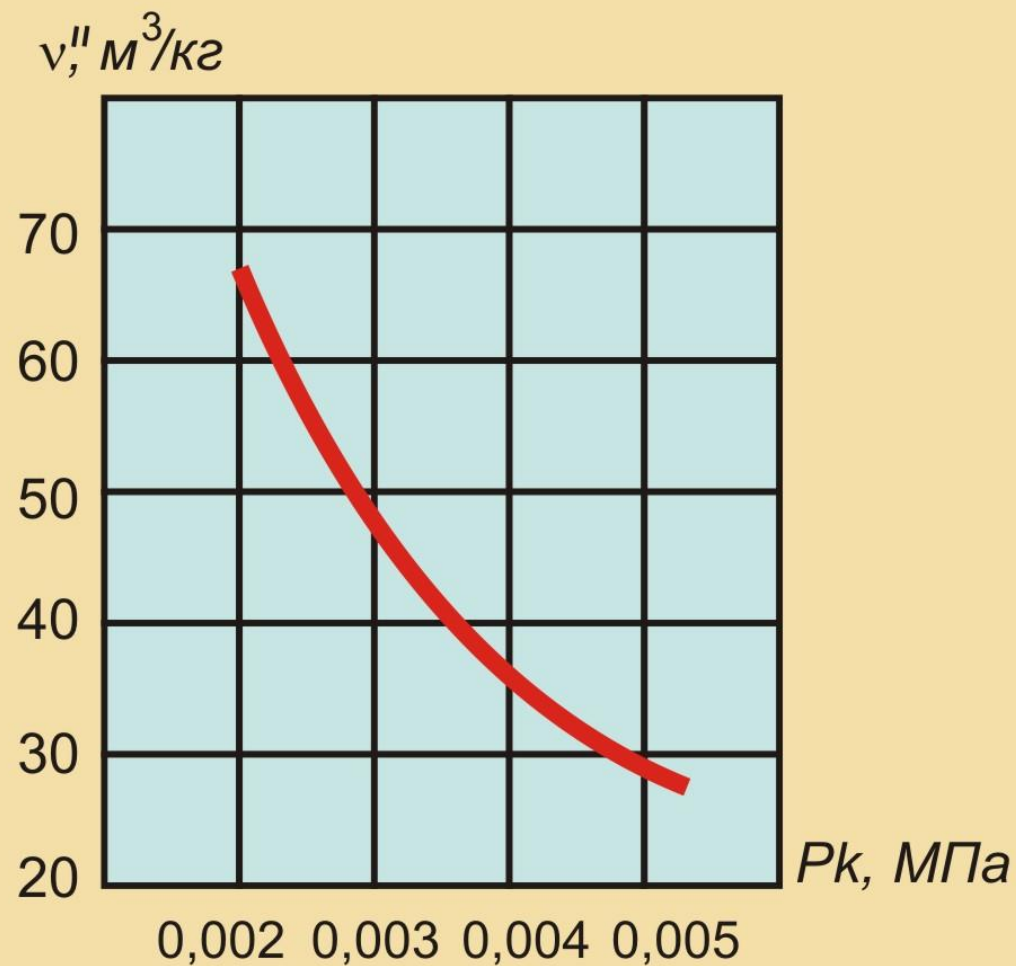
# Зависимость термического КПД ПТУ от $p_k$ (при неизменных начальных параметрах)



Однако при снижении  $P_k$  :

- увеличивается конечная влажность пара
- растет выходная скорость пара
- возрастают потери в турбине
- снижается внутренний относительный КПД турбины
- объемный расход пара в конденсатор

# Удельный объем насыщенного пара в зависимости от давления пара в конденсаторе



Переход от значения  $P_k$  3,5 кПа к 4,5 кПа

- снижает термический КПД примерно на 1,5%
- но одновременно почти в 1,3 раза уменьшает удельный объем пара – от 40,2 до 31,7 м<sup>3</sup>/кг

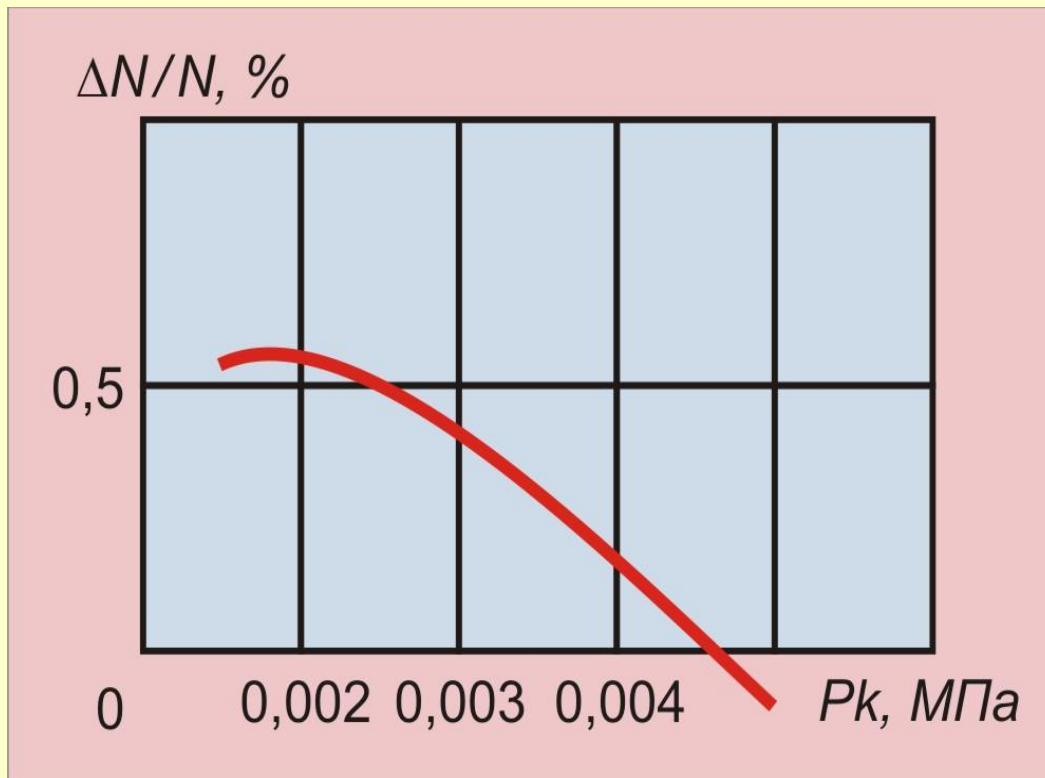
Увеличение удельного объема пара при одном и том же массовом расходе требует соответствующего роста проходных сечений последних ступеней турбины

Для увеличения проходных сечений - необходимо увеличивать высоты лопаток последних ступеней турбины, что ставит под вопрос надежность их работы, особенно учитывая высокую влажность пара в этой части турбины

Все это приводит к изменениям  $\eta_i$  и общей мощности установки



# Зависимость изменения мощности турбины от конечного давления



**С понижением  $P_k$**

– несмотря на рост потерь, мощность сначала растет за счет увеличения теплоперепада

– затем, достигнув максимума, мощность снижается

Такое изменение  $\Delta N$  связано с тем, что при некотором давлении в минимальном сечении каналов рабочей решетки скорость пара принимает **критическое значение**

Дальнейшее снижение  $P_k$  приводит к расширению пара в косом срезе.

Когда расширительная способность косого среза исчерпана, пар расширяется за пределами ступени и действительный теплоперепад уже не изменяется

В то же время вследствие снижения  $P_k$

- температура конденсата на выходе из конденсатора понижается  $\Rightarrow$
- увеличивается расход пара в первый (по ходу основного конденсата) регенеративный подогреватель

Это приводит к тому, что расход пара через последние ступени ЧНД падает, а вырабатываемая мощность уменьшается

Таким образом, в реальных условиях уменьшать  $P_k$  целесообразно только до определенных значений

**Технико-экономически** оптимальные значения  $P_k$  могут быть **заметно выше** тех, при которых вырабатывается максимальная мощность

# Технико-экономические значения $P_k$

Давление в конденсаторе является функцией температуры, при которой происходит конденсация пара

$$t_H = t_{B1} + \frac{h_{ПК} - h_K}{c_P m} + \delta t = t_{B2} + \delta t$$

где

$t_{B1}$ ,  $t_{B2}$  - начальная и конечная температуры охлаждающей воды, °С;

$\delta t$  - недогрев воды до температуры насыщения, соответствующей давлению в конденсаторе, °С;

$m$  - кратность охлаждения (количество охлаждающей воды, приходящееся на 1 кг пара, поступающего в конденсатор, кг/кг).

Температура охлаждающей воды  $t_{B1}$  изменяется в широких пределах

# Технико-экономические значения $P_k$

Достижение давления в конденсаторе, близкого к  $P_k^{\text{пред}}$ , возможно только при

- низких значениях  $t_{B1}$
- высоких кратностях охлаждения  $m$
- небольших значениях  $\delta t$

# Технико-экономические значения $P_k$

Однако такие условия обуславливают:

- повышенные расходы на перекачивание охлаждающей воды
- рост капитальных затрат

Низкие значения  $P_k$  окажутся неоправданными, если дополнительные расходы превысят стоимость дополнительной электроэнергии

# Технико-экономические значения $P_k$

Значения  $t_k$  ( $P_k$ ), кратности охлаждения  $m$  и недогрева  $\delta t$  должны определяться **техничко-экономическими расчетами**

Обычно **оптимальные значения** равны:

- $m = 50 \div 80$  кг/кг
- $\delta t = 3 \div 6$  °C



# Технико-экономические значения $P_k$

Чем ниже средняя температура охлаждающей воды, тем меньше дополнительные капитальные затраты для достижения более глубокого вакуума

Поэтому чем ниже температура охлаждающей воды, тем ниже экономически оптимальное значение  $P_k$

# Технико-экономические значения $P_k$

Значение  $P_k$  зависит также от цены топлива

При прочих равных условиях:

чем выше стоимость топлива, тем ниже экономически оптимальное значение  $P_k$

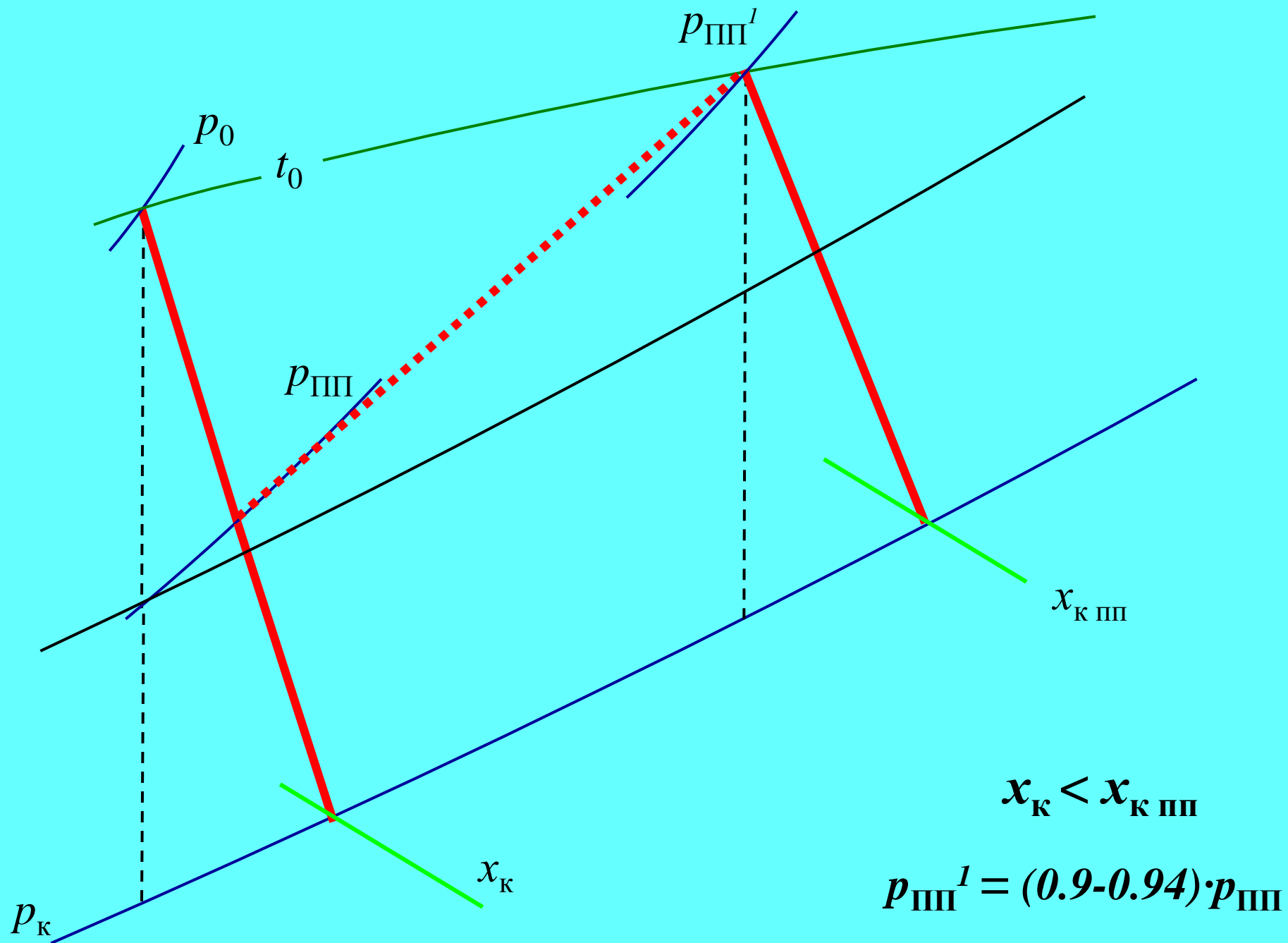
Для КЭС на органическом топливе оптимальные значения давления в конденсаторе находятся в пределах  $P_k = 3,0 \div 4,5$  кПа

## 4. ПРОМПЕРЕГРЕВ НА ТЭС и АЭС

# 4.1. Промперегрев на ТЭС

## Назначение:

1. Повысить степень сухости (уменьшить влажность) в последних ступенях турбины. Благодаря этому растет  $\eta_{oi}$  турбины.
2. В циклах перегретого пара введение ПП приводит к росту термического КПД.



# ТЕРМИЧЕСКИЙ КПД

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

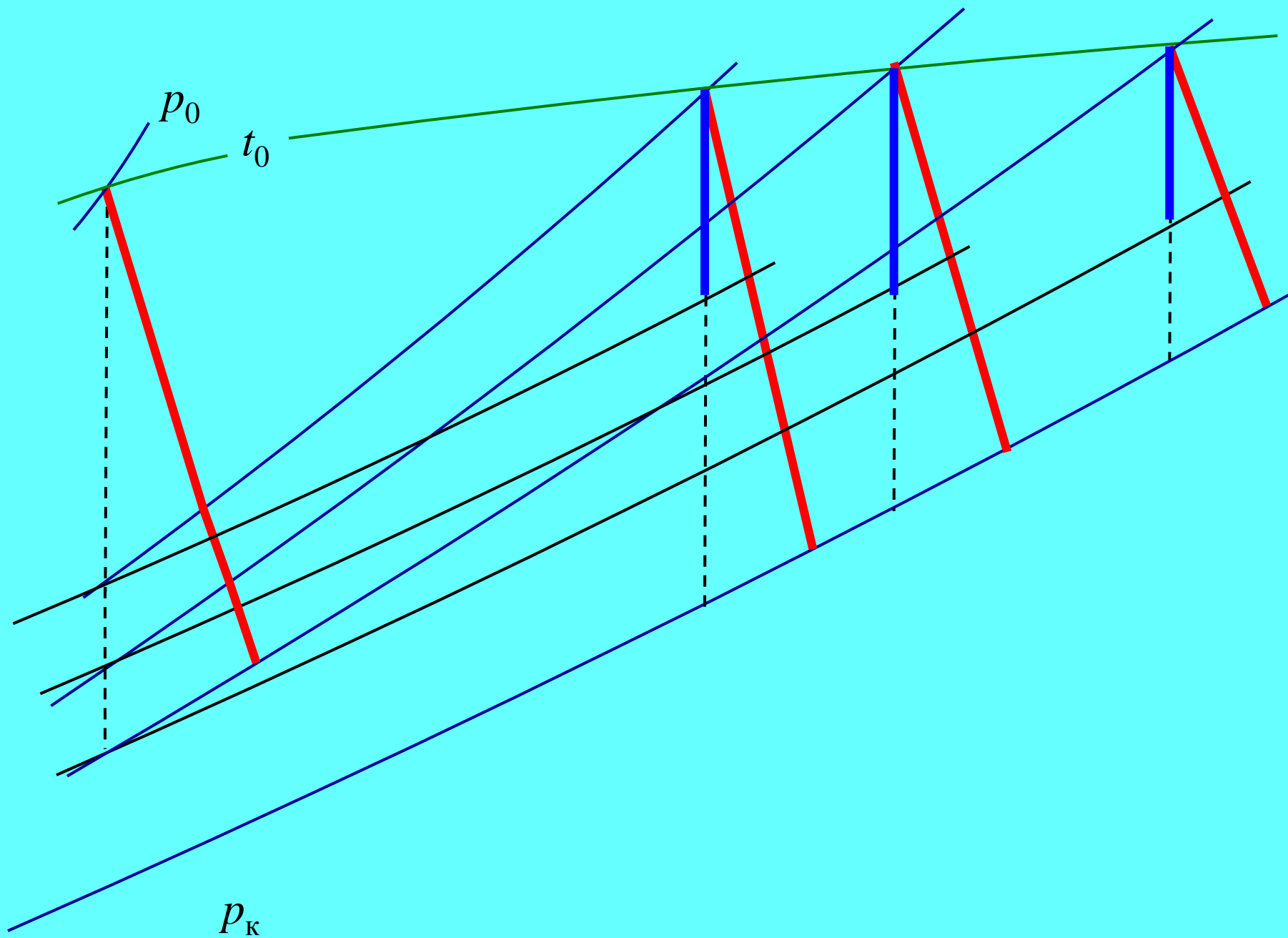
$$\Delta h_{\text{III}} = h_{\text{III}}^{\Gamma} - h_{\text{III}}^X$$

# Влияние Рпп на экономичность

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

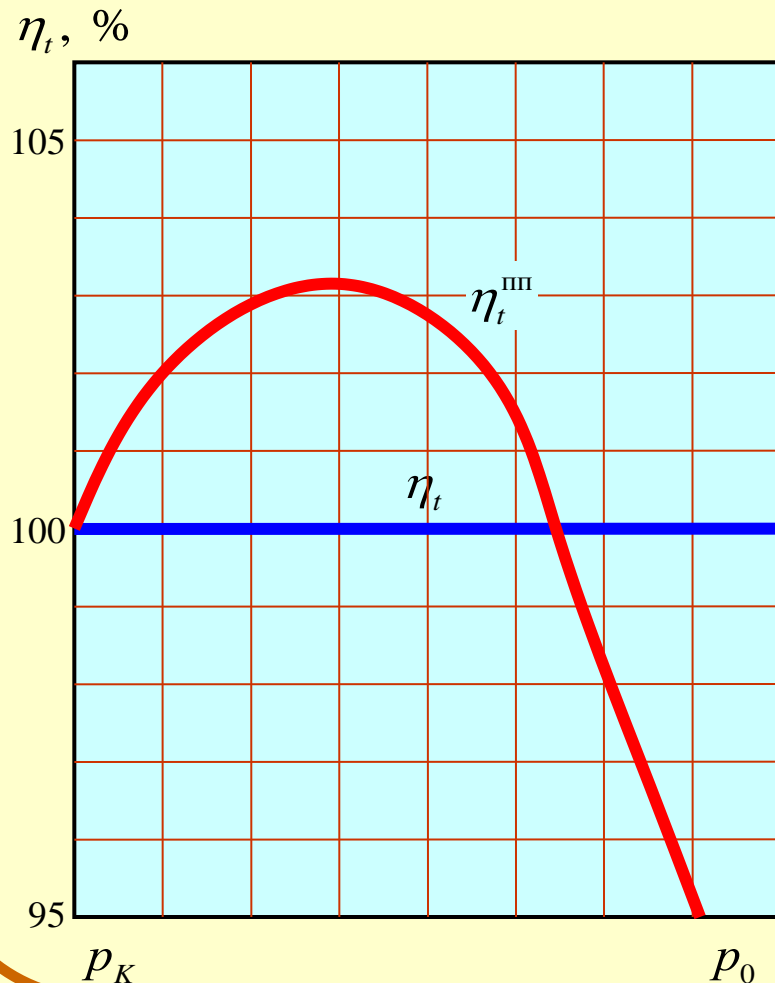
$$\Delta h_{III} = h_{III}^{\Gamma} - h_{III}^X \quad - \uparrow$$

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

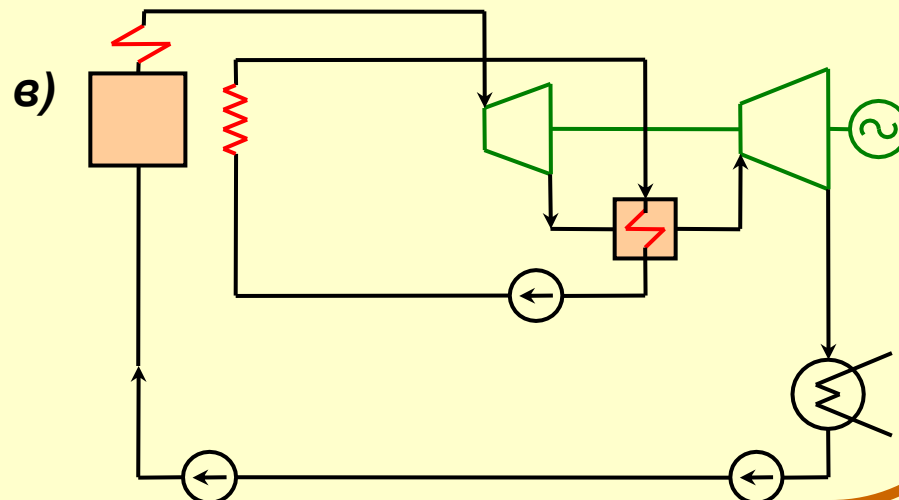
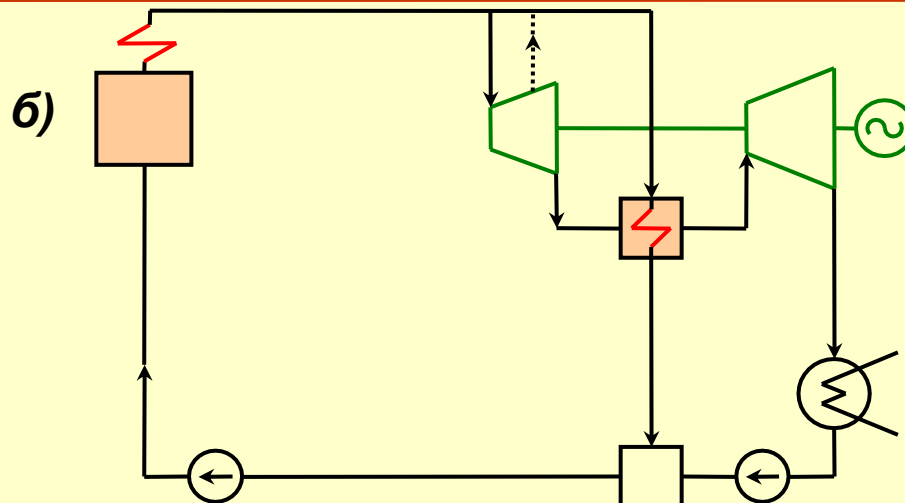
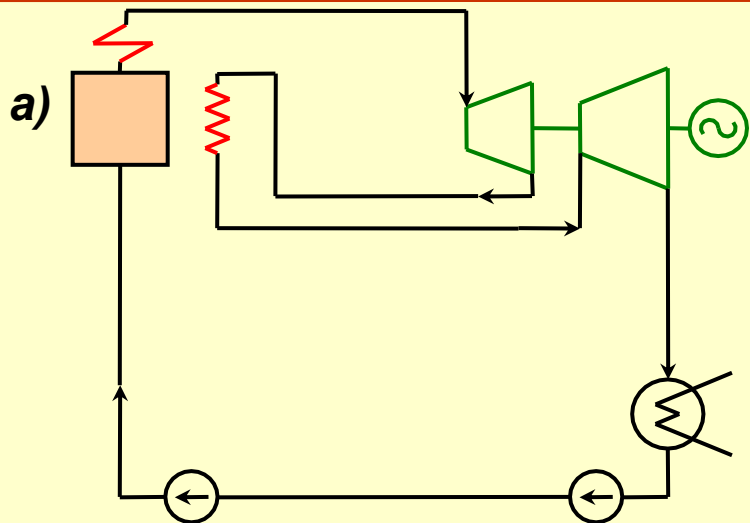
$$p_{III} = (0,15 \dots 0,20) p_0$$

При двухступенчатом

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

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

# Возможные способы осуществления промежуточного перегрева на ТЭС



а – газовый промежуточный перегрев;

б – перегрев острым паром или паром из отбора турбины

в – перегрев промежуточным теплоносителем

## 4.2. 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  $\eta_{oi}$  турбины.**
- 2. В циклах насыщенного пара введение ПП приводит к снижению термического КПД.**

# Промежуточная сепарация

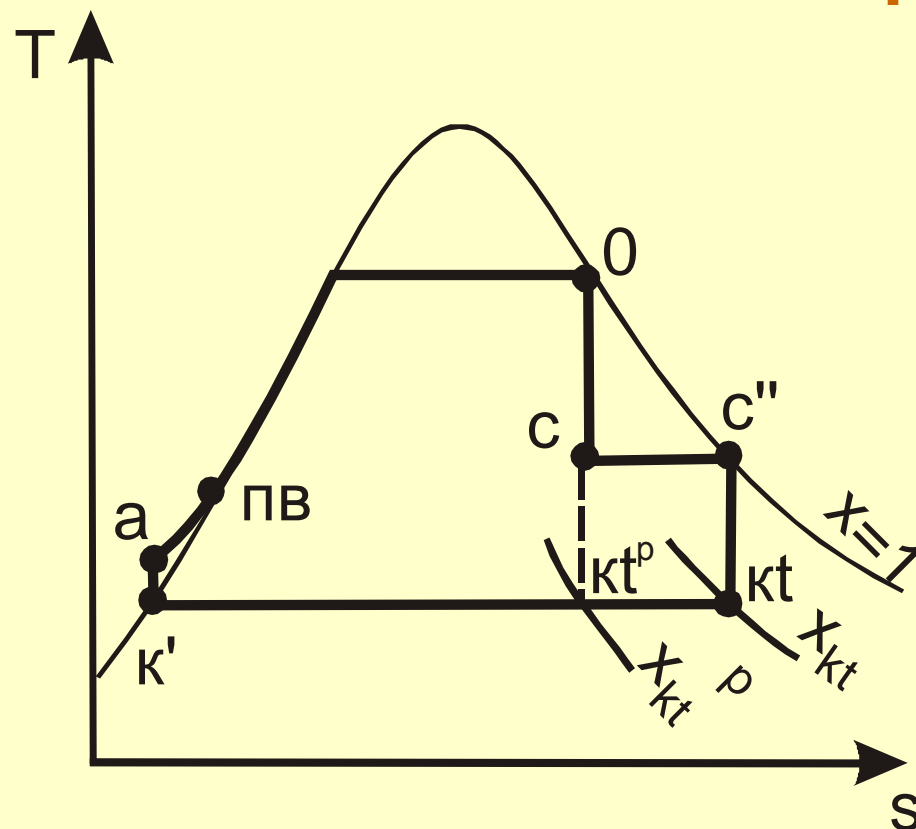
Пар, достигший в процессе расширения **предельно допустимых значений влажности**, отводится в **сепаратор** и осушается в нем **при постоянном давлении и температуре**.

Давление сепарации называют **разделительным**

При введении сепарации возрастают:

- ❖ полезная работа
- ❖ КПД цикла на 2 – 3,5 %.

Так можно поддержать в допустимых пределах влажность на выходе из турбины при невысоких значениях начального давления пара ( $p_0 < 4$  МПа).



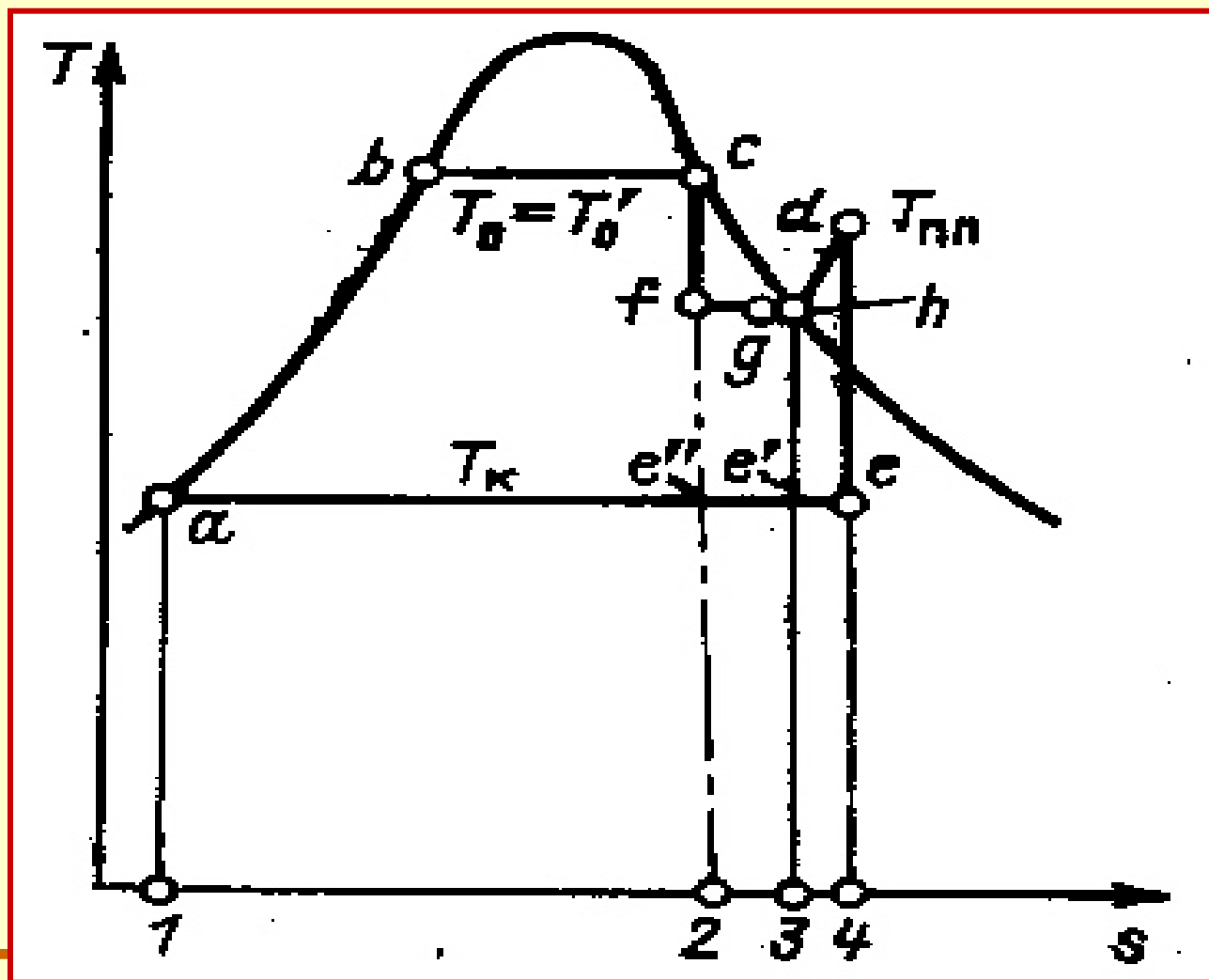
При  $p_0 > 4$  МПа влажность пара в допустимых пределах можно поддержать **только за счет:**

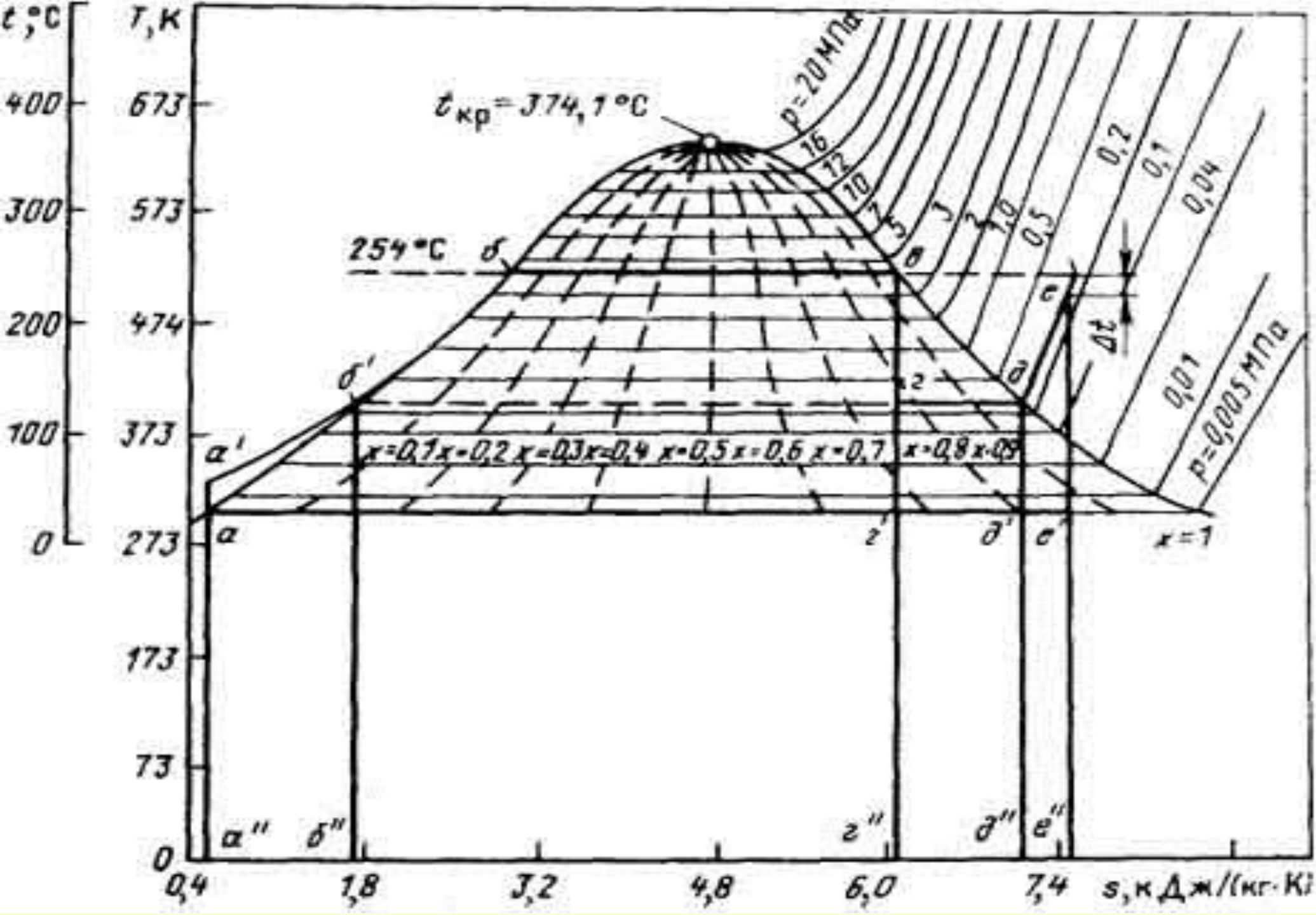
- двукратной сепарации
- последовательных сепарации и промежуточного перегрева пара

**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  $\Delta t$** .

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

# Теоретический цикл турбинной установки насыщенного пара в $T_s$ - диаграмме





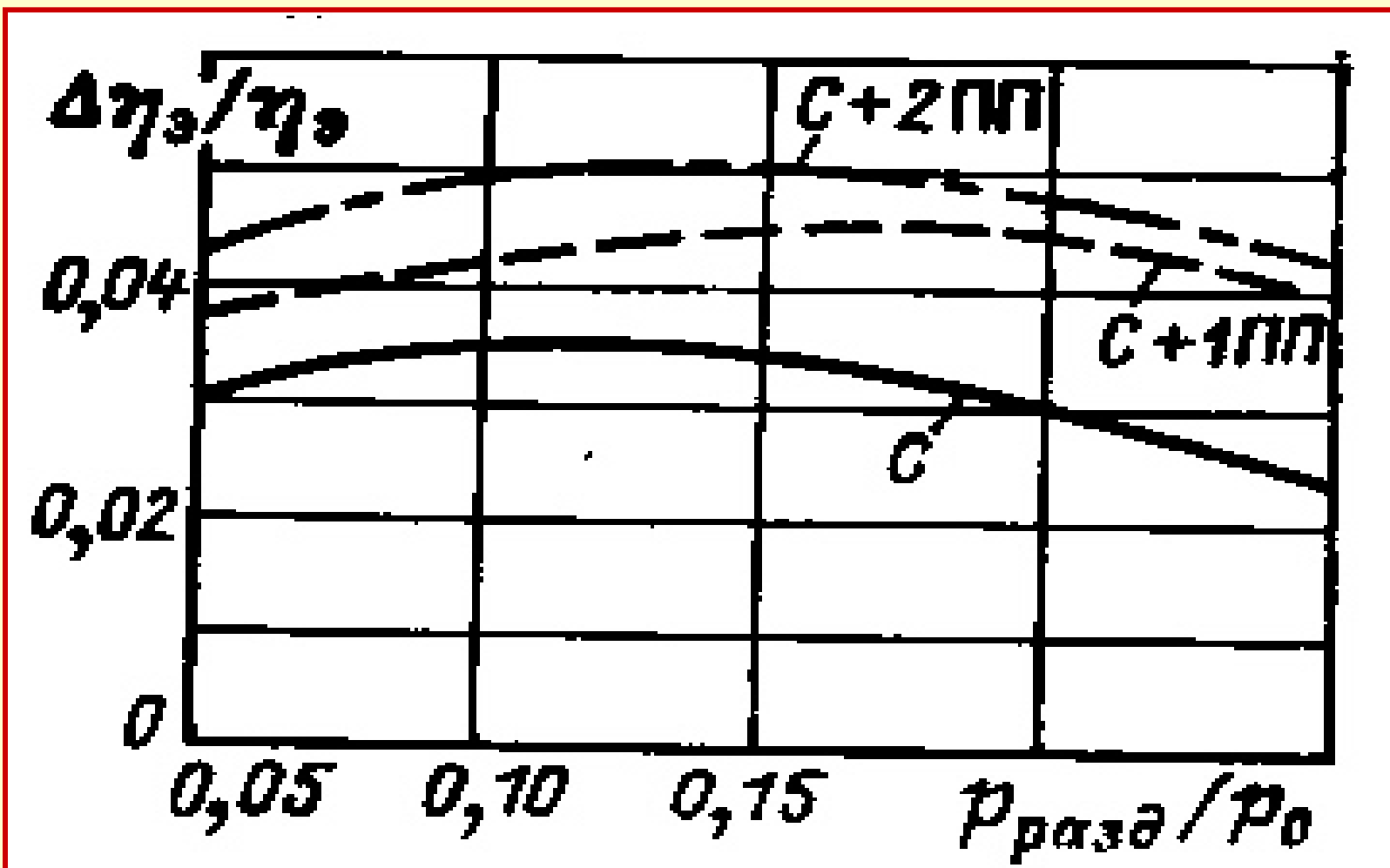
КПД цикла с промежуточными сепарацией и **паровым перегревом** пара оказывается меньшим, чем для цикла только с промежуточной сепарацией.

Это объясняется снижением средней температуры подвода теплоты в цикле из-за наличия температурного напора в пароперегревателе  $\Delta t$  .

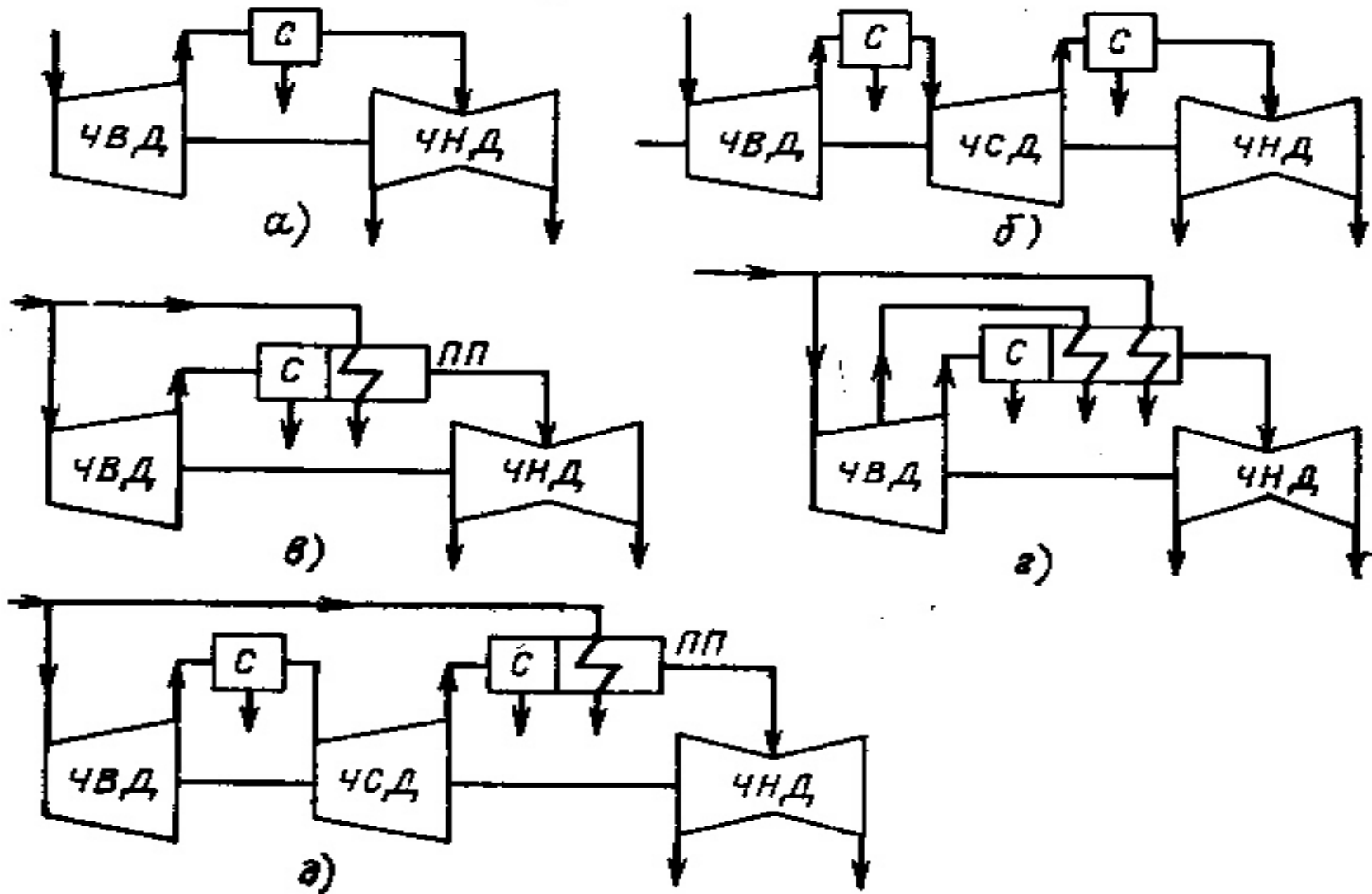
Таким образом, КПД цикла с промежуточными сепарацией и перегревом пара оказывается меньшим, чем для цикла без промежуточных сепарации и перегрева пара. Но, как уже было сказано выше, невозможно осуществление цикла без сепарации и перегрева при давлении в холодном источнике 0,005 МПа. Поэтому такое прямое 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 промперегрев пара в турбинных установках насыщенного пара



# Процесс расширения пара в турбинах в hs - диаграмме

