

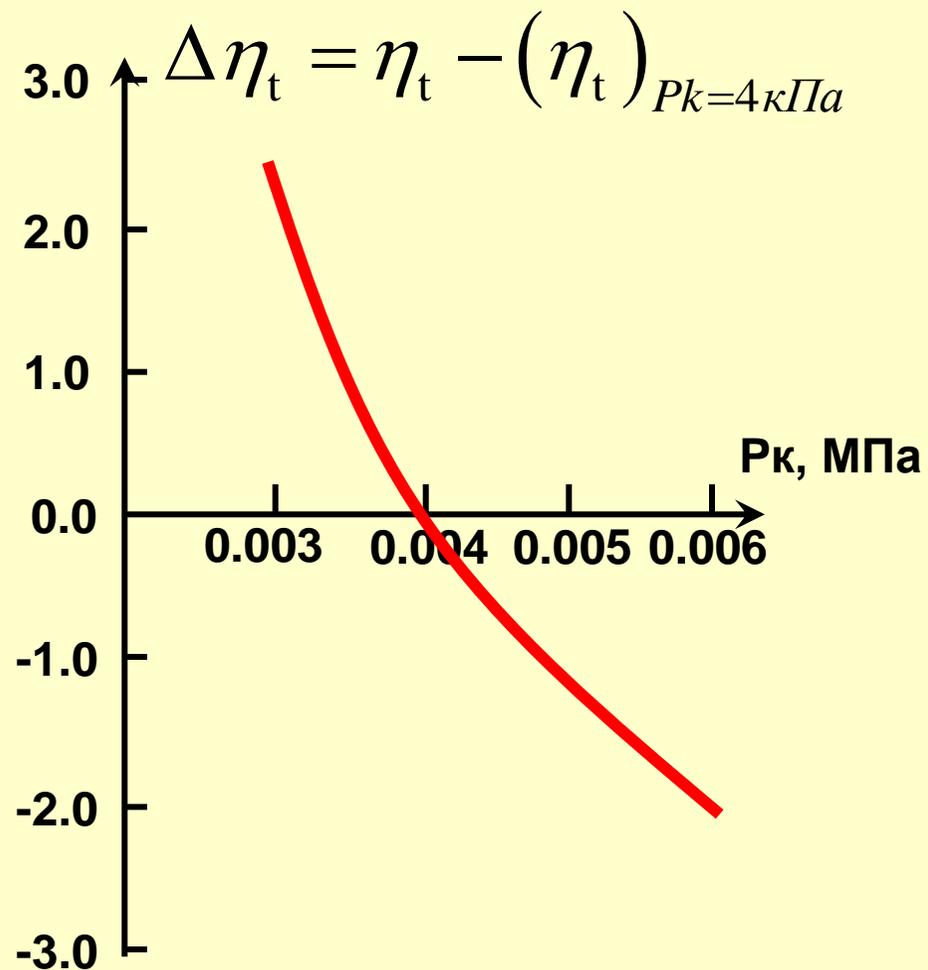
4. ВЛИЯНИЕ КОНЕЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛА ПТУ

Термический КПД цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{T_K}{T_{0ЭКВ}}$$

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

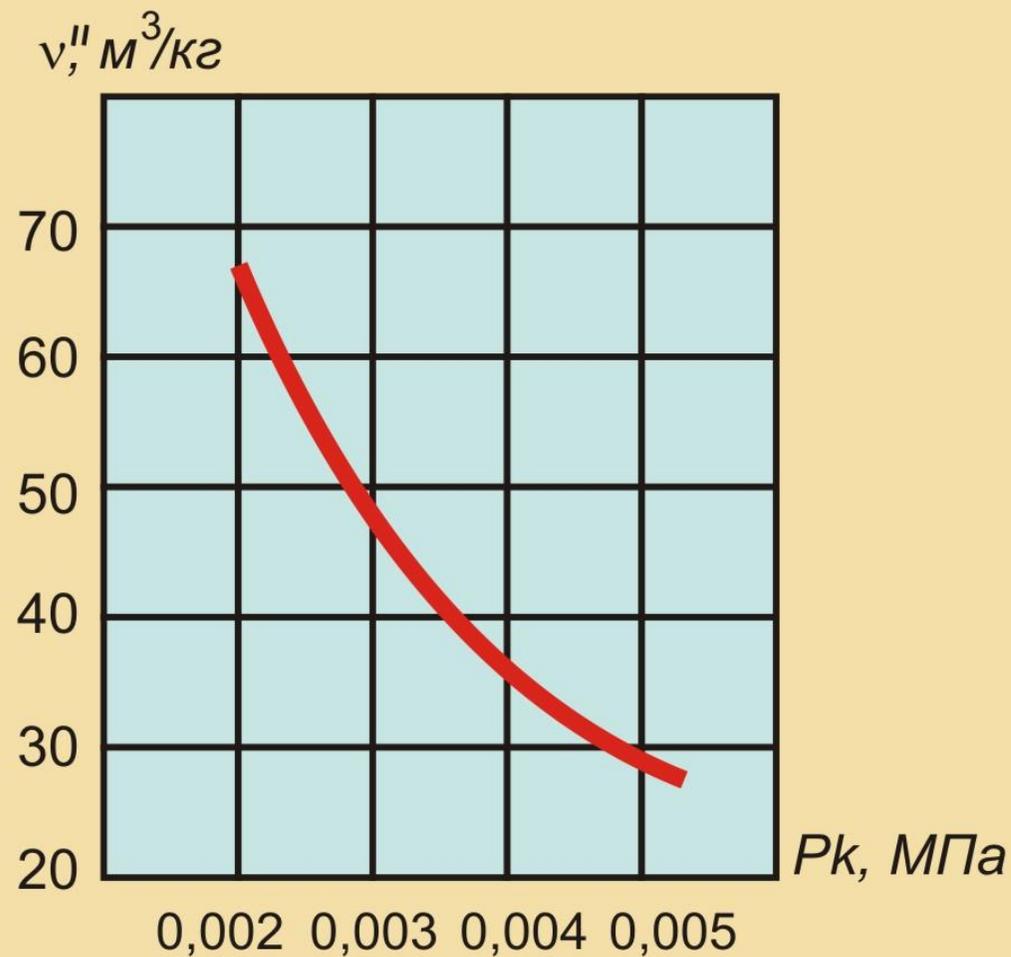
Зависимость термического КПД ПТУ от p_k (при неизменных начальных параметрах)



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

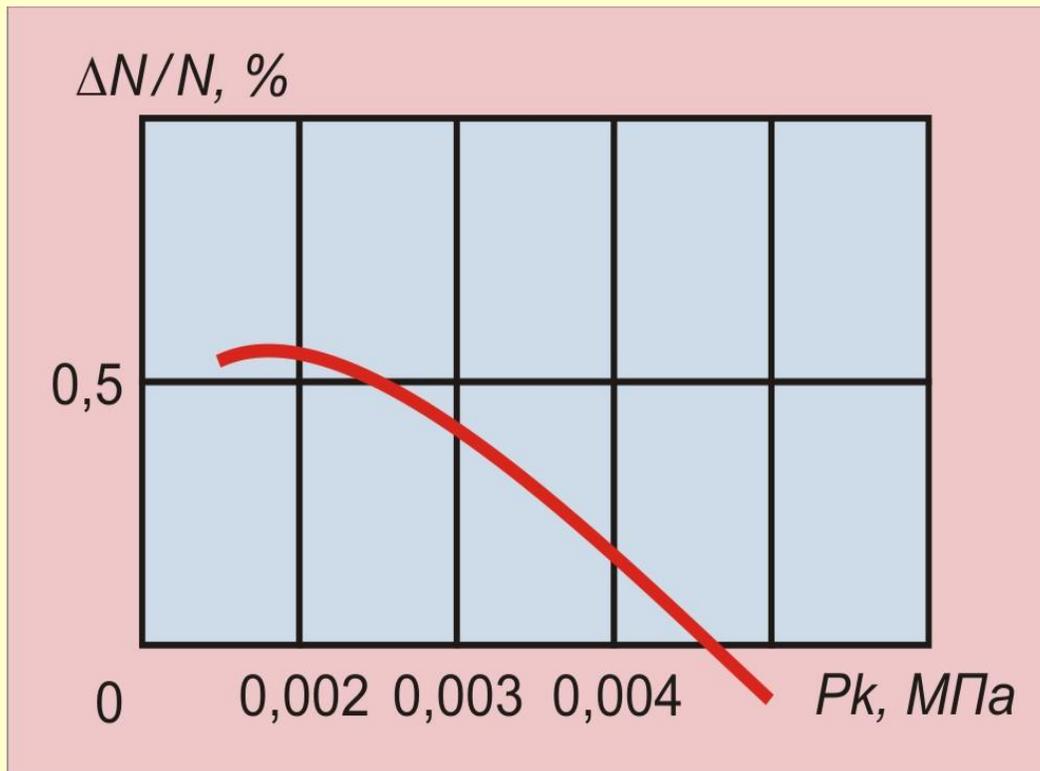
- снижает термический КПД примерно на 1,5%
- но одновременно почти в 1,3 раза уменьшает удельный объем пара – от 40,2 до 31,7 м³/кг

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 η_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 ΔN 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;

δt - 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 δt

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 δt должны определяться **ТЕХНИКО-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

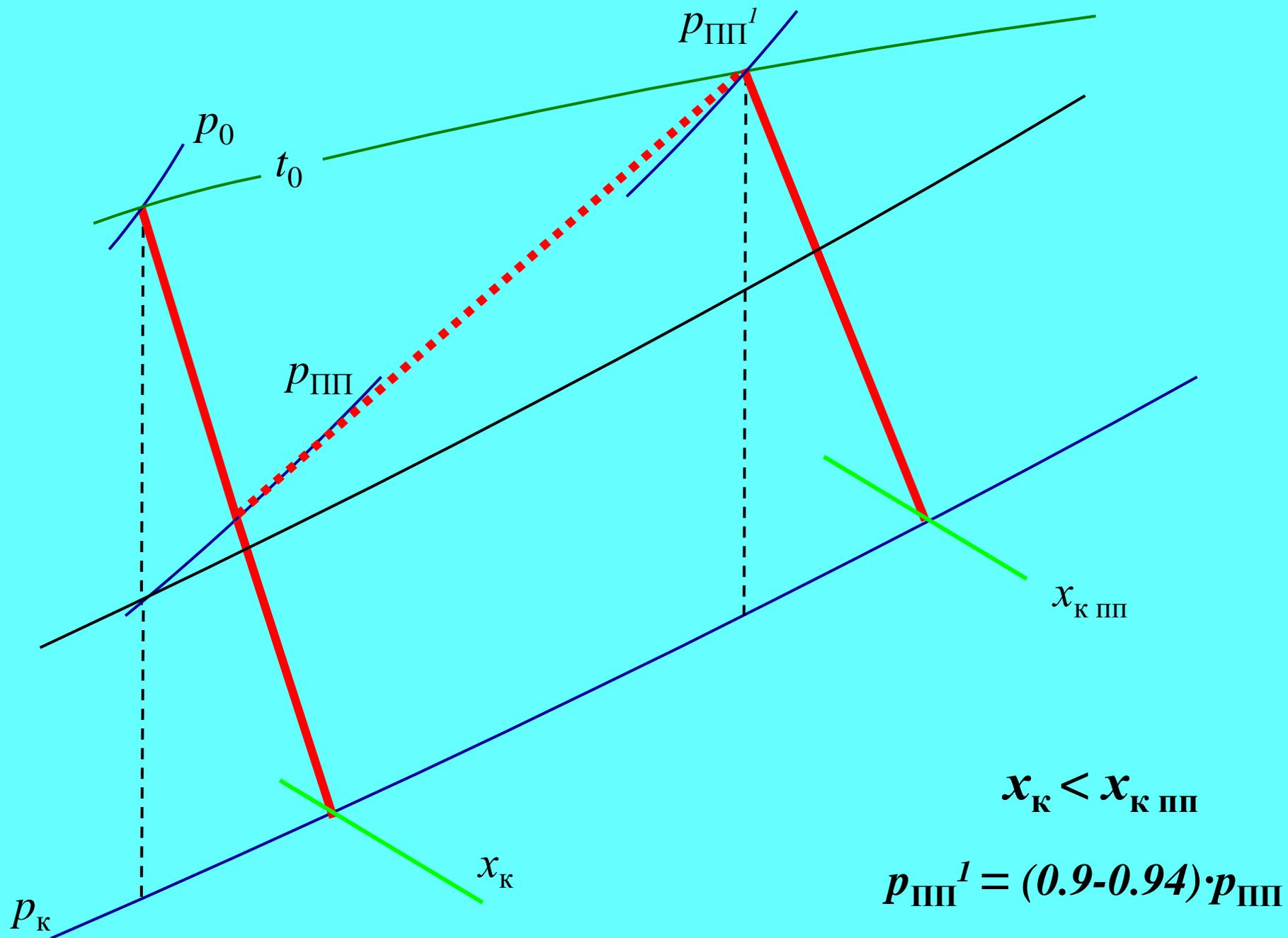
Для КЭС на органическом топливе оптимальные значения давления в конденсаторе находятся в пределах $P_k = 3,0 \div 4,5$ кПа

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 η_{oi} турбины.
2. В циклах перегретого пара введение ПП приводит к росту термического КПД.



ТЕРМИЧЕСКИЙ КПД

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

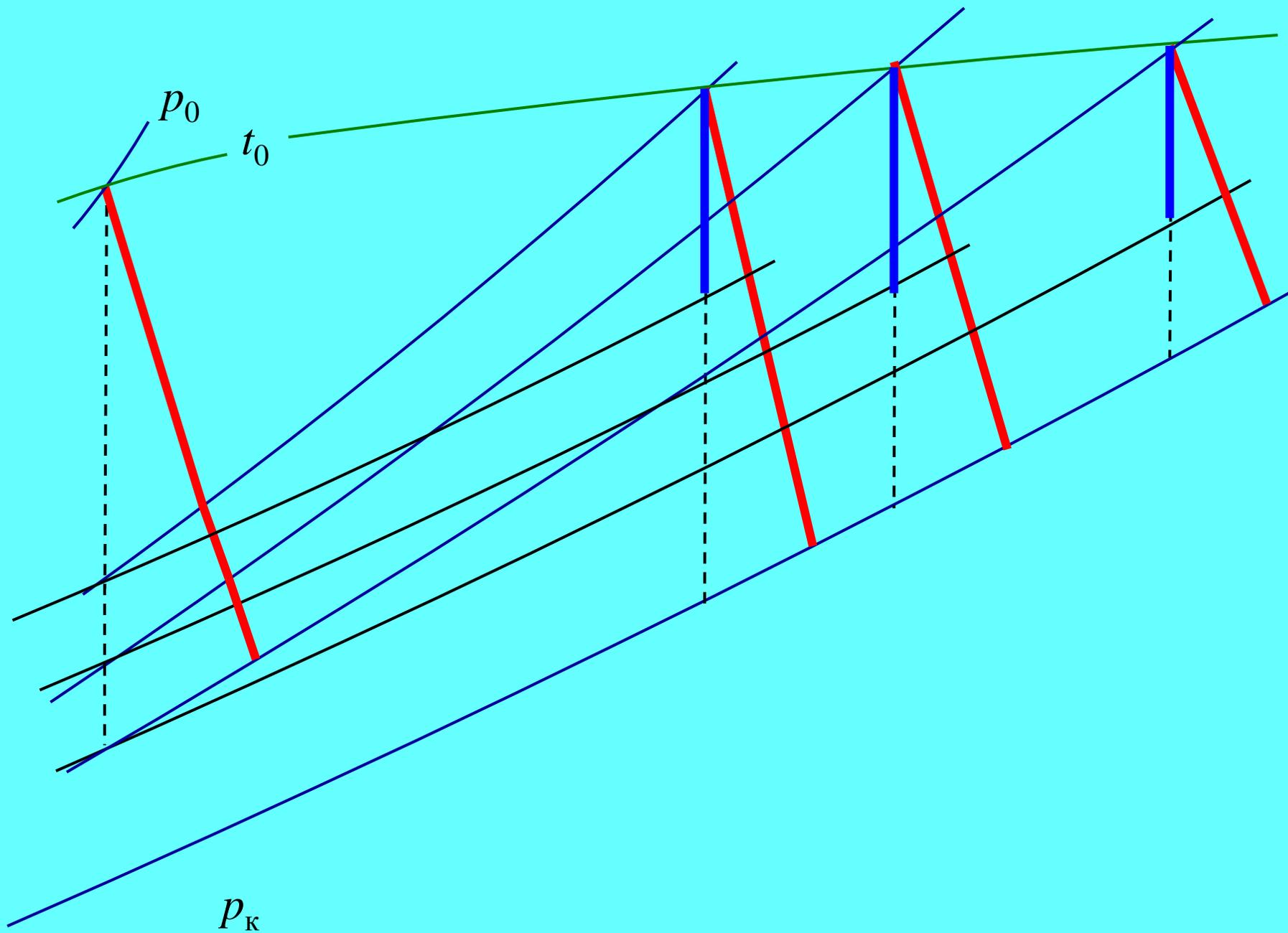
$$\Delta h_{\text{III}} = h_{\text{III}}^{\Gamma} - h_{\text{III}}^X$$

Влияние Рпп на экономичность

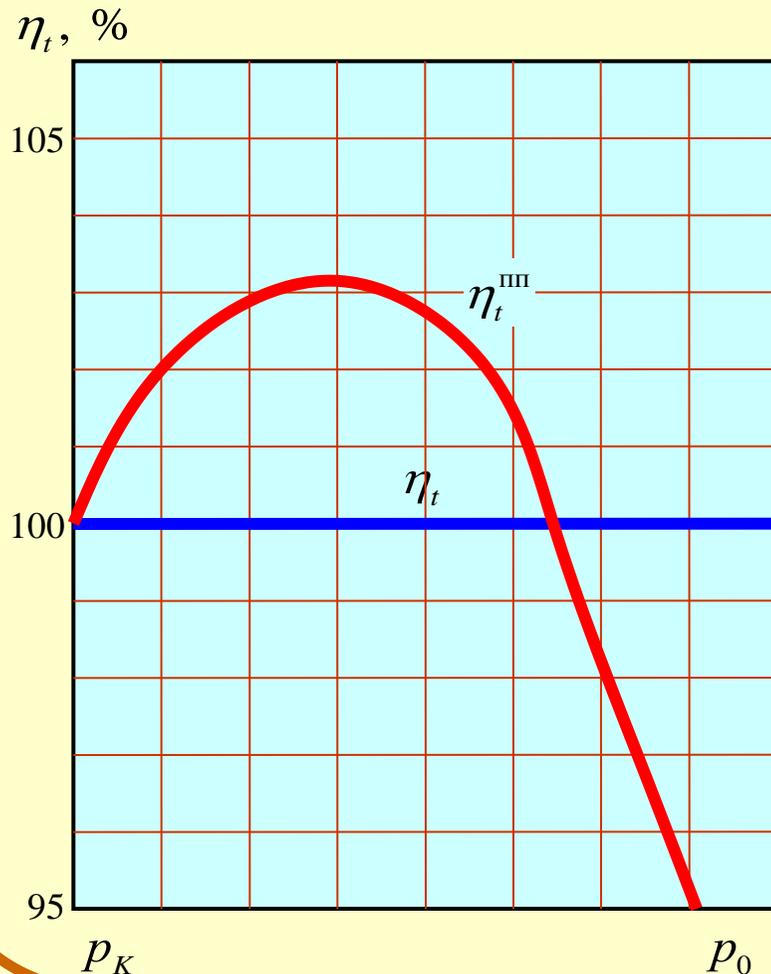
1. Затраты теплоты пара на перегрев пара в промежуточном пароперегревателе с уменьшением давления пара всегда увеличиваются:

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

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

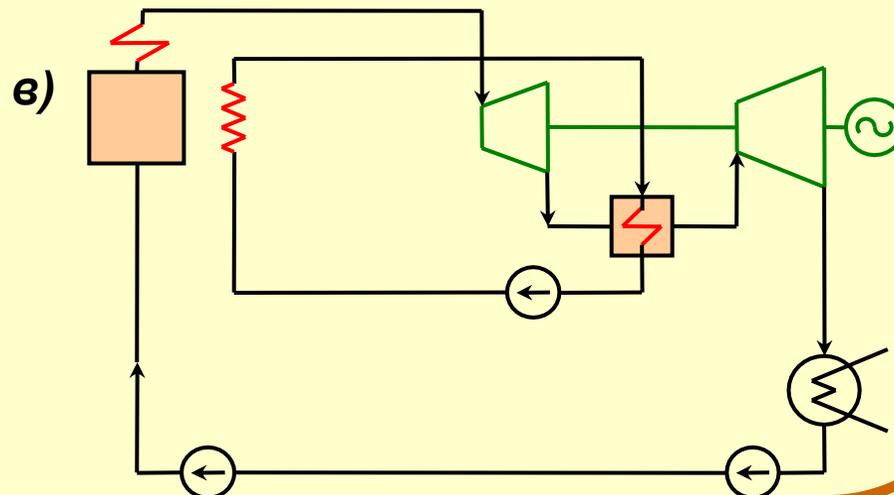
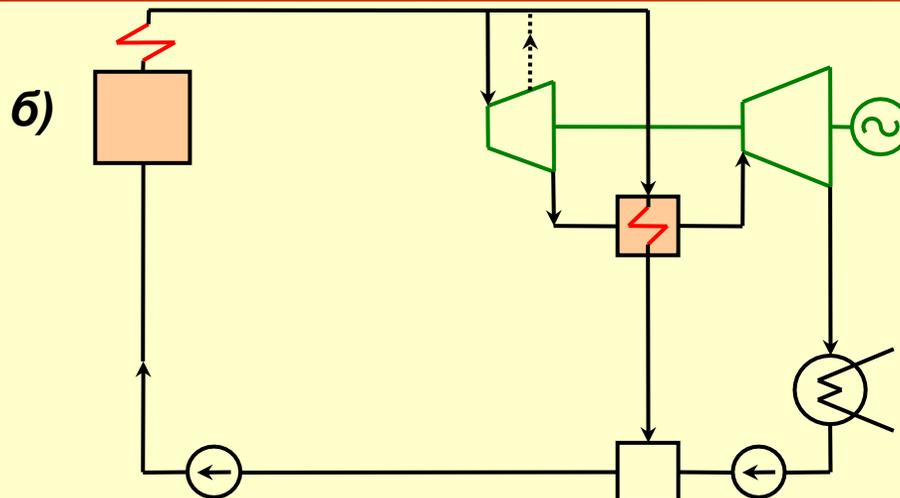
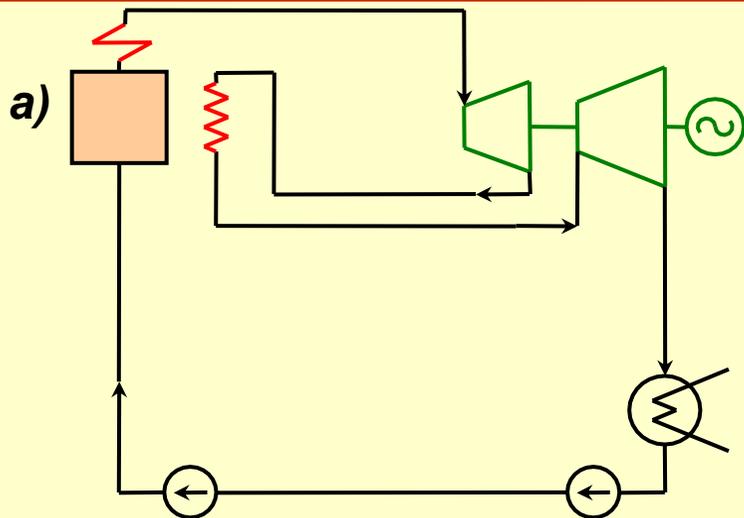
$$p_{III} = (0,15 \dots 0,20) p_0$$

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 η_{oi} турбины.**
- 2. В циклах насыщенного пара введение ПП приводит к снижению термического КПД.**

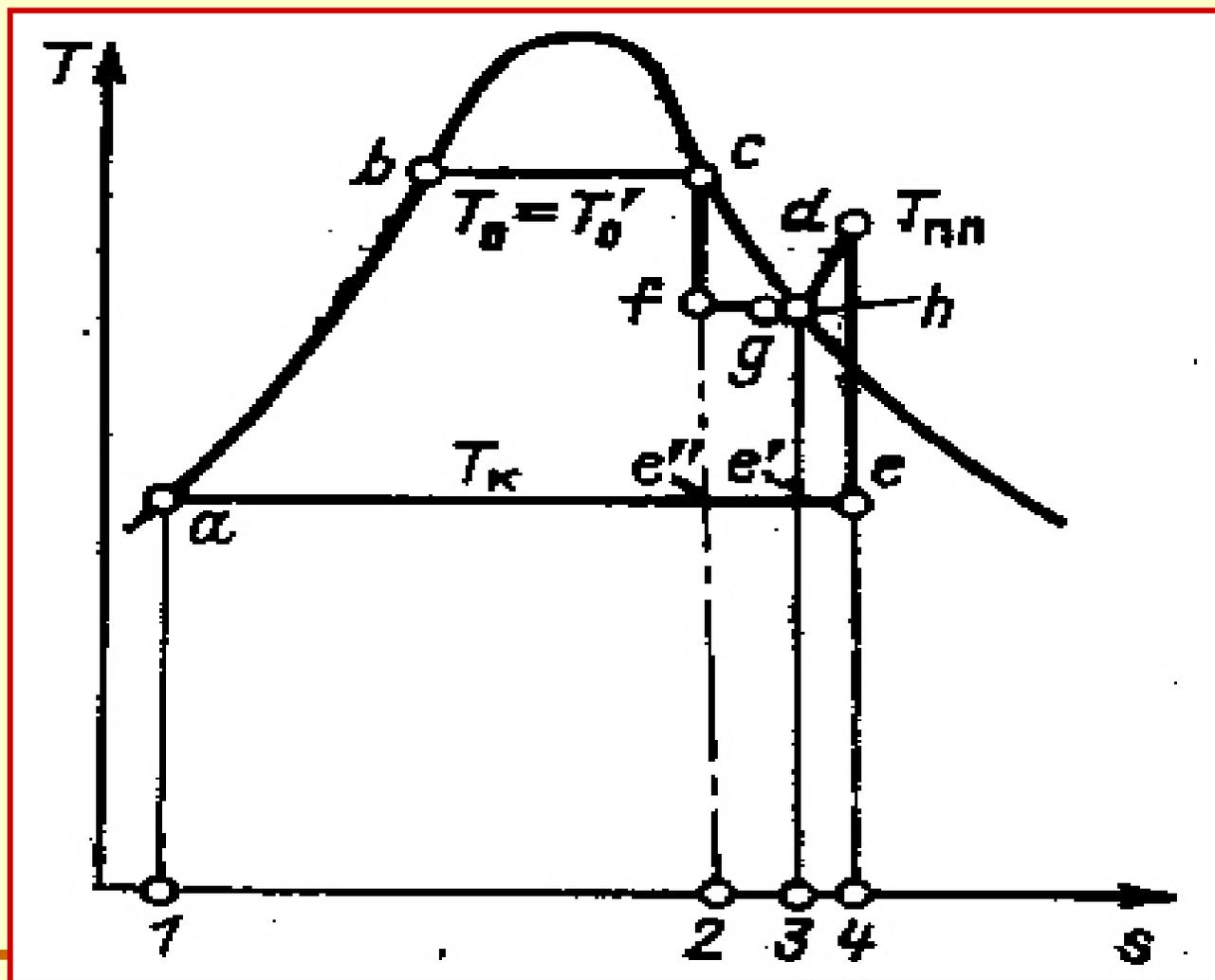
При $p_0 > 4$ МПа влажность пара в допустимых пределах можно поддержать **только за счет:**

- 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 Δt** .

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

Теоретический цикл турбинной установки насыщенного пара в Ts - диаграмме

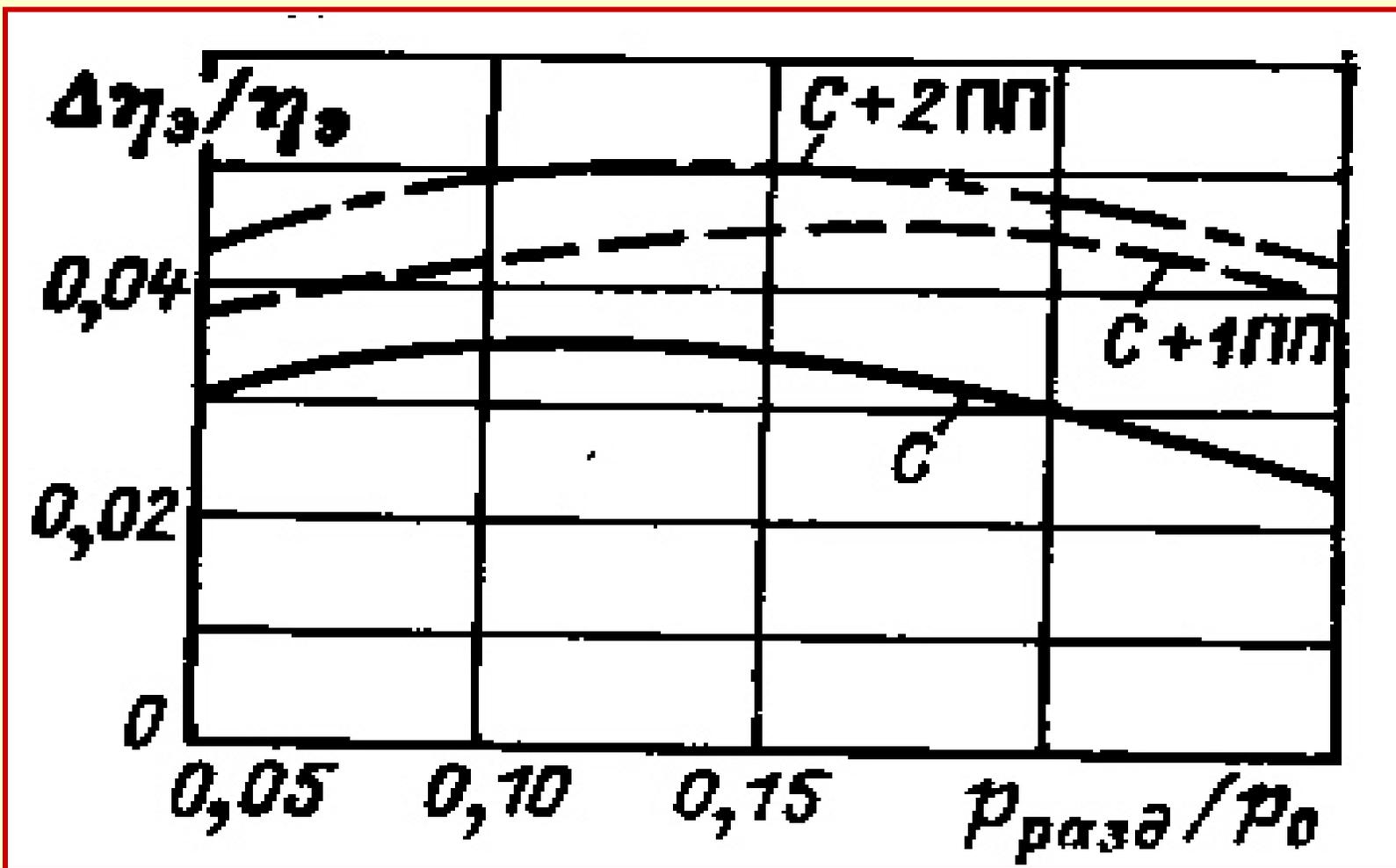


КПД цикла с промежуточными сепарацией и **паровым перегревом** пара оказывается меньшим, чем для цикла только с промежуточной сепарацией.

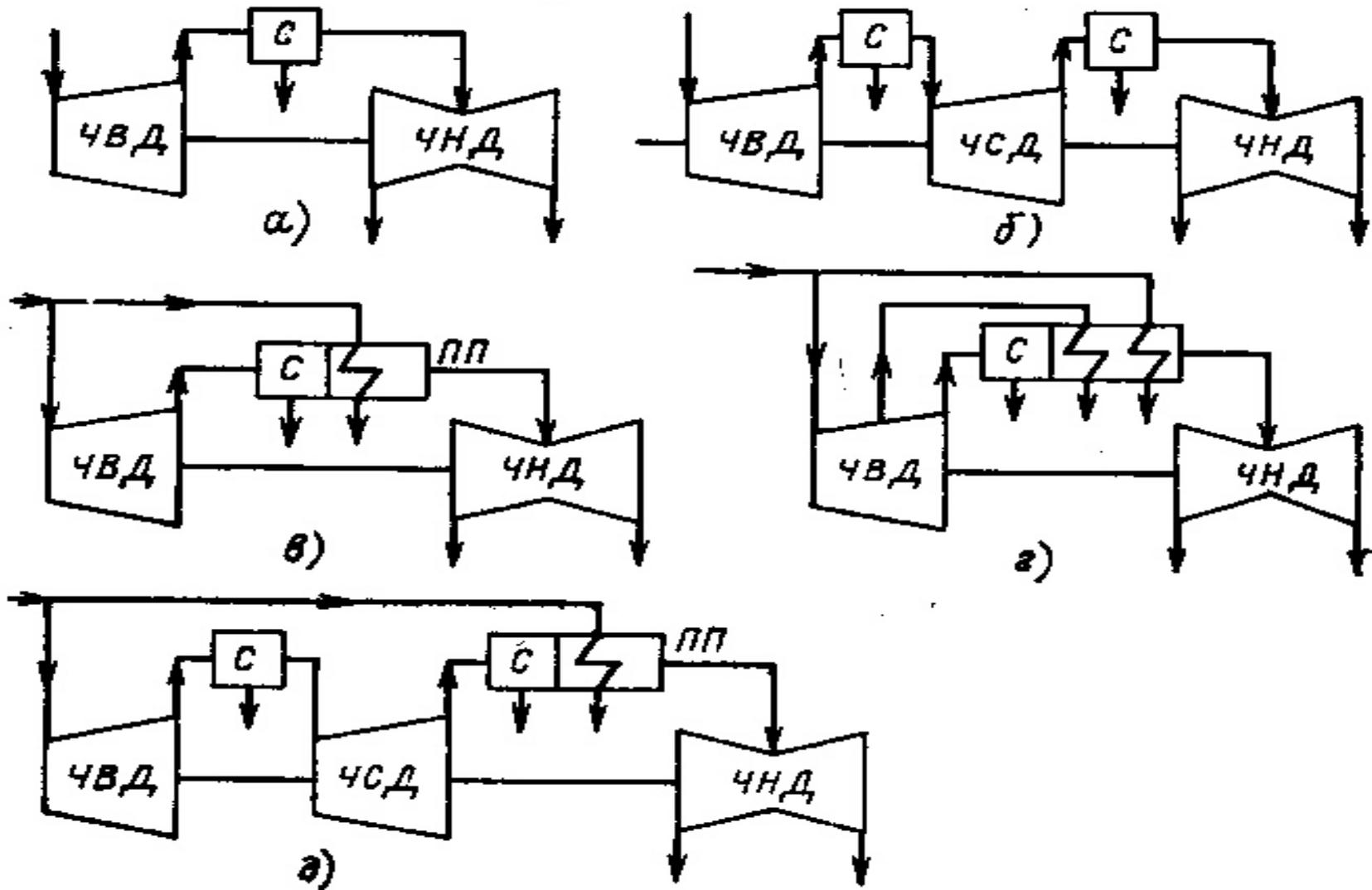
Это объясняется снижением средней температуры подвода теплоты в цикле из-за наличия температурного напора в пароперегревателе Δt .

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 промперегрев пара в турбинных установках насыщенного пара



Процесс расширения пара в турбинах в hs - диаграмме

