

## Циклы паротурбинных установок – I часть

### Лекция 15

Циклы ПСУ в  $Pv$ - и  $Ts$ - диаграммах. Принципиальная схема паротурбинной установки. Работа турбины и питательного насоса. Термический коэффициент полезного действия цикла паротурбинной установки. Расчет термического коэффициента полезного действия цикла в  $hs$ - диаграмме и по таблицам водяного пара. Методы повышения термического коэффициента полезного действия цикла паротурбинной установки. Влияние начальных и конечных параметров пара на термический коэффициент полезного действия цикла. Применение пара высоких параметров. Действительный цикл с необратимым адиабатным расширением пара. Коэффициент полезного действия паротурбинной установки. Удельные расходы пара, тепла и топлива.

Эксергетический и тепловой балансы паротурбинных установок. Эксергетический коэффициент полезного действия.



## Реальный цикл Карно

$s_2 - s_1$  — рост энтропии в адиабатном расширении в турбине (трение);

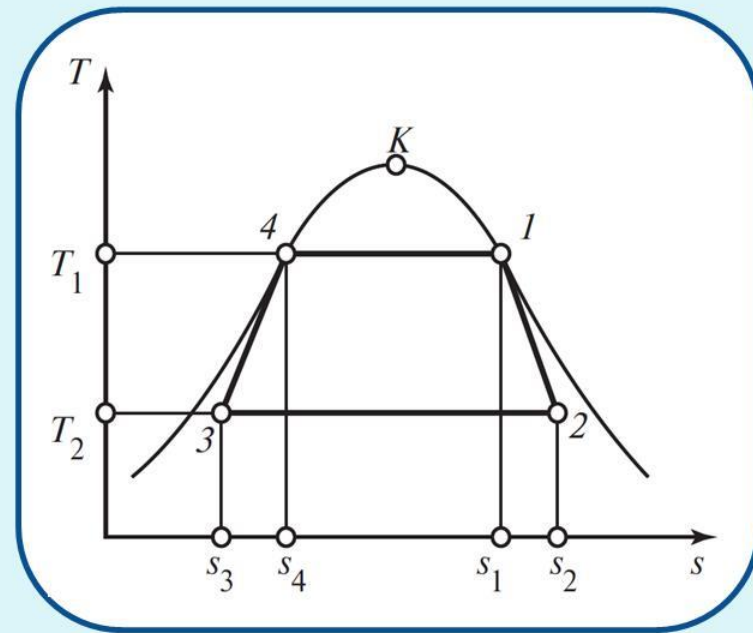
$s_4 - s_3$  — рост энтропии в адиабатном сжатии в компрессоре (трение).

$T_{кр}$  воды  $\approx 374,15$  °С.

Интервал от  $\approx 25$  °С и до  $340 \div 350$  °С.

Длина 4-1 к критической точке резко сужается.

Большую роль - снижающие  $\eta_t$  неизоэнтропные участки 1-2 и 3-4



$$\eta_t = 1 - \frac{25 + 273,15}{350 + 273,15} = 0,52 \text{ - большой}$$

Работа турбины на влажном паре – большие потери на двухфазность (внутренний КПД этих машин  $\eta_{oi}$  снижается) и тяжелые условия работы проточных частей турбин и компрессоров.

$$v_{0,005}(25^\circ\text{C}) \approx 0,217 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad v_{0,01}(25^\circ\text{C}) \approx 0,435 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad v_{0,1}(25^\circ\text{C}) \approx 4,341 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad v' \approx 0,001 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Компрессор для сжатия влажного пара с малыми давлениями и большими удельными объемами – громоздкое с чрезмерными затратами энергии.

**Цикл Карно во влажном паре не нашел практического применения.**



## Цикл Ренкина

Уильям Джон Макуорн Ранкин (Ренкин) (англ. *William John Macquorn Rankine*, 1820 —1872) — шотландский инженер, физик и механик, один из создателей технической термодинамики.

В 1849 году независимо от Клаузиуса – вывел общие соотношение между количеством теплоты и механической энергией. В 1850 году составил таблицы водяных паров получивших широкое применение. В 1859 году построил полную теорию паровой машины; в частности, разработал идеальный термодинамический цикл парового двигателя, названного в его честь.

Наряду с Х. Допплером, Г. Риманом, Э. Махом и П.-А. Гюгонио — считается основоположником классической газовой динамики. В ней он, исследуя ударные волны, впервые получил (1870 г. — за 17 лет до Гюгонио) правильные условия на поверхности разрыва (т. е. соотношения, связывающие скачки физических величин при переходе через данную поверхность).

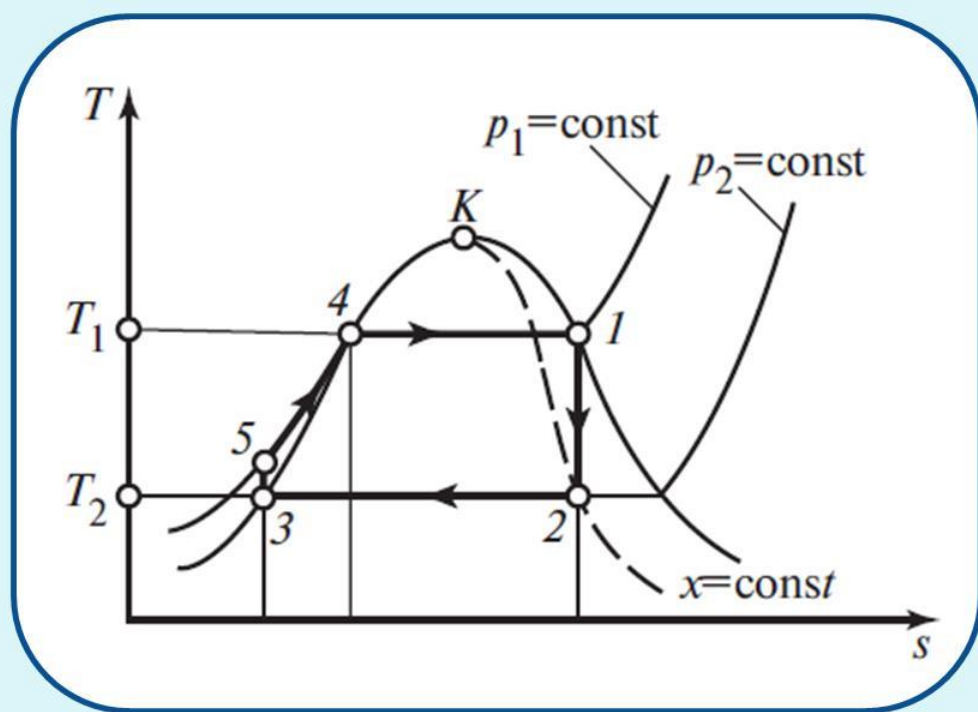
Ввёл ряд терминов: потенциальная энергия, адиабатический и зотермические процессы, адиабата. Известна адиабата Ранкина—Гюгонио.



| Шкала     | Цельсий | Фаренгейт | Кельвин | Ранкин | Делиль | Реомюр  | Рёмер   |
|-----------|---------|-----------|---------|--------|--------|---------|---------|
| Цельсий   | 0.00    | 32.00     | 273.15  | 491.67 | 150.00 | 0.00    | 7.50    |
| Фаренгейт | -17.78  | 0.00      | 255.37  | 459.67 | 176.67 | -14.22  | -1.83   |
| Кельвин   | -273.15 | -459.67   | 0.00    | 0.00   | 559.72 | -218.52 | -135.90 |
| Ранкин    | -273.15 | -459.67   | -0.00   | -0.00  | 559.73 | -218.52 | -135.90 |
| Делиль    | 100.00  | 212.00    | 373.15  | 671.67 | 0.00   | 80.00   | 60.00   |
| Реомюр    | 0.00    | 32.00     | 273.15  | 491.67 | 150.00 | 0.00    | 7.50    |
| Рёмер     | -14.29  | 6.29      | 258.86  | 465.96 | 171.43 | -11.43  | 0.00    |

Цикл был предложен в 50-х годах XIX века почти одновременно У.Ренкином и Р.Клаузиусом; обычно этот цикл называют циклом Ренкина.

Схема теплосиловой установки с циклом Ренкина аналогична схеме установки цикла Карно, с той лишь разницей, что в схеме, работающей по циклу Ренкина, не компрессор влажного пара, а водяной насос.



Длина отрезка 3-5 мала: в изоэнтропном сжатии воды от  $p_s(25\text{ }^\circ\text{C}) = 3,1\text{ кПа}$ , до  $p = 29.400\text{ кПа}$  температура воды возрастает менее чем на  $1\text{ }^\circ\text{C}$ , и можно с хорошей степенью приближения считать, что в области жидкости изобары воды практически совпадают с левой пограничной кривой.

Зачастую при изображении цикла Ренкина в  $T, s$ -диаграмме изобары в области жидкости сливаются с левой пограничной кривой.

Это же говорит о незначительной работе компрессора (насоса):  $l_{\text{нас}} = l_{3-5} = - \int_{p_2}^{p_1} v dp$

Вода практически несжимаема и адиабатное изохорное **повышение давления в насосе** :

$$l_{\text{нас}} = -(h_{\text{выход}} - h_{\text{вход}}) = -v'(p_2) \cdot (p_1 - p_2)$$



Для того чтобы увеличить термический КПД цикла Ренкина, применяют перегрев пара в специальном элементе котла — пароперегревателе (ПП)

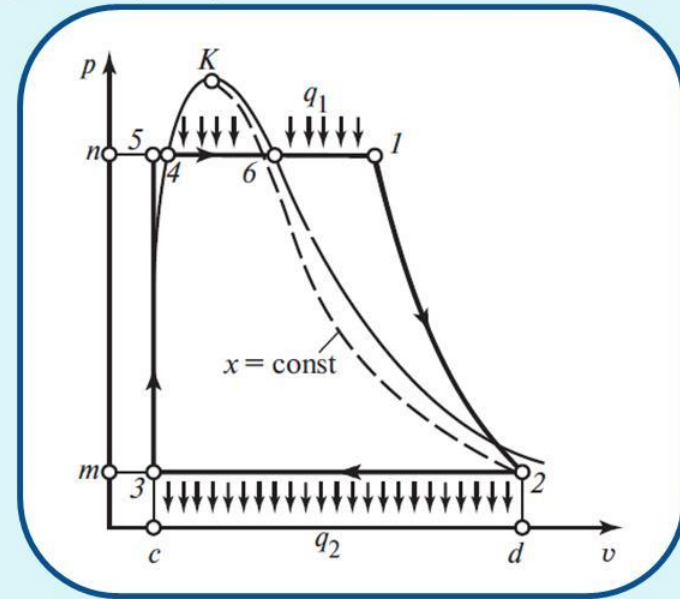
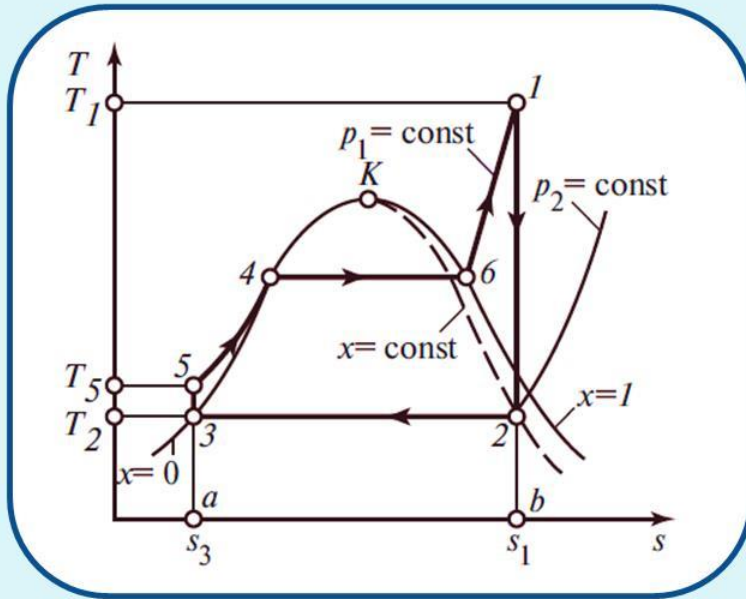
$$q_1 = h_1 - h_5$$

$$|q_2| = h_2 - h_3$$

$$l_{\text{Т}}^{\text{теор}} = h_1 - h_2$$

$$|l_{\text{нас}}^{\text{теор}}| = h_5 - h_3$$

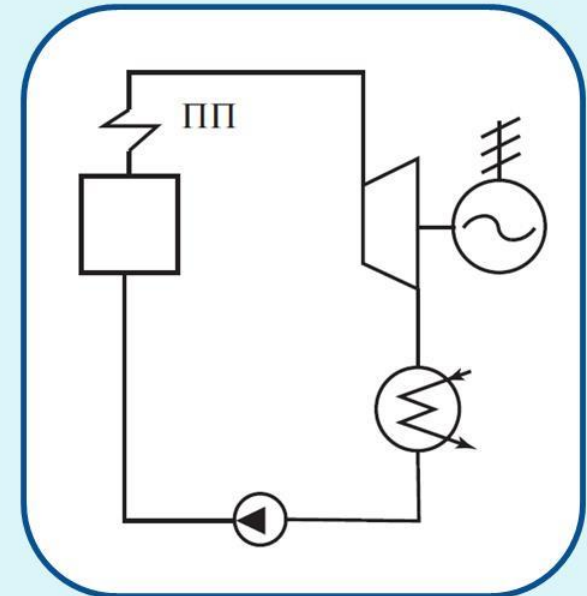
$$l_{\text{ц}}^{\text{обр}} = l_{\text{Т}}^{\text{теор}} - |l_{\text{нас}}^{\text{теор}}|$$



$$\eta_t = \frac{l_{\text{Т}}^{\text{теор}} - |l_{\text{нас}}^{\text{теор}}|}{q_1 + |l_{\text{нас}}^{\text{теор}}|}$$

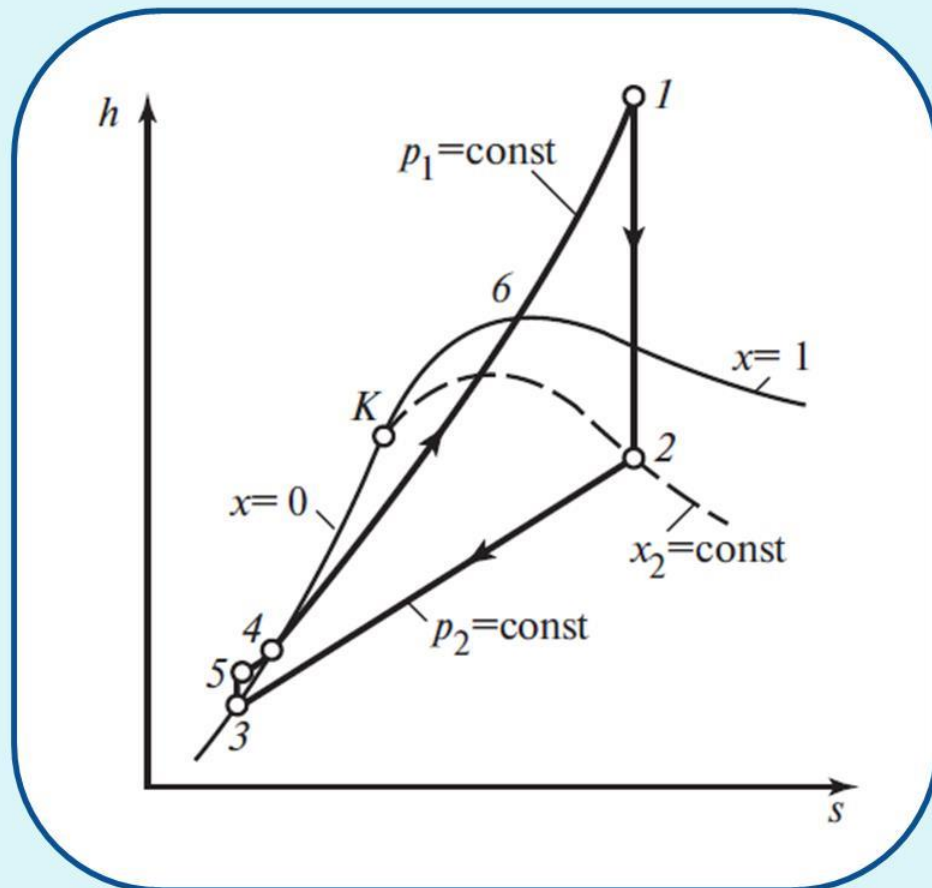
Часто в затратах не учитывают насос (Кириллин):

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h_5) - (h_2 - h_3)}{h_1 - h_5} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_5 - h_3)}{h_1 - h_5} = \frac{l_{\text{Т}}^{\text{теор}} - |l_{\text{нас}}^{\text{теор}}|}{q_1} = \frac{l_{\text{ц}}^{\text{обр}}}{q_1}$$



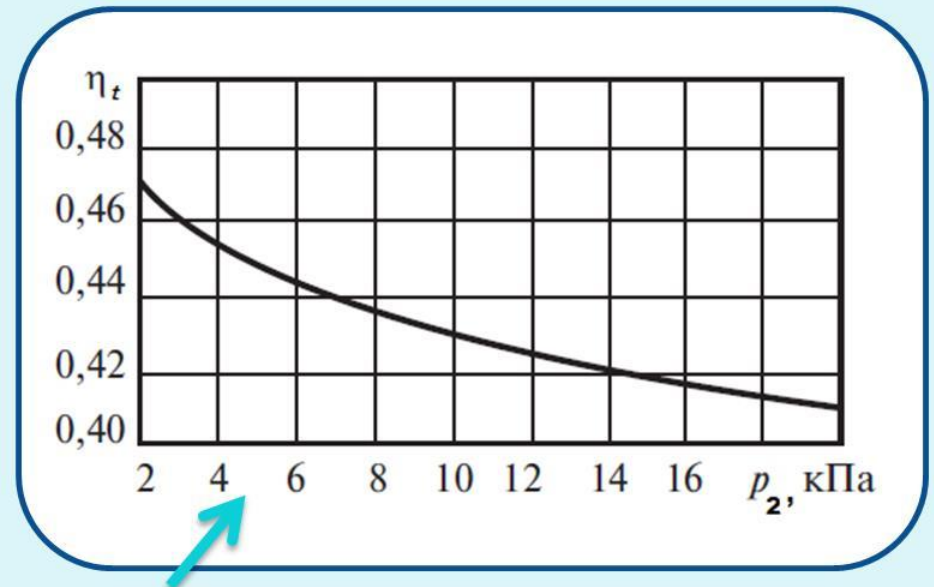
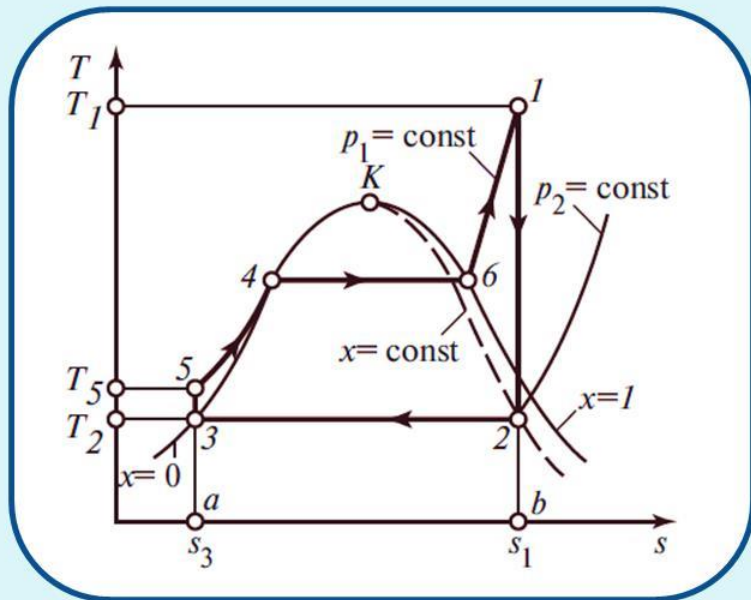
При малых давлениях  $p_1$  часто пренебрегают работой насоса ( $h_5 - h_3$ ) по сравнению с перепадом ( $h_1 - h_2$ ), то есть при условии  $h_5 \approx h_3$  выражение для КПД упрощается:

$$\eta_t \approx \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3}$$



Это соотношение вполне приемлемо для прикидочных расчетов циклов паросиловых установок низкого давления. Для установок высокого давления значением работы насоса пренебрегать нельзя.

## Зависимость термического КПД цикла Ренкина от давления $p_2$



Уменьшение  $p_2$  - уменьшение температуры отвода теплоты в цикле  $T_2$ , температурный интервал цикла расширяется и термический КПД растет.

В современных ПСУ давление в конденсаторе  $p_2$  определяется температурой охлаждающей воды и равно 3,5—4 кПа.  $t_s(4 \text{ кПа}) = 28,6 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Дальше нецелесообразно:

- растет  $v$  пара из турбины – растут размеры конденсатора и последних ступеней турбины;
- $t_s$  пара в конденсаторе получается низкой:

$$t_s(3 \text{ кПа}) = 23,8 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_s(2 \text{ кПа}) = 17,2 \text{ }^\circ\text{C},$$

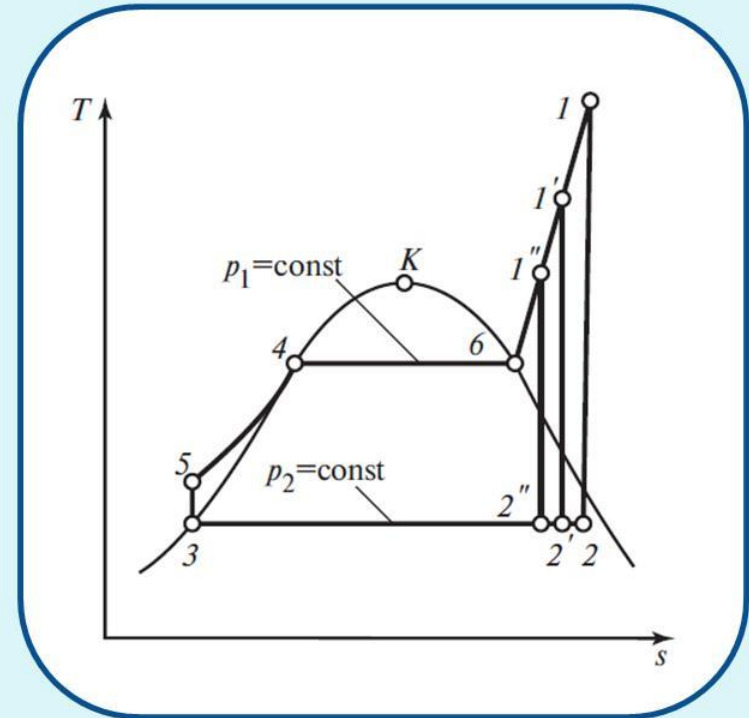
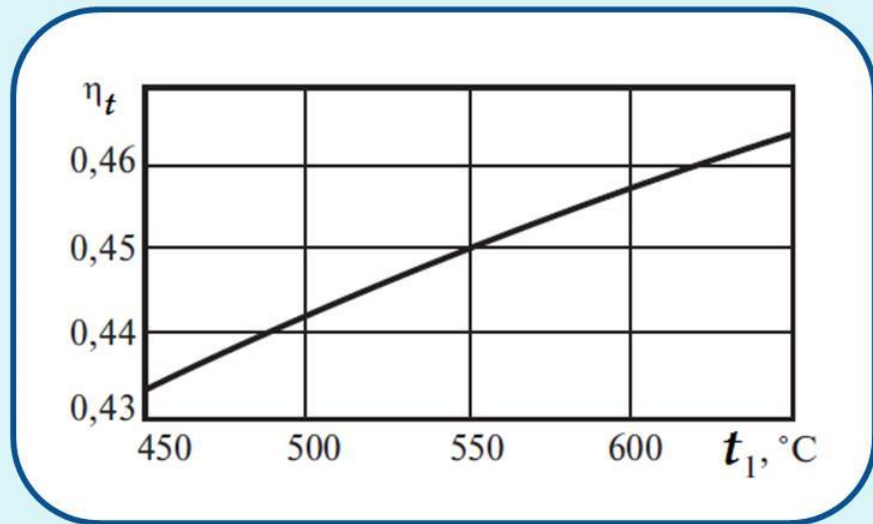
разность температур конденсирующегося пара и охлаждающей воды малой, а размеров конденсатора большими;

- большие затраты на вакуумные насосы.



# Зависимость термического КПД цикла Ренкина от начальных параметров пара ( $p_1, T_1$ )

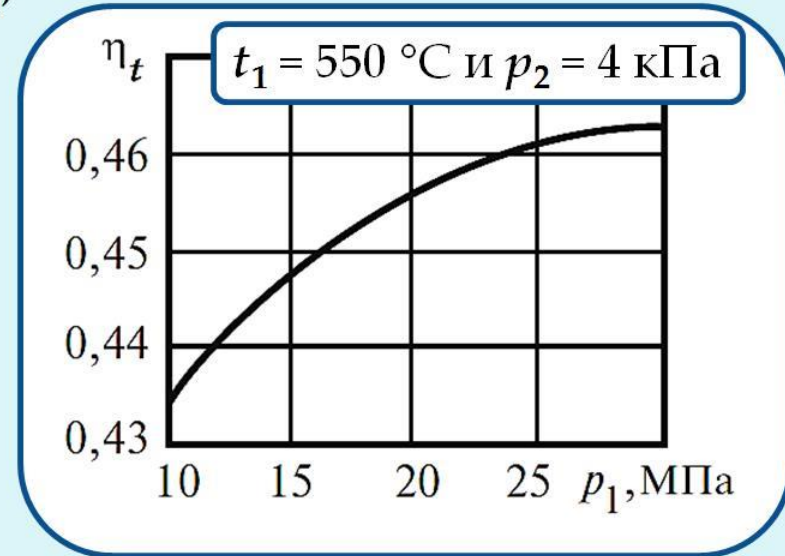
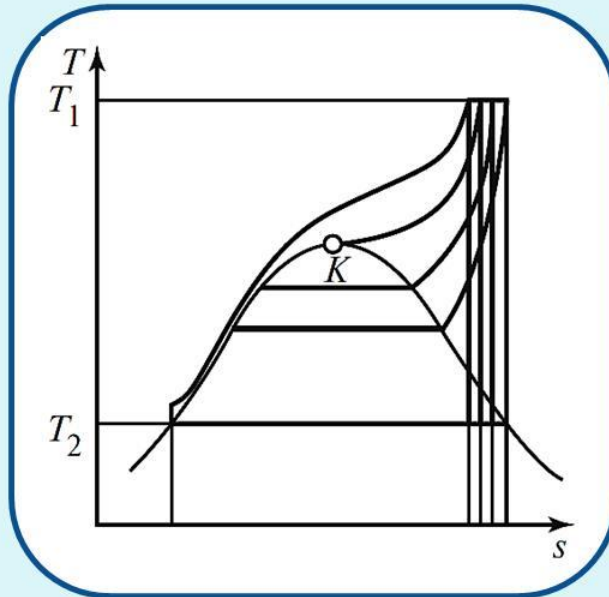
## $T_1$ :



С ростом  $T_1$  при одном и том же давлении  $\eta_t$  цикла увеличивается (возрастает средняя температура подвода теплоты в цикле). В качестве примера - график зависимости  $\eta_t$  от  $T_1$  для цикла Ренкина, в котором начальное давление пара  $p_1 = 16,67$  МПа, а давление пара в конденсаторе  $p_2 = 4$  кПа.

# Зависимость термического КПД цикла Ренкина от начальных параметров пара ( $p_1, T_1$ )

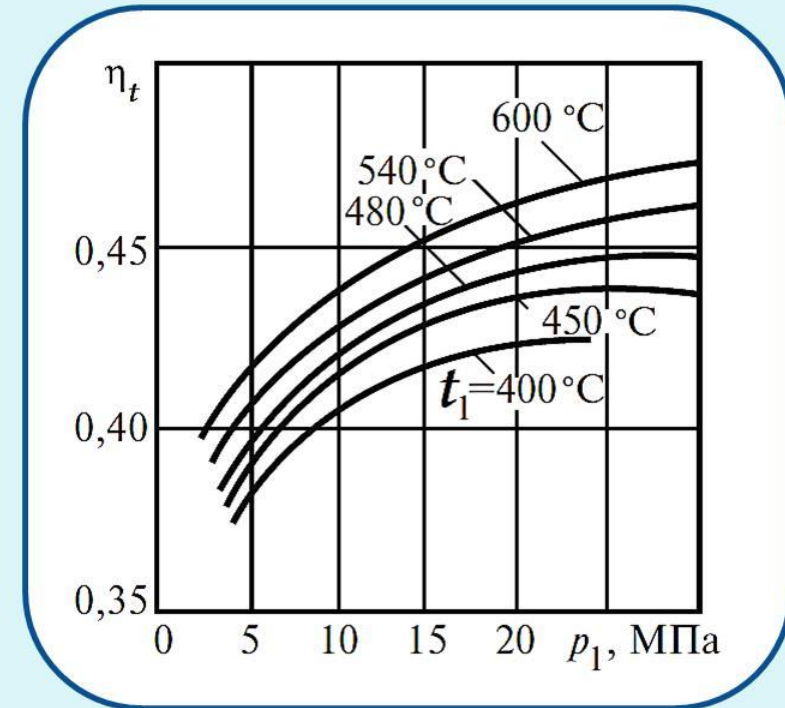
$p_1$ :



При  $T_1 = const$

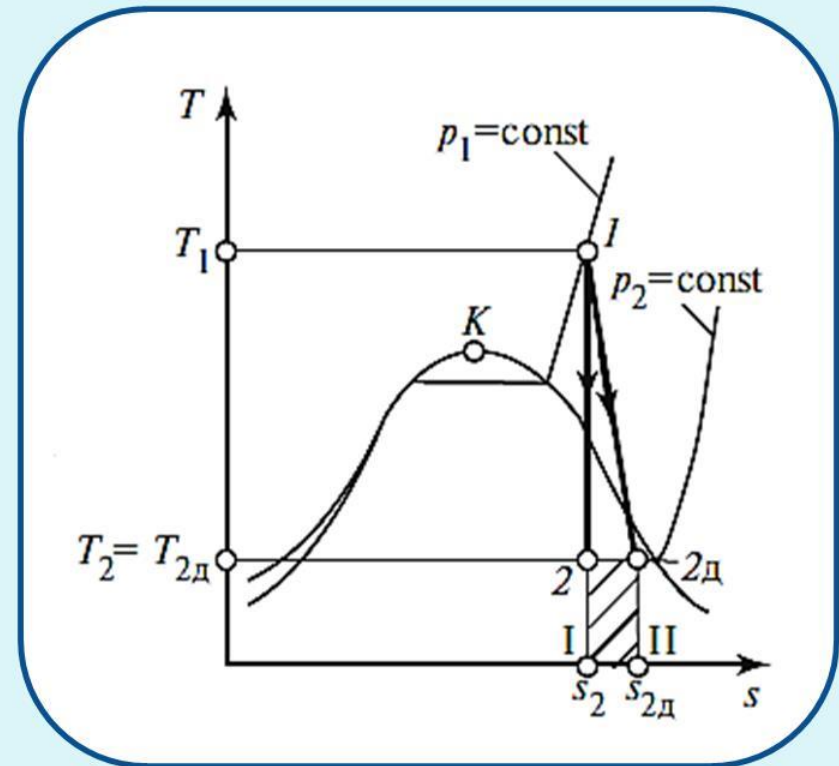
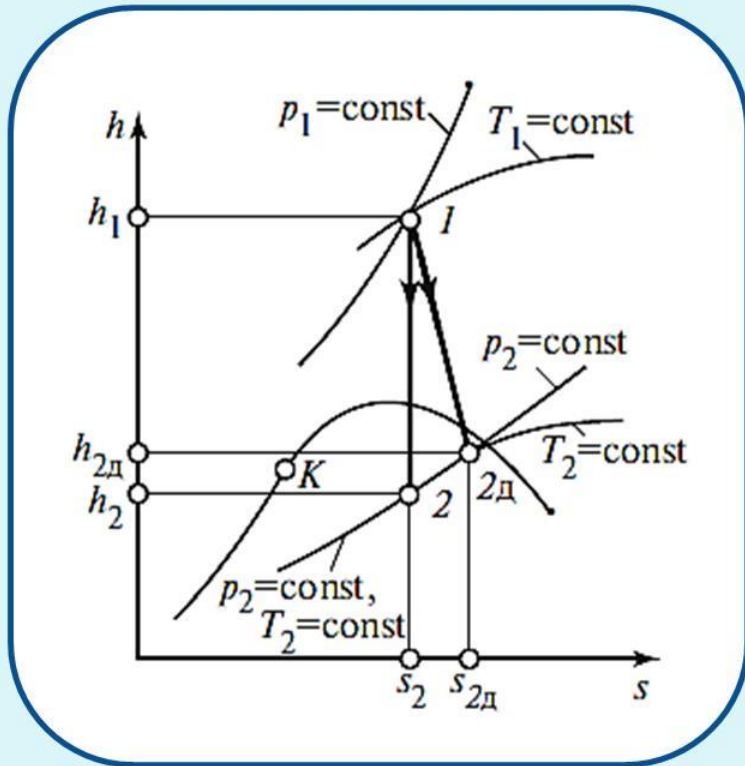
- рост  $p_1$  - рост  $\eta_t$  (больше степень заполнения цикла и выше средняя температура подвода теплоты);
- рост  $p_1$  - влажность пара по выходе из турбины возрастает - уменьшение  $\eta_{0i}$  турбины.

Для увеличения  $\eta_t$  цикла Ренкина в принципе следует стремиться к повышению начальных параметров пара. Ограничения - по материалам.



# Анализ цикла Ренкина с учетом потерь от необратимости методом коэффициентов полезного действия

## ТУРБИНА



$$l_T^{\text{геор}} = h_1 - h_2$$

$$l_T^{\text{действ}} = h_1 - h_{2д}$$

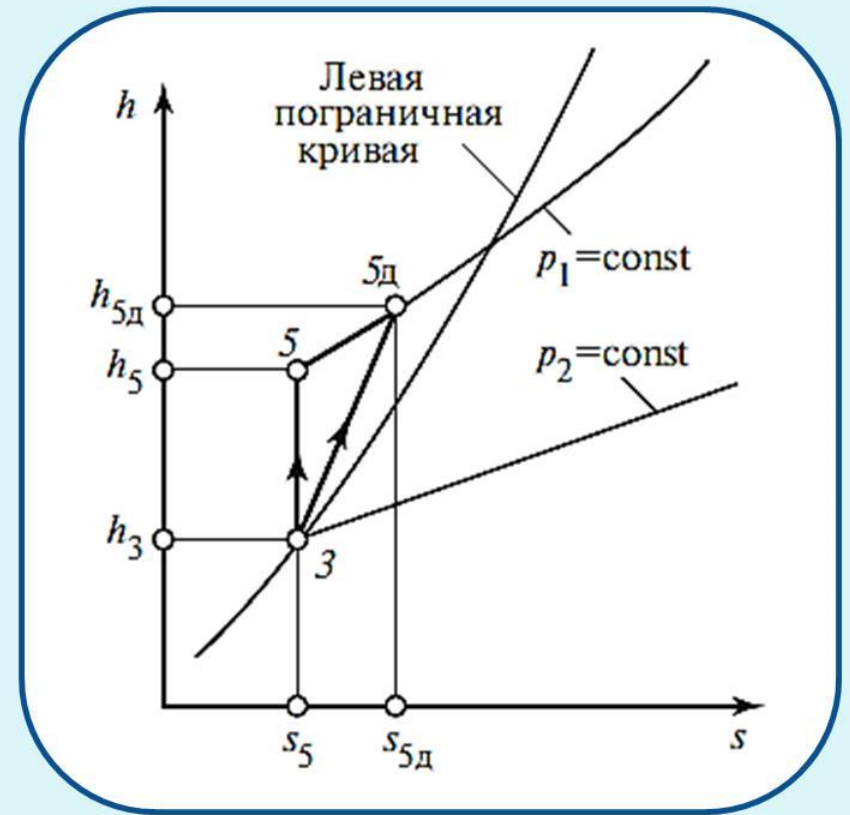
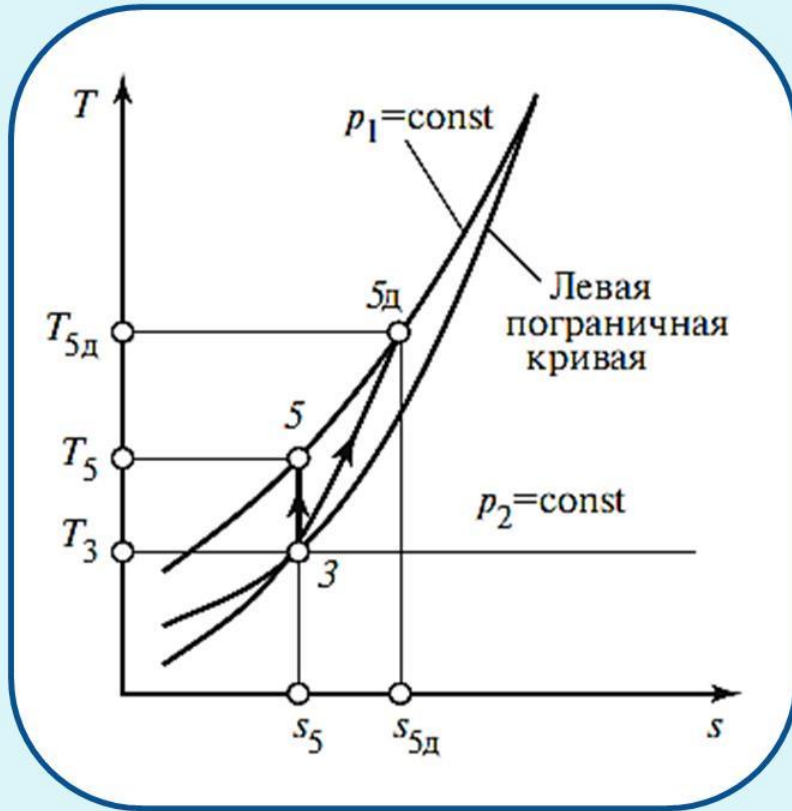
$$\eta_{T0i} = \frac{l_T^{\text{действ}}}{l_T^{\text{геор}}} = \frac{h_1 - h_{2д}}{h_1 - h_2}$$

Современные мощные

$$\eta_{T0i} \approx 0.85 \div 0.90$$



# НАСОС



$$|l_{\text{нас}}^{\text{теор}}| = h_5 - h_3$$

$$|l_{\text{нас}}^{\text{действ}}| = h_5 - h_{3\text{д}}$$

$$\eta_{\text{нас}0i} = \frac{l_{\text{нас}}^{\text{теор}}}{l_{\text{нас}}^{\text{действ}}} = \frac{h_5 - h_3}{h_{5\text{д}} - h_3}$$

$$\eta_{\text{нас}0i} \approx 0.85 \div 0.90$$

$$l_{\text{ц}}^{\text{действ}} = l_{\text{Т}}^{\text{действ}} - |l_{\text{нас}}^{\text{действ}}|$$

$$l_{\text{ц}}^{\text{действ}} = (h_1 - h_{2\text{д}}) - (h_5 - h_{3\text{д}})$$

$$l_{\text{ц}}^{\text{действ}} = (h_1 - h_2) \eta_{\text{Т}0i} - (h_5 - h_3) / \eta_{\text{нас} 0i}$$

### Внутренний относительный КПД цикла

$$\eta_{\text{oi}}^{\text{ц}} = \frac{l_{\text{ц}}^{\text{действ}}}{l_{\text{ц}}^{\text{обр}}} = \frac{(h_1 - h_2) \eta_{\text{Т}0i} - (h_5 - h_3) / \eta_{\text{нас} 0i}}{(h_1 - h_2) - (h_5 - h_3)}$$

$$\eta_{\text{oi}}^{\text{ц}} = \eta_{\text{Т}0i}$$

$$\frac{(h_5 - h_3)}{(h_1 - h_2)} \rightarrow 0$$

### Внутренний абсолютный КПД цикла

$$\eta_i^{\text{ц}} = \eta_{\text{Т}0i} \eta_t$$

КПД\_Установки =

$\eta_{\text{Котельного\_Агрегата}} \cdot \eta_{\text{Паро\_Перегревателя}} \cdot \eta_{\text{генератора}} \cdot \eta_{\text{механические}} \cdot \eta_{\text{Т}0i} \eta_t$

$$\eta_e^{\text{уст}} = \eta_{\text{КА}} \eta_{\text{ПП}} \eta_{\text{Г}} \eta_{\text{М}} \eta_{\text{Т}0i} \eta_t$$

## Расчет использованного топлива

$$l_3 = \eta_e^{уст} (h_1 - h_5)$$

$$N = l_3 D = \eta_e^{уст} (h_1 - h_5) D; \text{ где } D - \text{расход пара, } \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$q' = \frac{h_1 - h_5}{\eta_{ПП} \eta_{КА}} \Rightarrow Q' = \frac{h_1 - h_5}{\eta_{ПП} \eta_{КА}} D$$

$$B = \frac{Q'}{Q_H^P} = \frac{(h_1 - h_5) D}{Q_H^P \eta_{ПП} \eta_{КА}} = \frac{N}{Q_H^P \eta_e^{уст} \eta_{ПП} \eta_{КА}} = \frac{N}{Q_H^P \eta_e^{уст}}$$

$$B - \text{расход топлива, } \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$l_3 = q' \eta_e^{уст} = q' \eta_i^П \eta_{\Gamma} \eta_M \eta_{ПП} \eta_{КА}$$

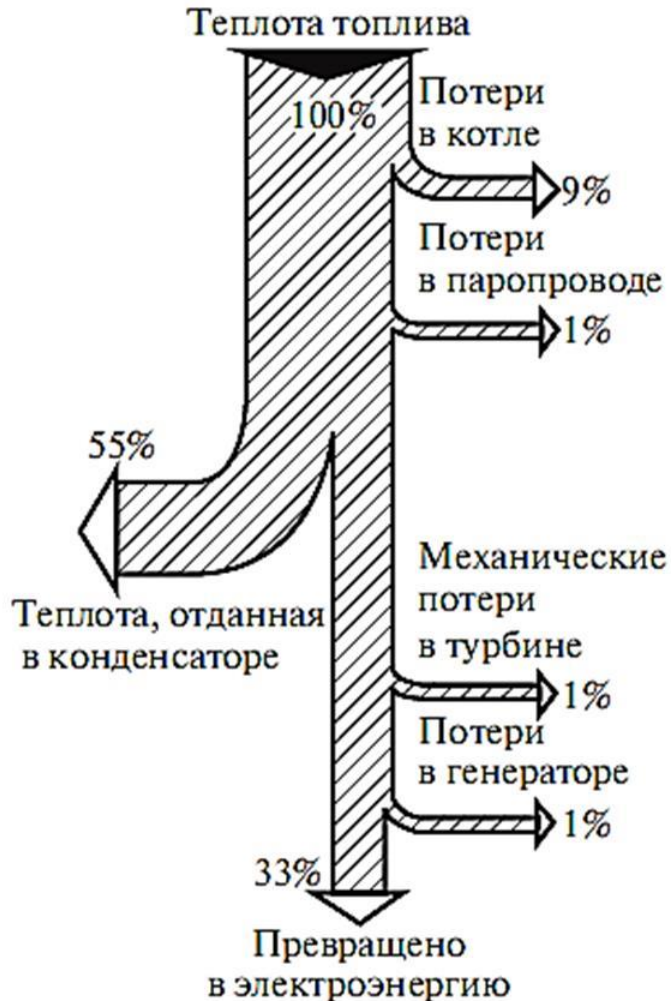
$$q' = l_3 + q_2^{\text{действ}} + \Delta q_{\Gamma} + \Delta q_M + \Delta q_{ПП} + \Delta q_{КА}$$

Удельные расходы:

$$\text{топлива} - b_N = \frac{B}{N}$$

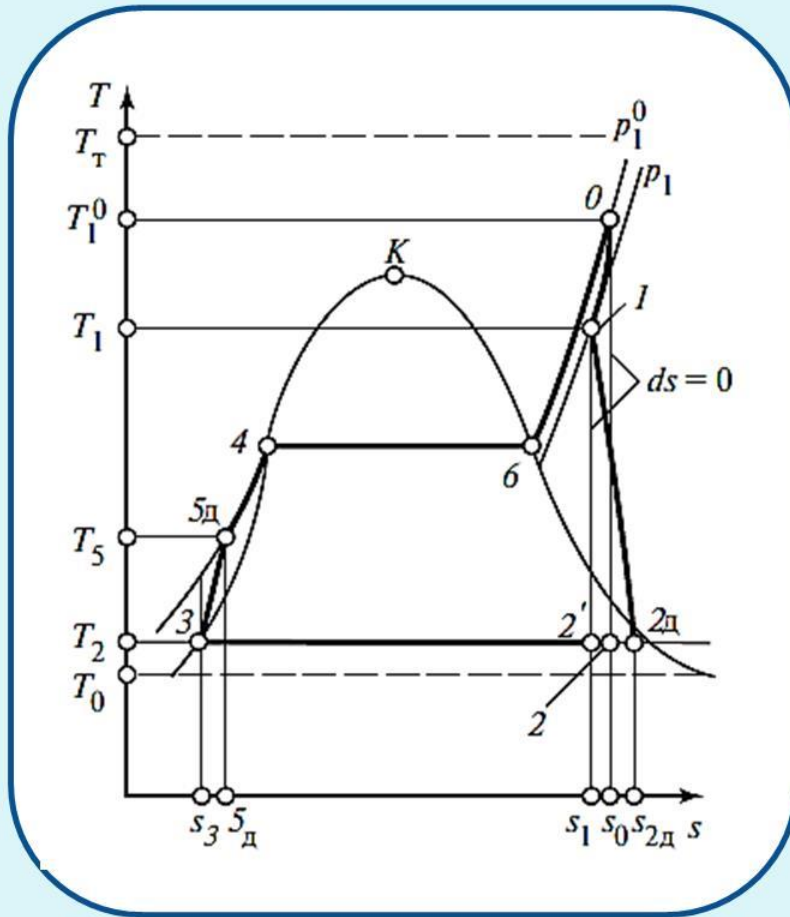
$$\text{теплоты} - q_N = \frac{Q'}{N}$$

$$\text{пара} - d_N = \frac{D}{N}$$





# Анализ цикла Ренкина с помощью эксергетического метода



$T_T$  - температура топки  
 $h_1^0, s_1^0$  - параметры после ПП  
 перед пароводом

Чаще всего  $\eta_{ex} = \frac{ex_{ВЫХ}}{ex_{ВХ}}$

$$ex_h = (h - h_0) - T_0 (s - s_0)$$

$$ex_q = q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$$

$$\Delta ex = \left[ (ex_{h_{ВХ}} + ex_{q_{ВХ}}) - ex_{ВЫХ} \right] - l_{ПОЛЕЗН}$$

На примере котлоагрегата:

$$ex_{h_{ВХ}}^{КА} = (h_{5д} - h_0) - T_0 (s_{5д} - s_0)$$

$$ex_{q_{ВХ}}^{КА} = q' \left(1 - \frac{T_0}{T_T}\right)$$

$$ex_{ВЫХ}^{КА} = (h_1^0 - h_0) - T_0 (s_1^0 - s_0)$$

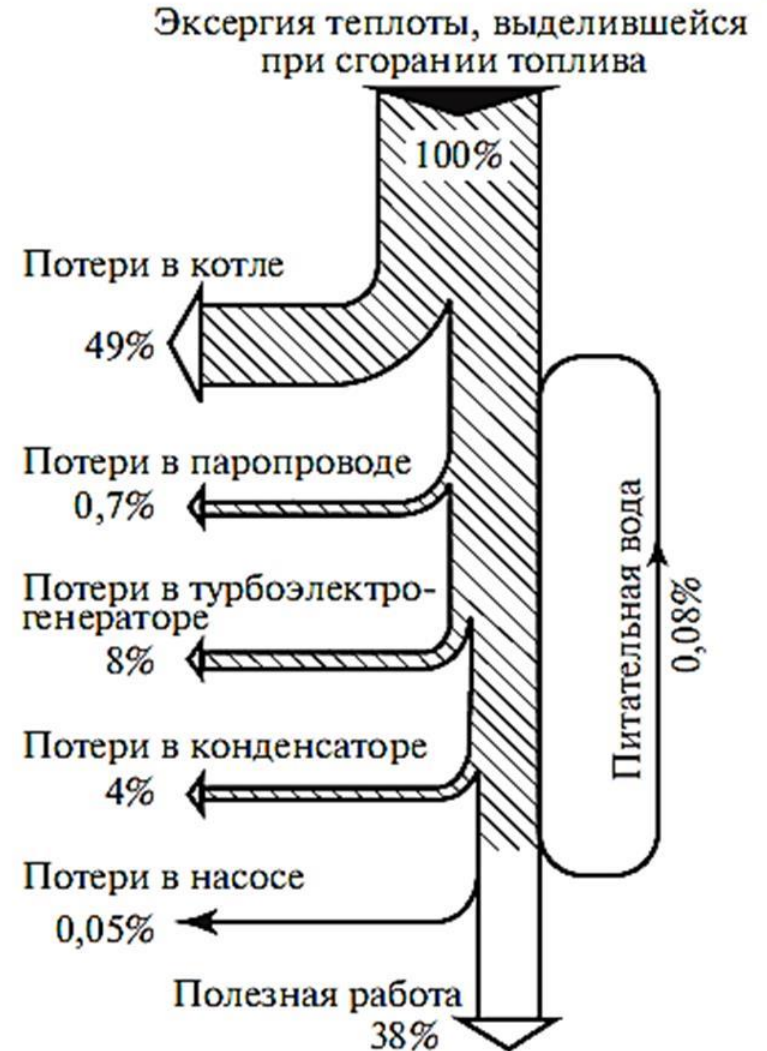
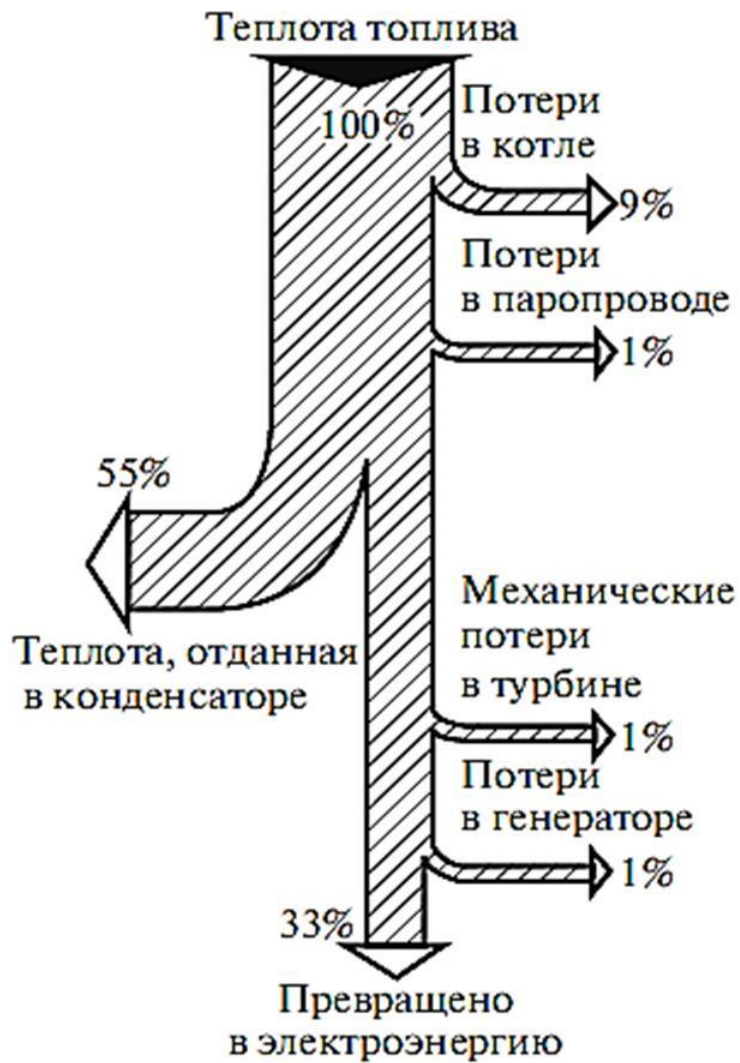
$$\Delta ex^{КА} = (ex_{h_{ВХ}}^{КА} + ex_{q_{ВХ}}^{КА}) - ex_{ВЫХ}^{КА}$$

и паропровода:

$$ex_{ВЫХ}^{ПП} = (h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0)$$

$$\Delta ex^{ПП} = ex_{ВЫХ}^{КА} - ex_{ВЫХ}^{ПП}$$

## Соответствие потерь теплоты и эксергии





# Циклы паротурбинных установок – II часть

## Лекция 16

Вторичный перегрев пара. Причины применения вторичного перегрева пара. Цикл со вторичным перегревом пара в  $Ts$ - и  $hs$ - диаграммах. Принципиальная схема паротурбинной установки со вторичным перегревом пара. Оптимальная температура начала вторичного перегрева пара. Цикл паротурбинной установки при сверхкритических параметрах пара. Циклы с двумя промежуточными перегревами пара.

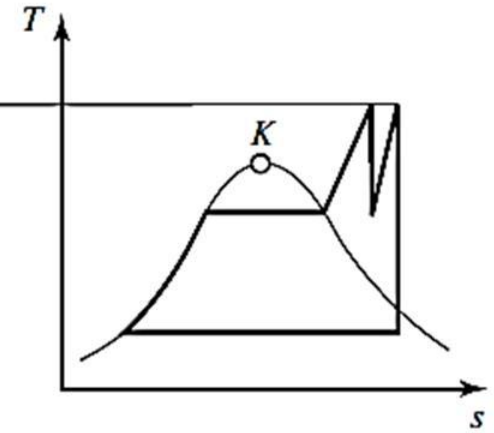
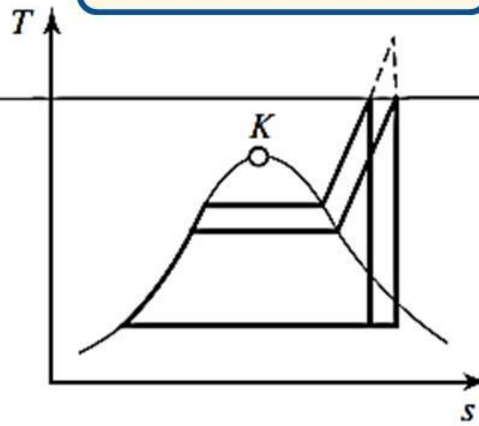
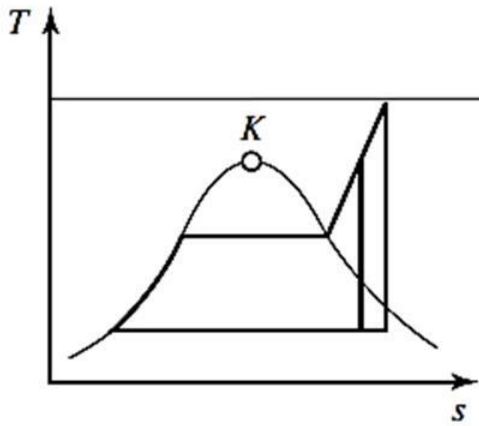
Регенеративные циклы. Регенеративный подогрев питательной воды. Идеальный и теоретический регенеративные циклы. Схема регенеративного подогрева с отборами пара. Изображение регенеративных циклов в  $Ts$  - и  $hs$  - диаграммах. Термический коэффициент полезного действия регенеративного цикла. Оптимальная температура подогрева питательной воды и максимальный коэффициент полезного действия регенеративного цикла. Прирост коэффициента полезного действия регенеративного цикла в зависимости от числа оборотов.

Комбинированные циклы. Преимущества и недостатки водяного пара как рабочего тела. Бинарный цикл и его коэффициент полезного действия. Принципиальная схема бинарной паротурбинной установки. Комбинированные парогазовые циклы. Термический коэффициент полезного действия парогазовых циклов. Термодинамические циклы атомных электростанций. Термодинамические основы теплофикации.

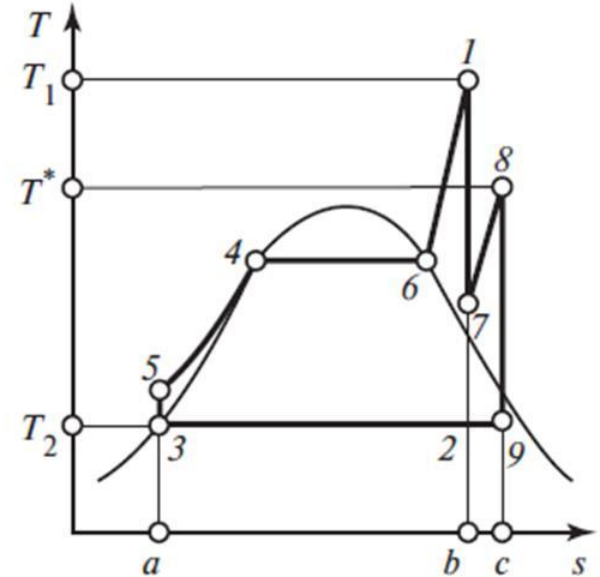
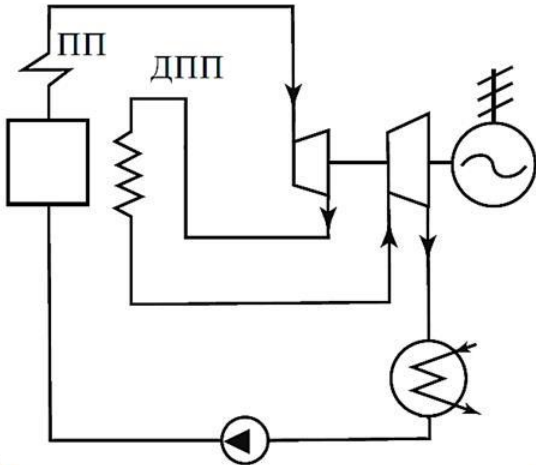


# Цикл с промежуточным перегревом пара

$$x > 0.86 \div 0.88$$



$T_{\max}$  - конструктивными материалами и экономикой



$$\eta_t^{\text{пр.п}} = \frac{(h_1 - h_7) + (h_8 - h_9) - (h_5 - h_3)}{(h_1 - h_5) + (h_8 - h_7)}$$

$$\eta_t^{\text{доп}} = \frac{(h_8 - h_9) - (h_5 - h_3)}{(h_8 - h_7)}$$

$$\eta_t^{\text{осн}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_5 - h_3)}{(h_1 - h_5)}$$

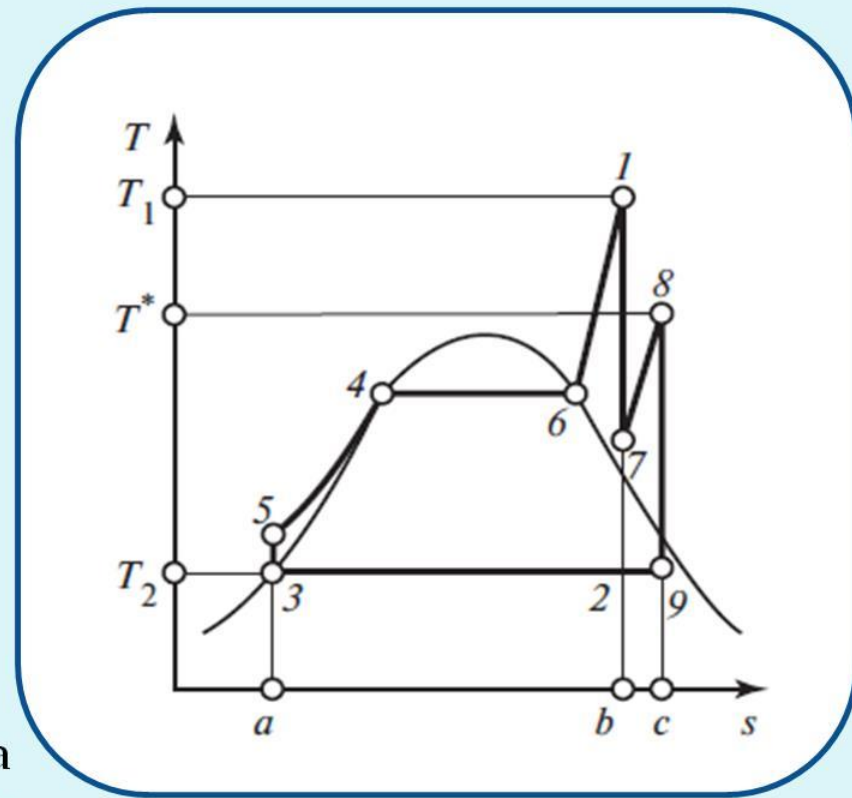
Если  $\eta_t^{\text{доп}} > \eta_t^{\text{осн}}$  то  $\eta_t^{\text{пр.п}} > \eta_t^{\text{осн}}$ .

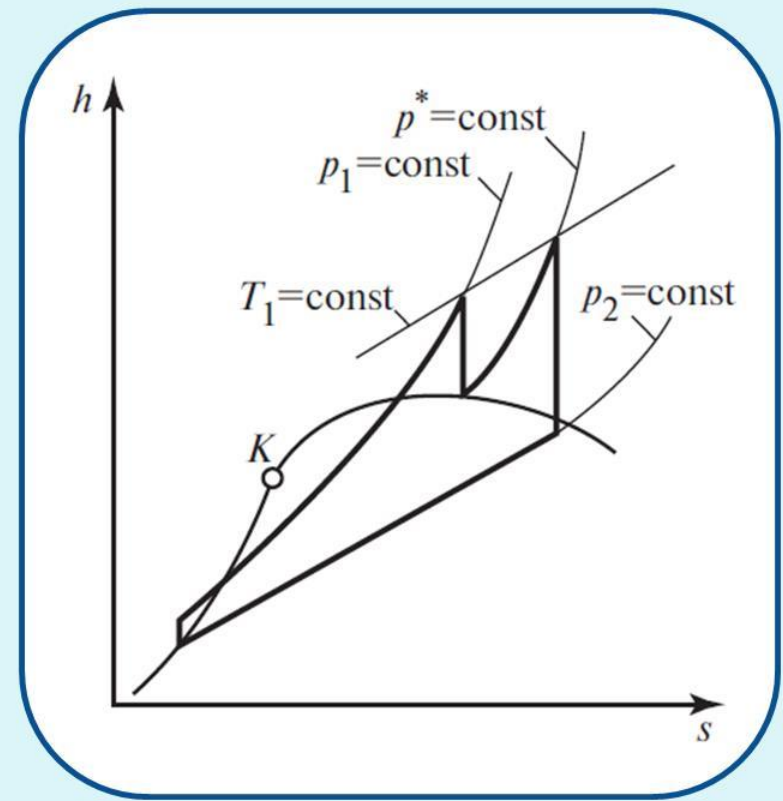
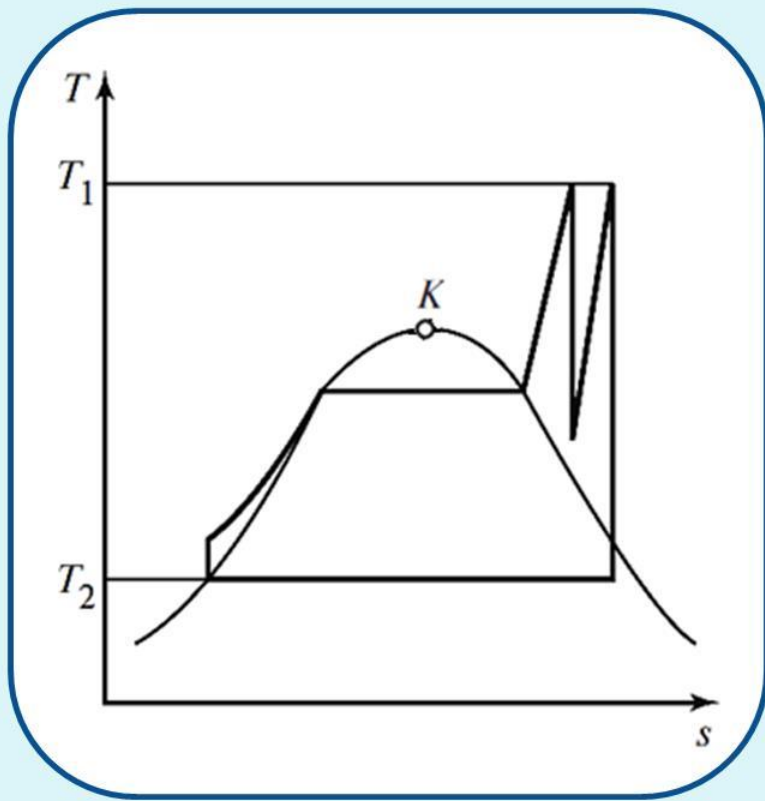
Это возможно если средняя температура подвода теплоты в дополнительном перегреве выше, чем в основном.

$$\bar{T}_{\text{осн}} = \frac{h_1 - h_5}{s_1 - s_5}$$

$$\bar{T}_{\text{доп}} = \frac{h_8 - h_7}{s_8 - s_7}$$

Для конкретного  $p_7$  определяется оптимальная  $T^*$



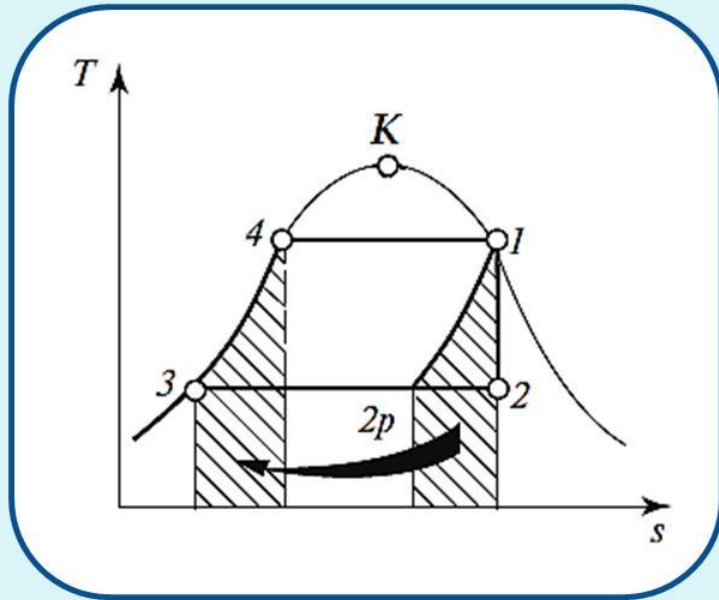


Промежуточный перегрев пара, который в свое время вошел в энергетику главным образом как средство борьбы с высокой влажностью пара в последних ступенях турбины, является также и средством повышения термического КПД цикла. Введение вторичного перегрева пара в цикле ПТУ позволяет увеличить его КПД на 2 – 5 % по сравнению с простым циклом, имеющим такие же начальные и конечные параметры пара.

Давление вторичного перегрева имеет оптимальное значение. Его определяют методом вариантных расчетов. Оптимальное давление вторичного перегрева пара обычно составляет 20 – 40 % от начального давления.

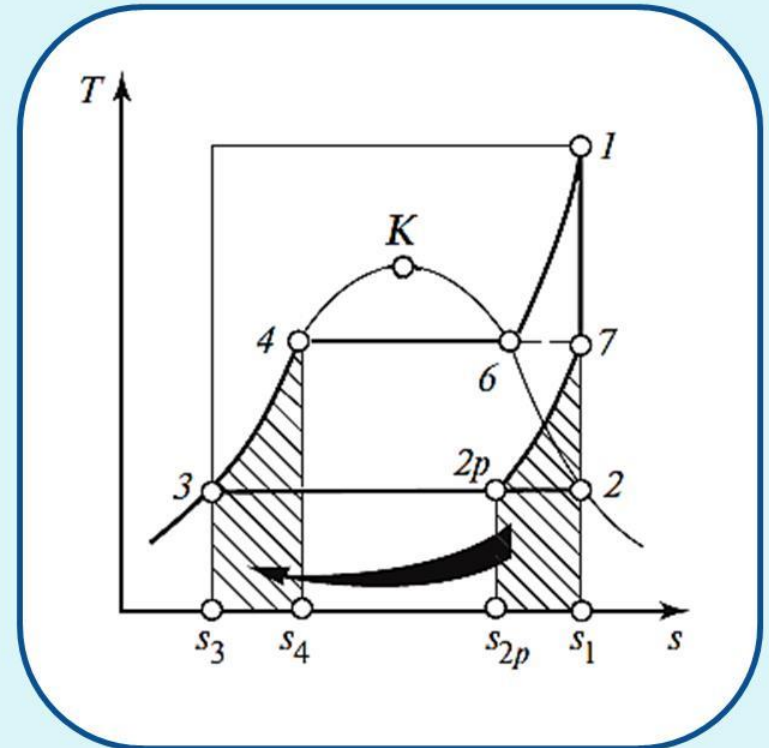


## Регенеративный цикл

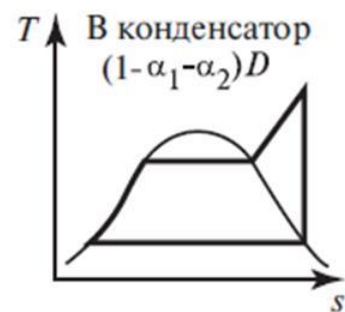
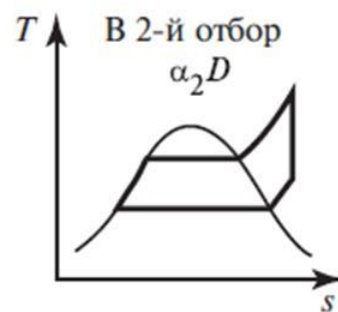
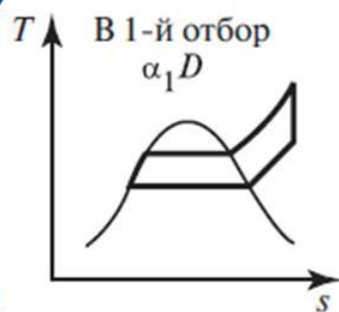
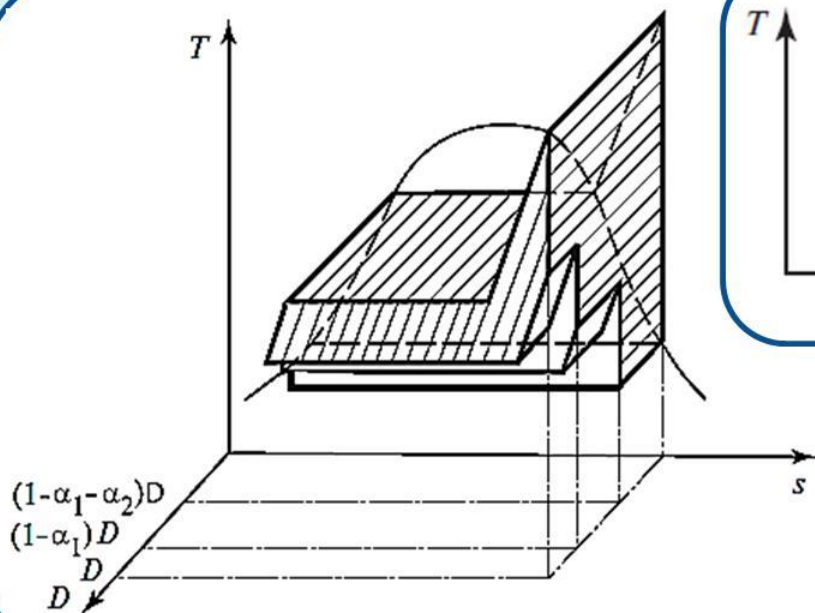
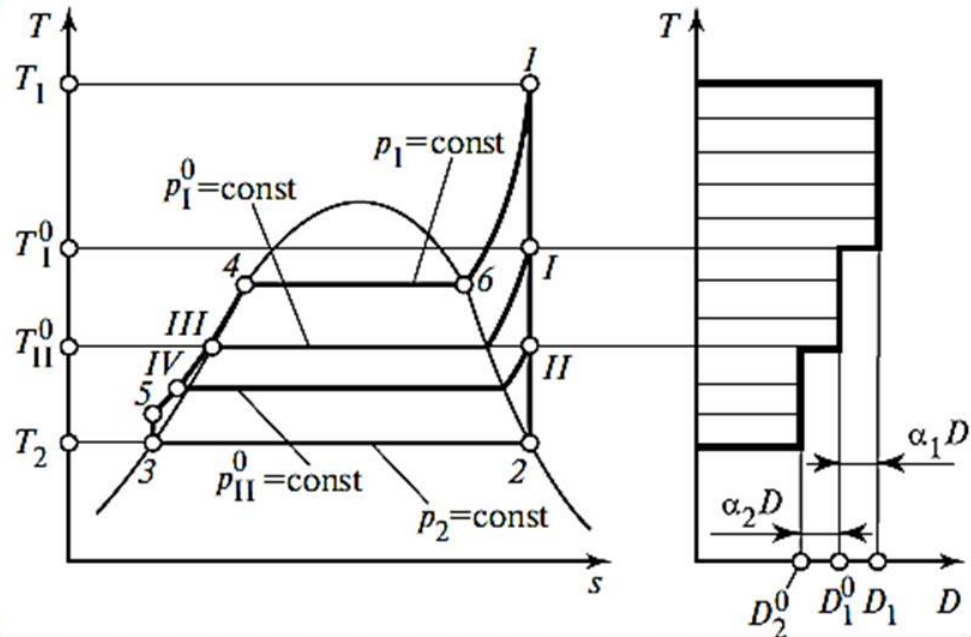
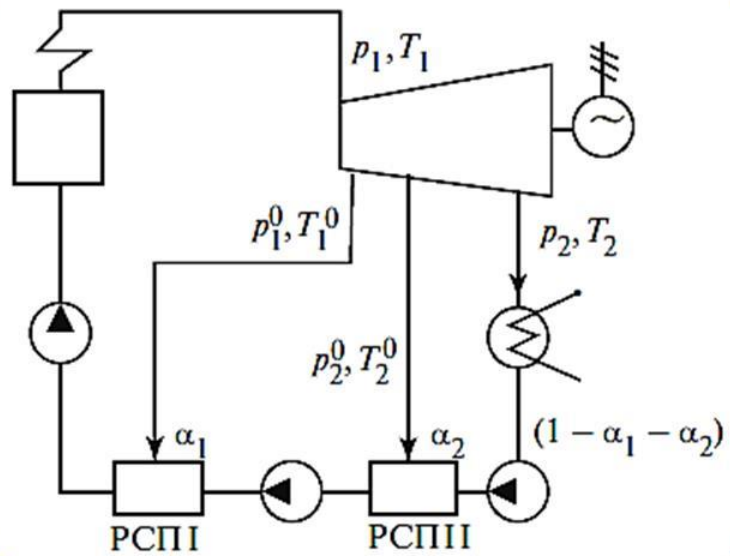


Цикл Ренкина без перегрева пара в случае полной регенерации :  $\eta_t^{\text{Ренкина}} = \eta_t^{\text{Карно}}$  .

Коэффициент полезного действия цикла Ренкина с перегревом пара даже в случае предельной регенерации будет меньше термического КПД цикла Карно, осуществляемого в том же интервале температур.



Идеальный с полной регенерацией: 
$$\eta_t^{\text{рег}} = 1 - \frac{T_2(s_{2p} - s_3)}{h_1 - h_2}$$



$$D = \sum_{j=1}^i D_{0i}$$

$$\alpha_i = \frac{D_{oi}}{D}$$

$$l_T^1 = (h_5 - h_{o1})$$

$$l_T^2 = (1 - \alpha_1)(h_{o1} - h_{o2})$$

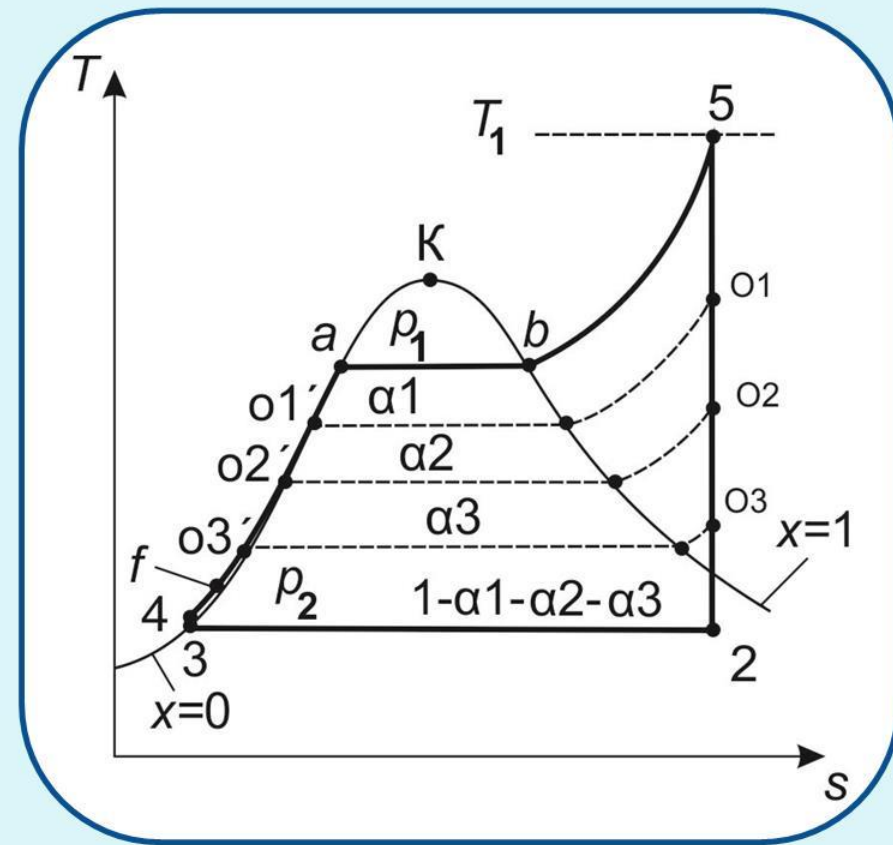
$$l_T^3 = (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_{o2} - h_{o3})$$

$$l_T^4 = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_{o3} - h_2)$$

$$\left. \begin{aligned} l_T &= l_T^1 + l_T^2 + l_T^3 + l_T^4 \\ l_H &= l_H^1 + l_H^2 + l_H^3 + l_H^4 \approx 0 \end{aligned} \right\} l_{\text{ц}} = l_T - l_H \approx l_T$$

$$q_1 = (h_5 - h'_{o1})$$

$$q_2 = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_3 - h_2)$$

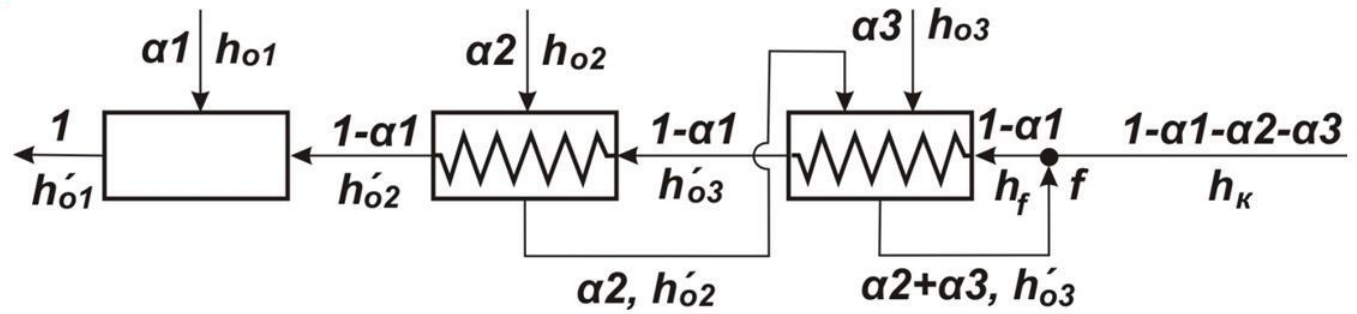


$$\eta_t = \frac{l_T}{q_1}$$

Для определения  $\alpha_i$  формулируются уравнения теплового баланса теплообменников в зависимости от их типа



# Тепловой баланс



1-ый:  $q_{o1} = \alpha_1 (h_{o1} - h'_{o1})$

Смешение

$$q_{TO1} = (1 - \alpha_1) (h'_{o1} - h'_{o2})$$

$$\alpha_1 (h_{o1} - h'_{o1}) = (1 - \alpha_1) (h'_{o1} - h'_{o2})$$

2-ой:  $q_{o2} = \alpha_2 (h_{o2} - h'_{o2})$

Без недогрева

$$q_{TO2} = (1 - \alpha_1) (h'_{o2} - h'_{o3})$$

$$\alpha_2 (h_{o2} - h'_{o2}) = (1 - \alpha_1) (h'_{o2} - h'_{o3})$$

3-ий:  $q_{o3} = \alpha_2 (h'_{o2} - h'_{o3}) + \alpha_3 (h_{o3} - h'_{o3})$

Без недогрева

$$q_{TO3} = (1 - \alpha_1) (h'_{o3} - h'_f)$$

$$\alpha_2 (h'_{o2} - h'_{o3}) + \alpha_3 (h_{o3} - h'_{o3}) = (1 - \alpha_1) (h'_{o3} - h'_f)$$

$$q_{of} = (\alpha_2 + \alpha_3) (h'_{o3} - h'_f)$$

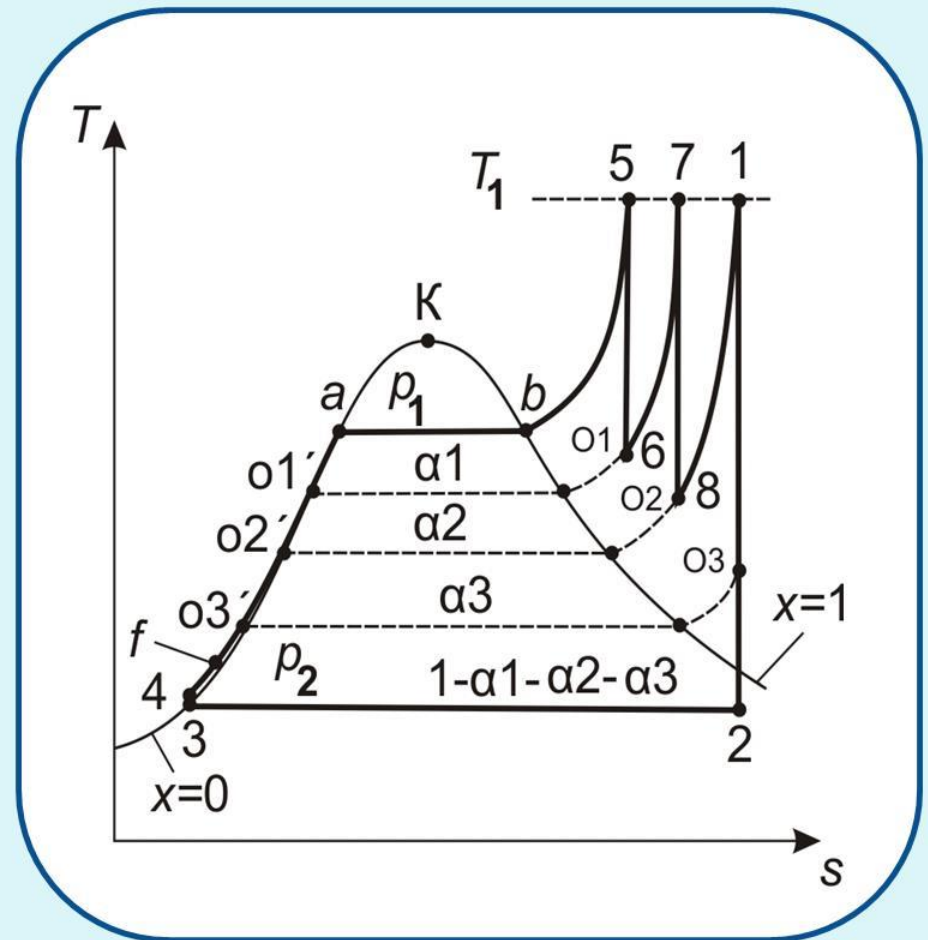
Смешение

$$(\alpha_2 + \alpha_3) (h'_{o3} - h'_f) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) (h'_f - h_k)$$

$$q_{kf} = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) (h'_f - h_k)$$

# САМОСТОЯТЕЛЬНО !!!

- Изображение циклов в  $hs$  – диаграммах
- Определение КПД цикла с двумя дополнительными перегревами и тремя отборами



# Выбор точек отбора пара из турбины в водоподогреватели

Оптимально – прирост энтропии при нагреве минимален:

$$L_{\text{после нагрева}} = L_0 - T_0 \Delta S_{\text{после нагрева}}$$

1. Во всех ТО – сухой или мокрый пар;
2. Через все ТО – проходит вся питательная вода;
3. Теплоемкость воды  $c_B = \text{const}$ ;
4. Недогревы воды отсутствуют.

На воду затрачивается  $\Delta q_{02-01} = c_B (T_{01} - T_{02})$ ;  $\Delta q_{2-02} = c_B (T_{02} - T_2)$ .

$S_{\text{ВОДЫ}}$  увеличивается на  $\Delta s'_{02-01} = c_B \ln \frac{T_{01}}{T_{02}}$ ;  $\Delta s'_{2-02} = c_B \ln \frac{T_{02}}{T_2}$

Отбирается от пара  $\Delta s''_{02-01} = c_B \frac{T_{01} - T_{02}}{T_{01}} = c_B \left(1 - \frac{T_{02}}{T_{01}}\right)$ ;  $\Delta s''_{2-02} = c_B \left(1 - \frac{T_2}{T_{02}}\right)$

$$\Delta S_{\text{после нагрева}} = c_B \left( \ln \frac{T_{01}}{T_{02}} + \ln \frac{T_{02}}{T_2} - \left(1 - \frac{T_{02}}{T_{01}}\right) - \left(1 - \frac{T_2}{T_{02}}\right) \right)$$

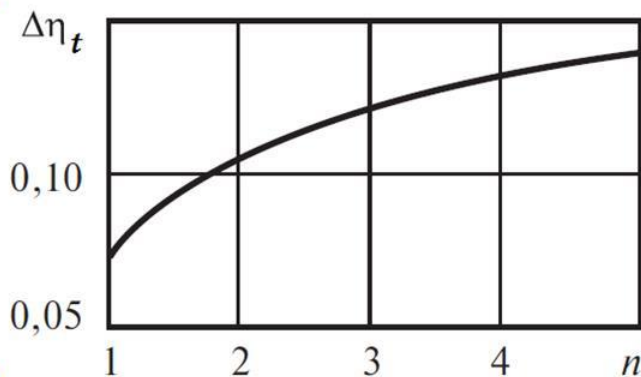
$$\frac{\partial \Delta S_{\text{после нагрева}}}{\partial T_{01}} = 0; \quad \frac{\partial \Delta S_{\text{после нагрева}}}{\partial T_{02}} = 0.$$

$$\frac{T_1}{T_{01}} = \frac{T_{01}}{T_{02}} = \dots = \sqrt[n+1]{\frac{T_1}{T_2}}$$

Можно заменить

$$T_{0i} - T_{0i+1} \approx \frac{T_1 - T_2}{n+1}$$

$$h_{0i} - h_{0i+1} \approx \frac{h_1 - h_2}{n+1}$$





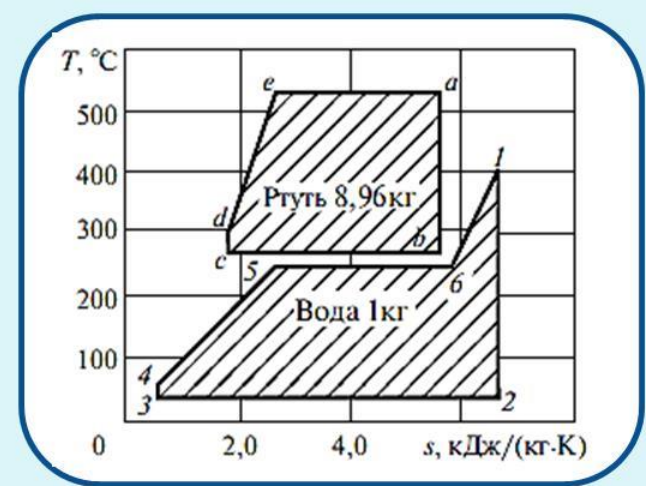
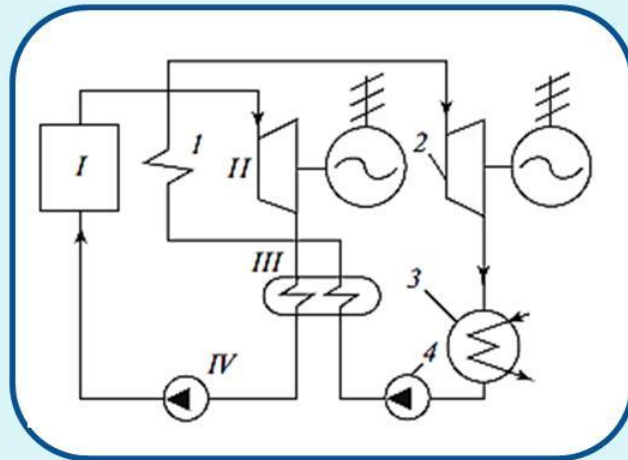
## Понятие о бинарных циклах

$$p_1^{\text{PT}} = 1180 \text{ кПа}$$

$$T_1^{\text{PT}} = 532.1^\circ \text{ C}$$

$$p_2^{\text{PT}} = 9.8 \text{ кПа}$$

$$T_2^{\text{PT}} = 250^\circ \text{ C } (T_s)$$



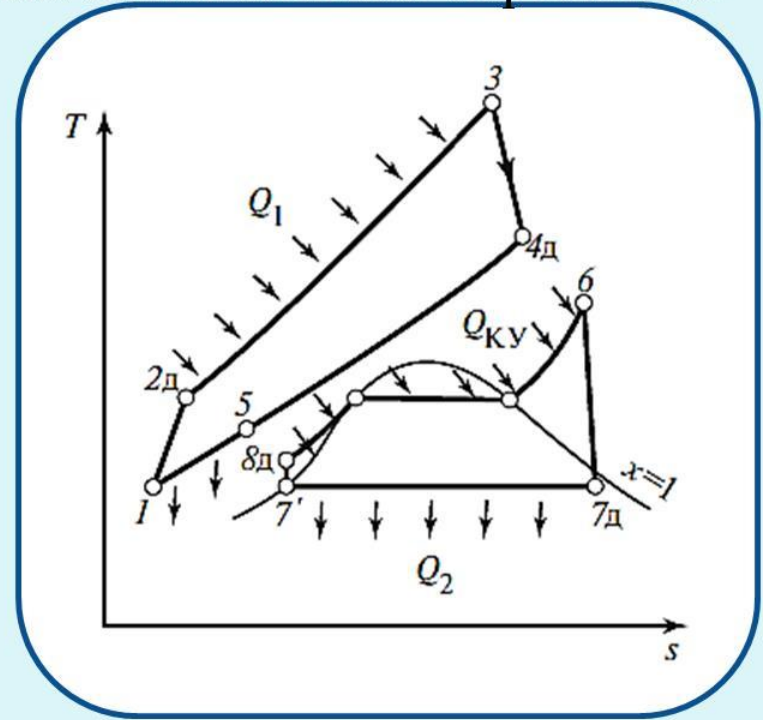
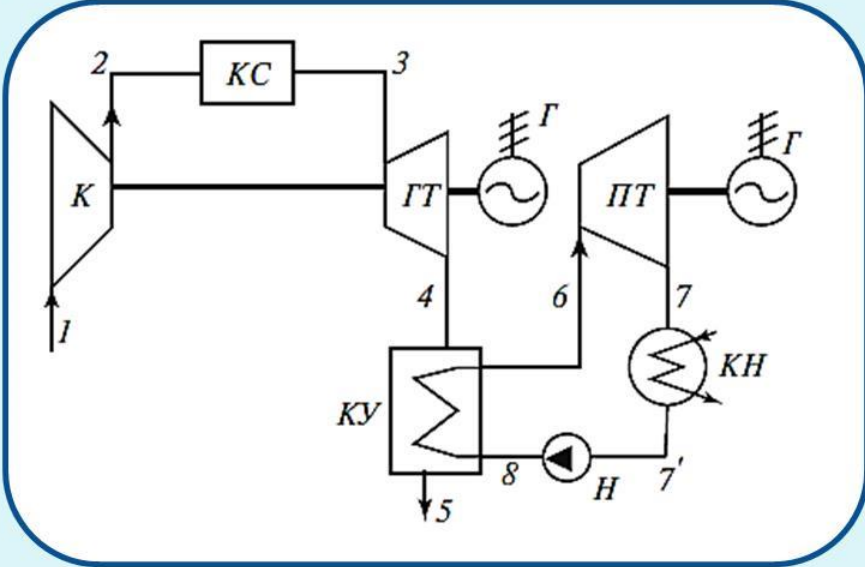
$$\eta_t^{\text{бин}} = \frac{m_p l^{\text{PT}} + l^{\text{B}}}{m_p q^{\text{PT}} + q^{\text{B}}}$$

Рабочее тело:

- Должно обеспечивать возможно более высокий коэффициент заполнения цикла. Для этого возможно меньшую изобарную теплоемкость в жидком состоянии: изобары в  $T, s$ -диаграмме, будут идти достаточно круто, приближаясь к вертикали].
- Более высокими критическими параметрами.
- Высокая верхняя температура при не слишком высоком давлении пара. Но не слишком низким слишком низкое давление насыщения потребует применения глубокого вакуума
- в конденсаторе, что сопряжено с большими техническими сложностями.
- Рабочее тело должно быть недорогим. Не агрессивным в отношении конструкционных материалов.
- Не должно быть токсичным.

# Понятие о парогазовых циклах

Парогазовые установки (ПГУ) представляют собой комбинацию паротурбинной и газотурбинной установок. Наиболее эффективны так называемые парогазовые установки с котлом утилизатором.



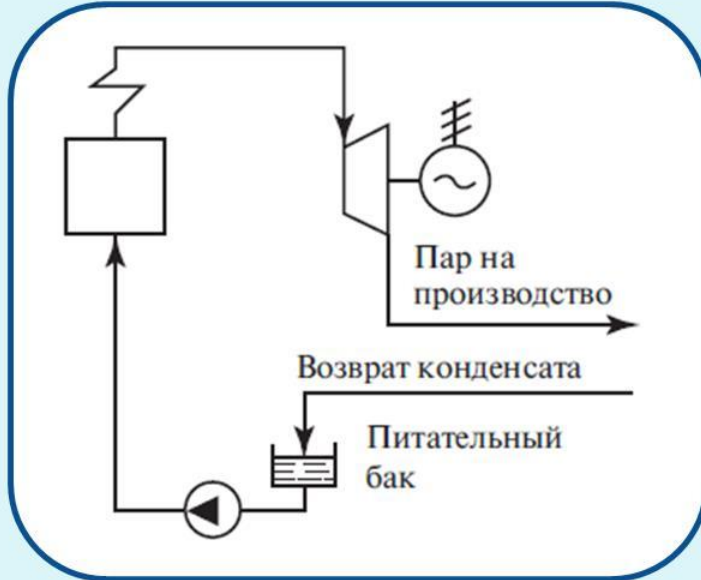
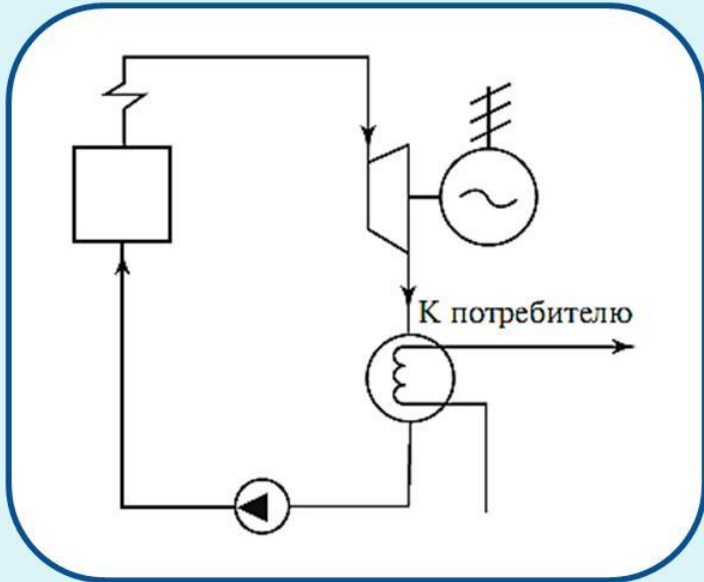
$$\eta_i = \frac{N_{\text{ПГУ}}}{Q_1} = \frac{[(h_3 - h_{4\text{д}}) - (h_{2\text{д}} - h_1)] - m_{\text{п}} [(h_6 - h_{7\text{д}}) - (h_{8\text{д}} - h'_7)]}{h_3 - h_{2\text{д}}}$$

$$m_{\text{п}} = \frac{D_{\text{п}}}{D_{\text{г}}}$$

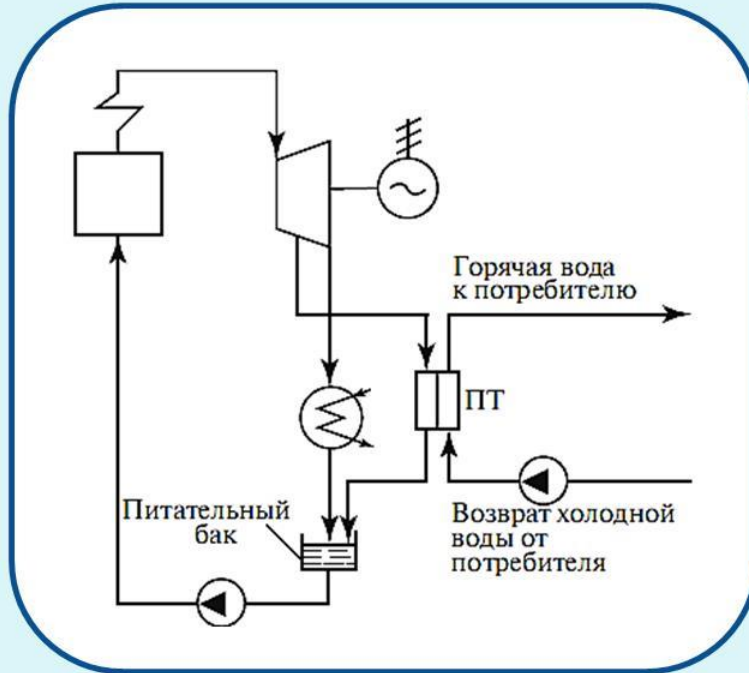
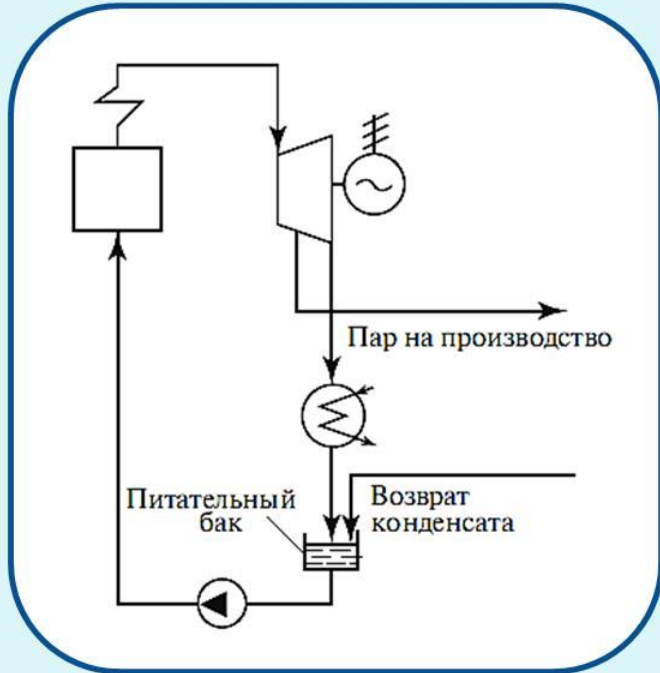




# Понятие о теплофикационных циклах



К - коэффициент  
ИСПОЛЬЗОВАНИЯ  
ТЕПЛОТЫ



$$K = \frac{l_{\text{э}} + q_2}{q_1}$$

$$K = \frac{N + Q}{BQ_{\text{н}}^{\text{р}}}$$