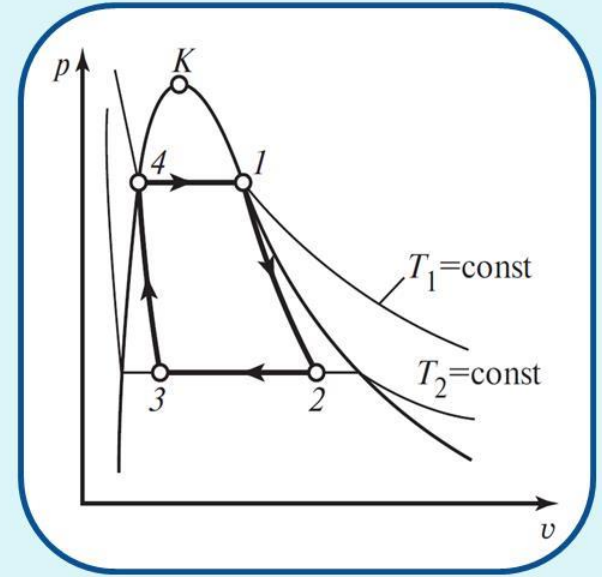
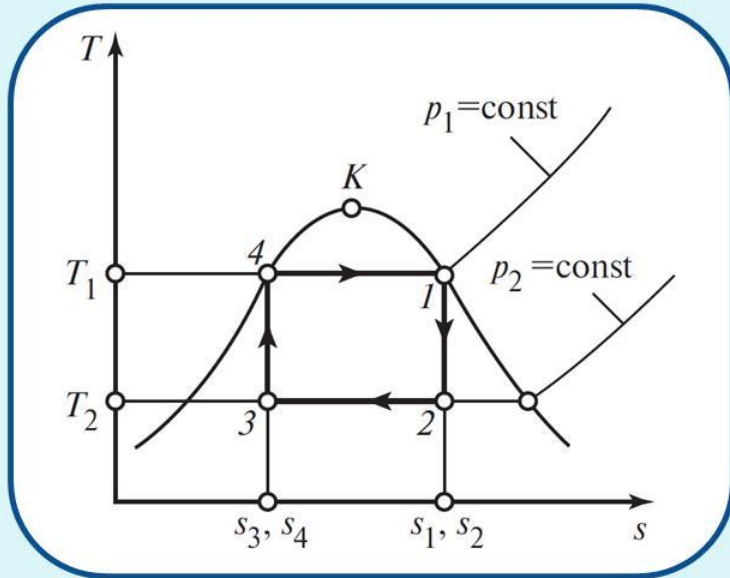
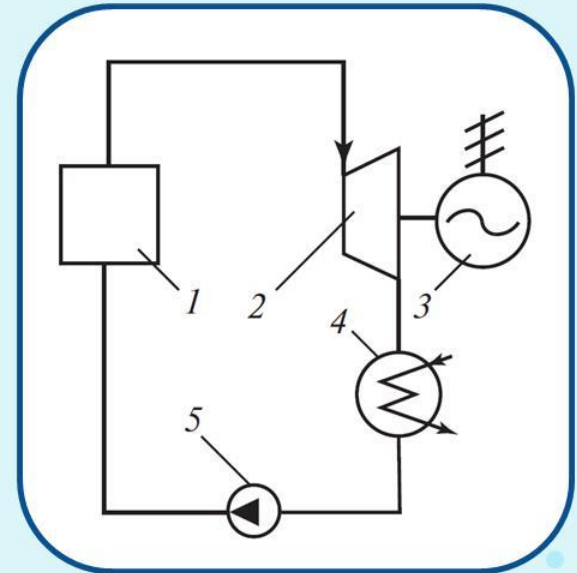


Цикл Карно



$$\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$



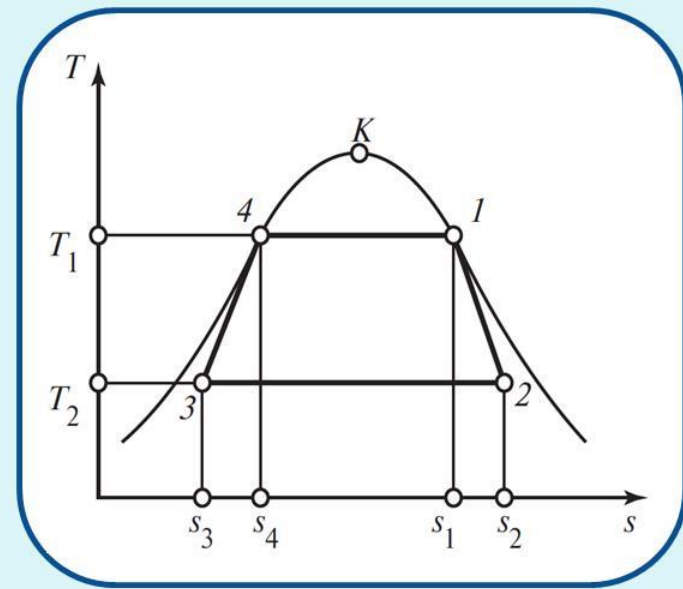
Реальный цикл Карно

$T_{\text{кр}} \text{ воды} \approx 374,15 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Интервал от $\approx 25 \text{ } ^\circ\text{C}$ и до $340 \div 350 \text{ } ^\circ\text{C}$.

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

4-1 к критической точке резко сужается.



Большую роль - снижающие η_t неизоэнтропные участки 1-2 и 3-4

1 $s_2 - s_1$ — диссипация в турбине (трение);

2 $s_4 - s_3$ — диссипация в компрессоре (трение).

1 Турбина на влажном паре – потери на двухфазность (η_{oi} снижается) и тяжелые условия работы проточных частей турбин и компрессоров.

2 Компрессор для сжатия влажного - большие удельные объемы - громоздкое с чрезмерными затратами энергии оборудование.

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

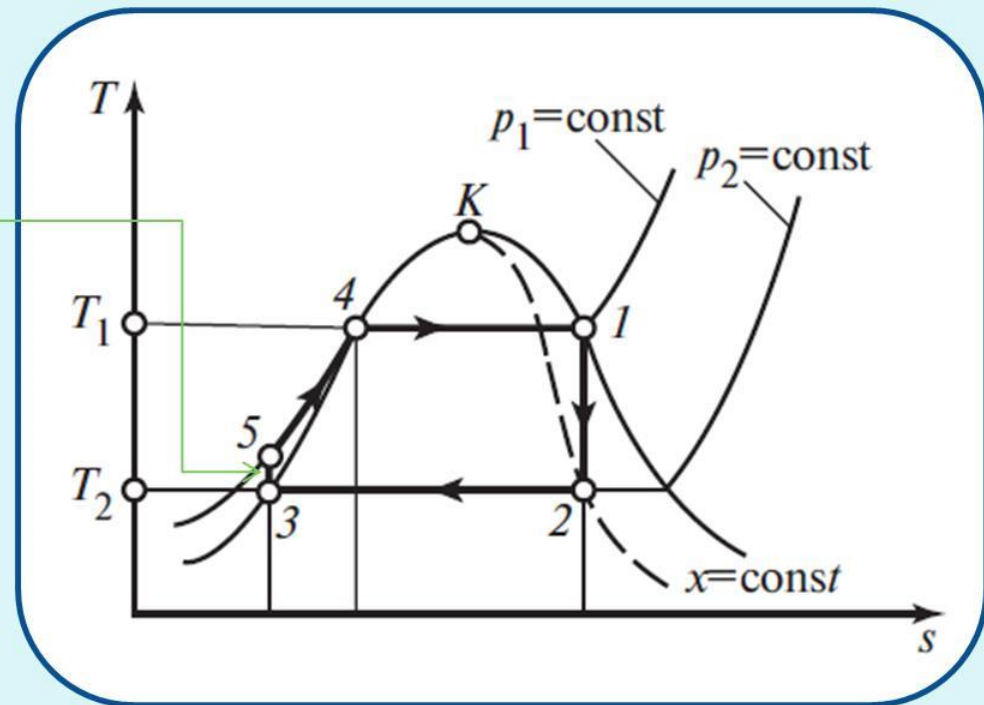
Не компрессор влажного пара, а
водяной насос.

3-5 мал:

Мала работа насоса: $l_{\text{нас}} = l_{3-5} = - \int_{p_2}^{p_1} v dp$

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

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

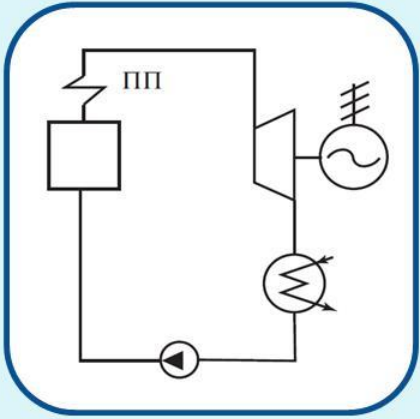


В изоэнтропном сжатии воды от $p_s(25 \text{ }^\circ\text{C}) = 3,1 \text{ кПа}$, до $p = 29.400 \text{ кПа}$ температура воды возрастает менее чем на $1 \text{ }^\circ\text{C}$.

Можно приближения считать, что в области жидкости изобары воды практически совпадают с левой пограничной кривой.

В T, s -диаграмме изобары в области жидкости сливаются с левой пограничной кривой.

Для увеличения η_t цикла Ренкина - перегрев пара в пароперегревателе (ПП)



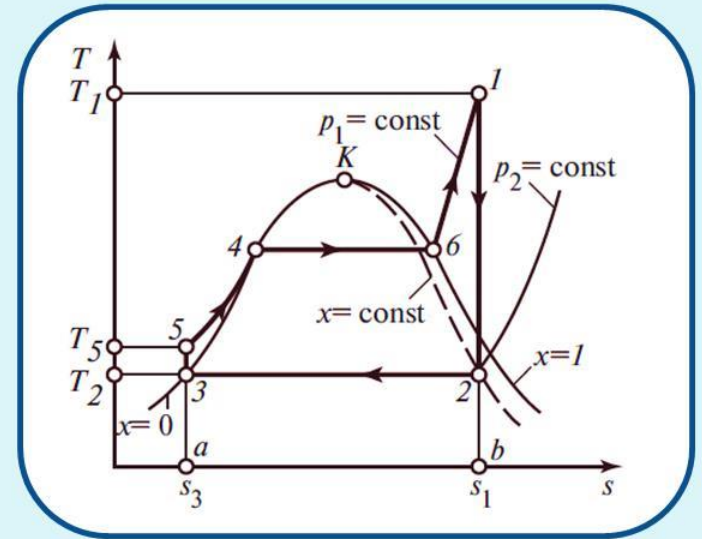
$$q_1 = h_1 - h_5$$

$$|q_2| = h_2 - h_3$$

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

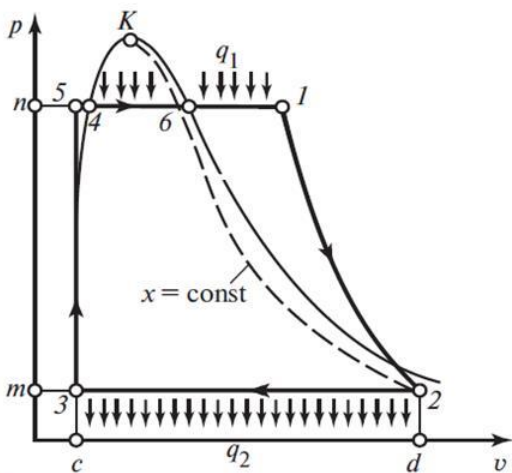
$$l_{\text{T}}^{\text{теор}} = h_1 - h_2$$

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



Часто в затратах не учитывают насос:

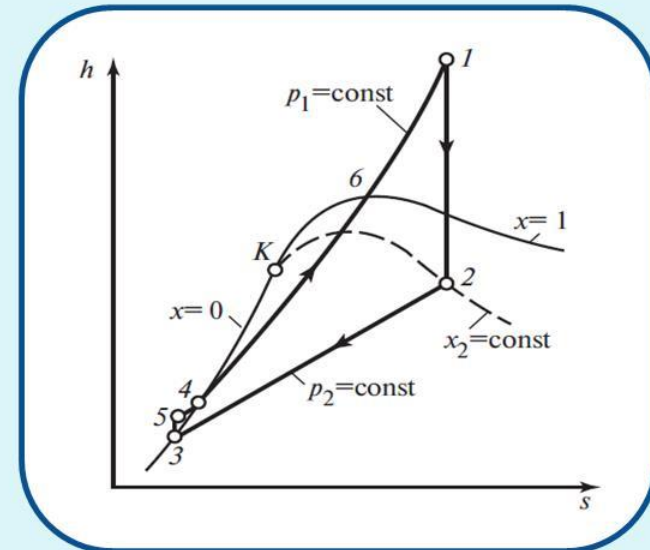
$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h_5) - (h_2 - h_3)}{h_1 - h_5} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_5 - h_3)}{h_1 - h_5} = \frac{l_{\text{T}}^{\text{теор}} - |l_{\text{нас}}^{\text{теор}}|}{q_1} = \frac{l_{\text{ц}}^{\text{обр}}}{q_1}$$



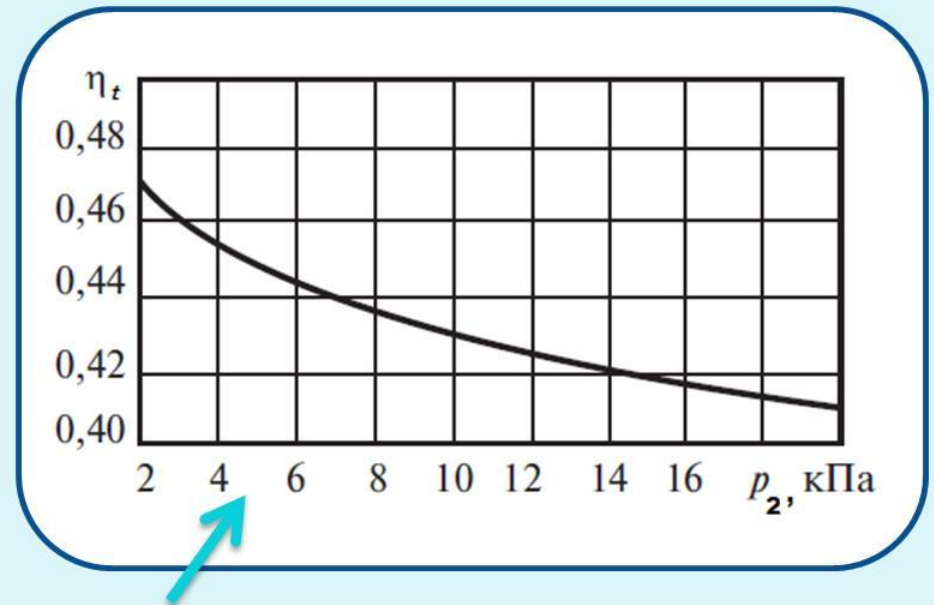
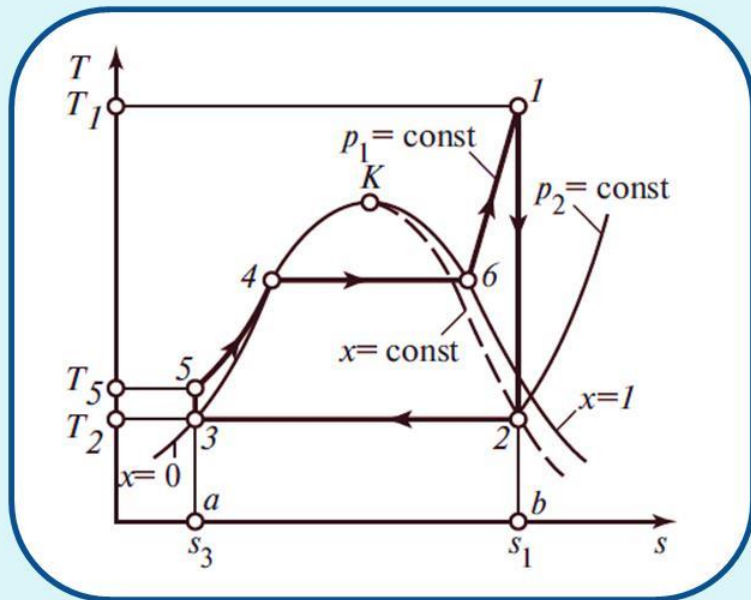
При малых давлениях p_1

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

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



Зависимость η_t Ренкина от давления p_2



Уменьшение p_2 - уменьшение температуры T_2 и η_t растет.

$$t_s(4 \text{ кПа}) = 28,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Дальше нецелесообразно:

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

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

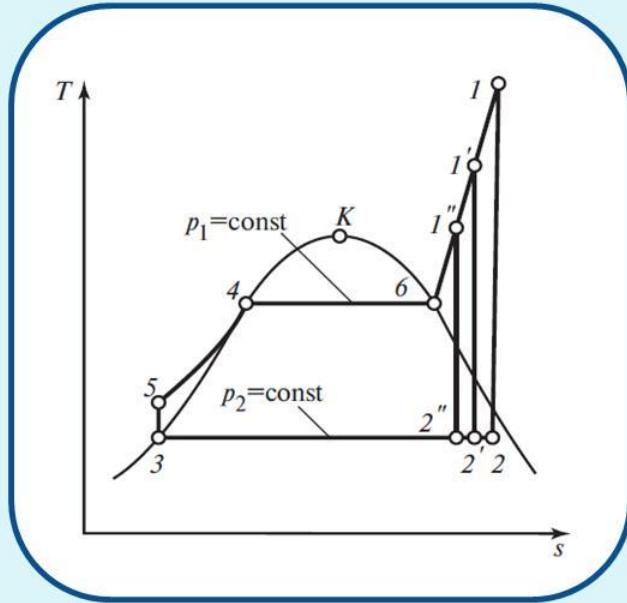
$$t_s(2 \text{ кПа}) = 17,2 \text{ }^\circ\text{C},$$

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

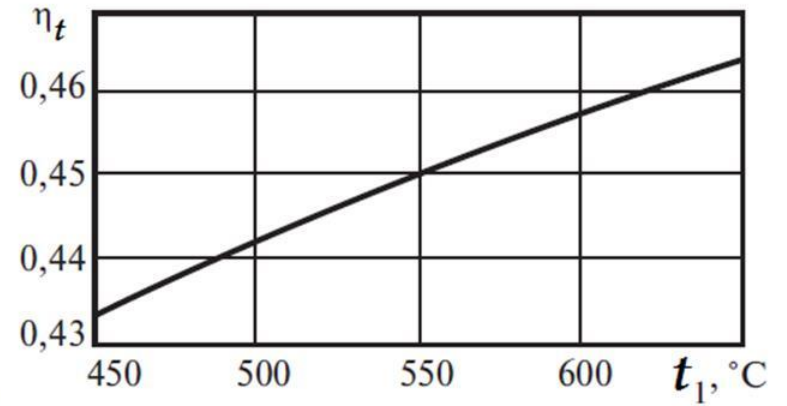
- большие затраты на вакуумные насосы.

η_t цикла Ренкина от начальных параметров пара (p_1, T_1)

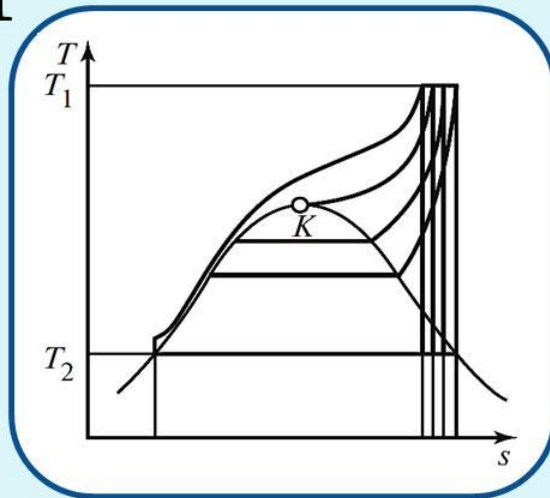
T_1 :



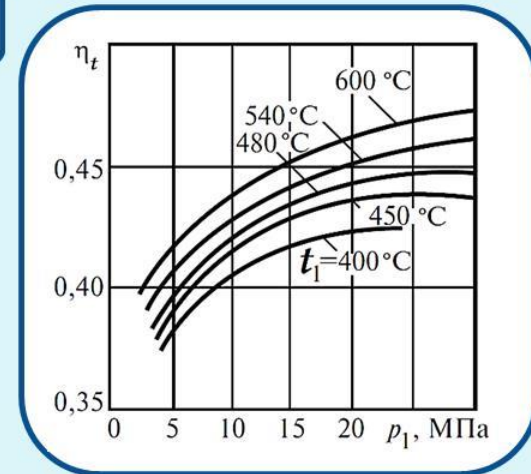
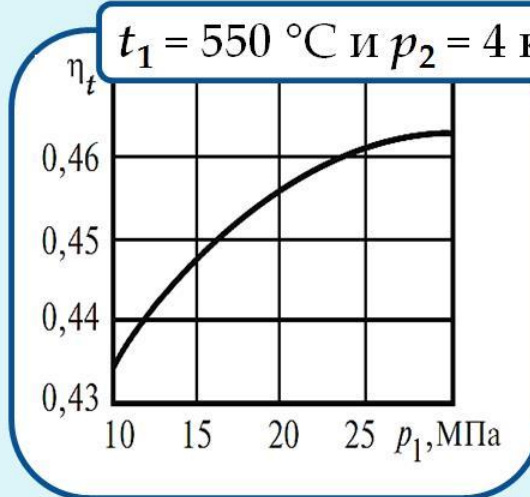
$p_1 = 16,67$ МПа, а $p_2 = 4$ кПа.



p_1 :



$t_1 = 550$ °C и $p_2 = 4$ кПа



ТУРБИНА

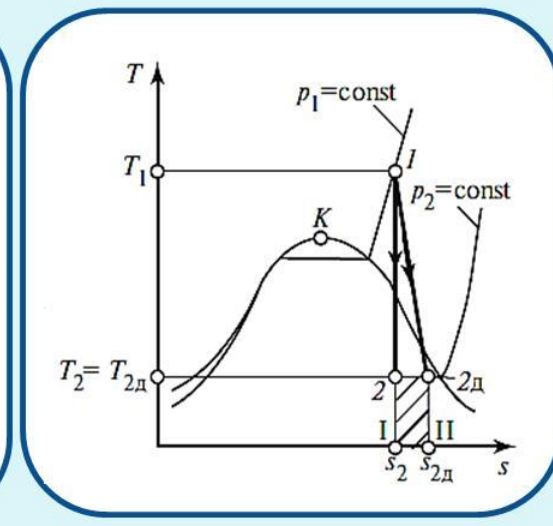
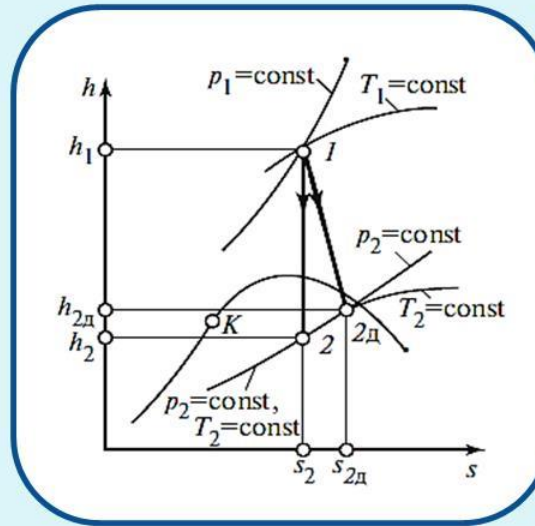
$$l_T^{\text{геор}} = h_1 - h_2$$

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

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

Современные мощные

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



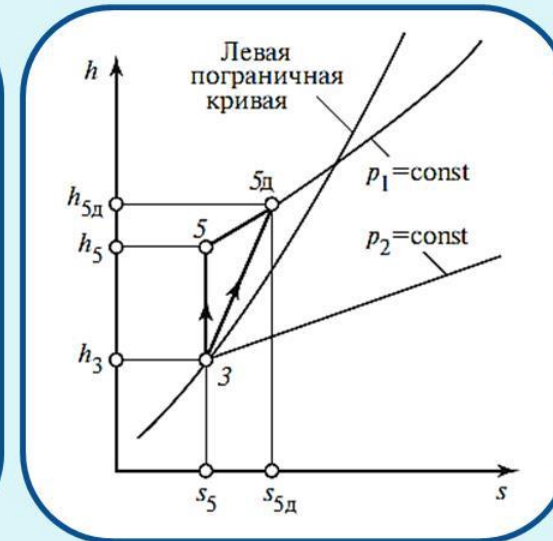
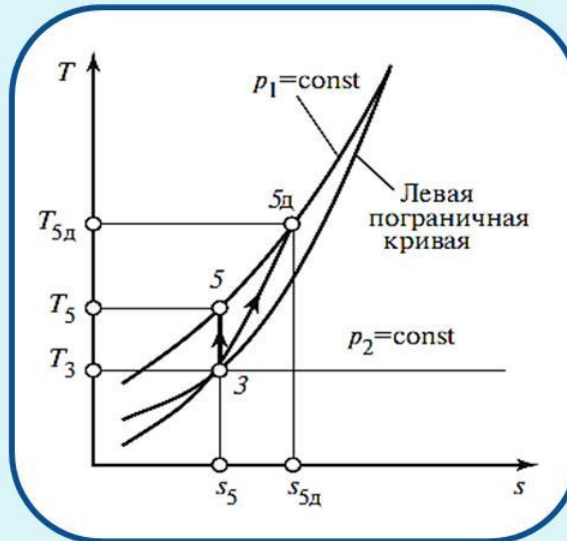
НАСОС

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

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

$$\eta_{\text{нас}0i} = \frac{l_{\text{нас}}^{\text{геор}}}{|l_{\text{нас}}^{\text{действ}}|} = \frac{h_5 - h_3}{h_5 - h_{3д}}$$

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



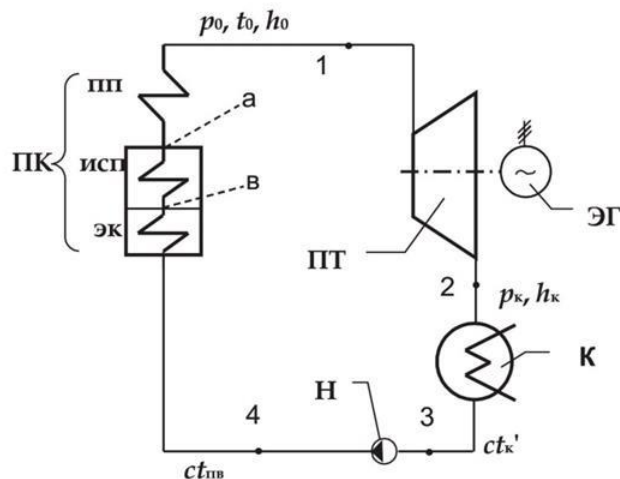
Расчет необратимого цикла ПСУ

$$\eta_H = \frac{l_H}{l_{Hi}} = \frac{ct_{ПВ} - ct'_K}{ct_{ПВи} - ct'_K}$$

$$ct_{ПВи} = ct'_K + \frac{l_H}{\eta_H}$$

$$q_{1i} = h_0 - ct_{ПВи}$$

$$q_{2i} = h_{Ki} - ct'_K$$



Внутренний абсолютный КПД

$$\eta_i = \frac{l_{Цi}}{q_{1i}}$$

Внутренний абсолютный КПД ПТУ без учета работы насоса – “нетто”

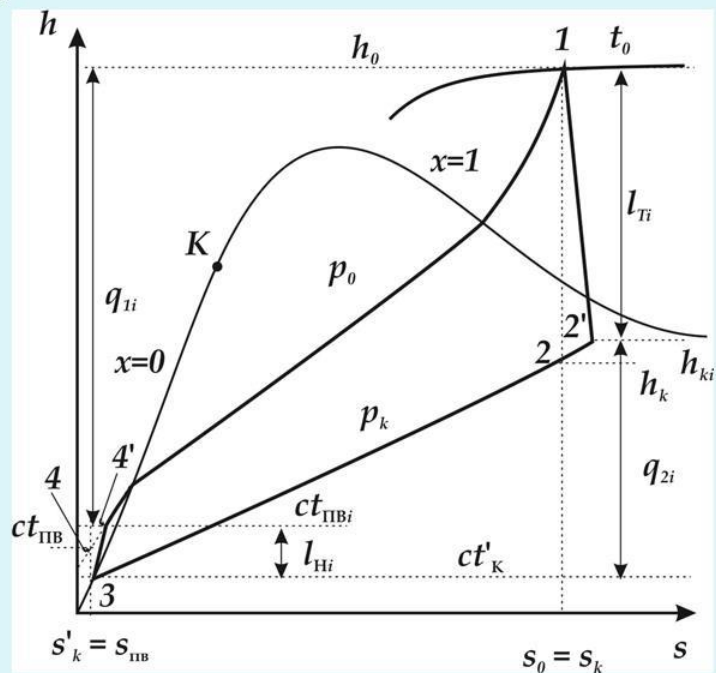
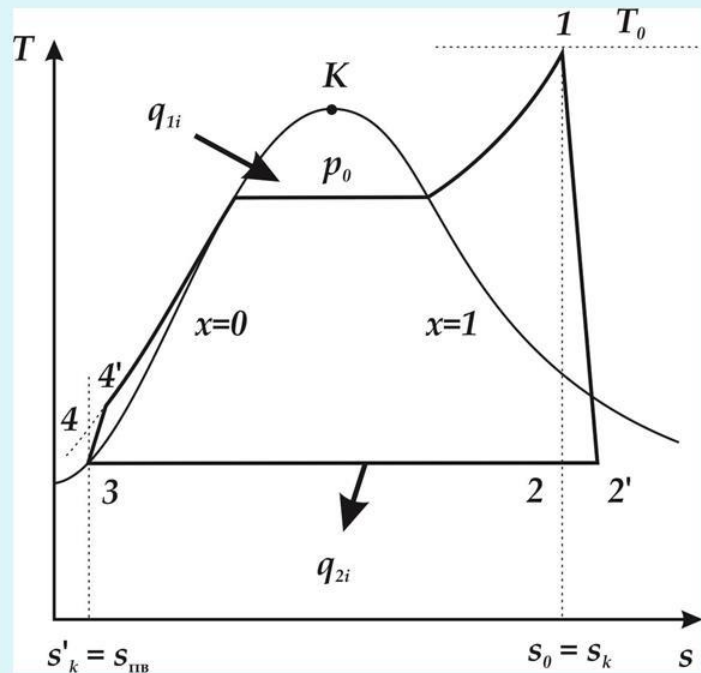
$$\eta_i^H = \frac{l_{Ti}}{h_0 - ct'_K} = \eta_t^H \eta_{0i}$$

$$h_{Ki} = h_0 - \eta_{0i}(h_0 - h_K)$$

$$l_{Ti} = h_0 - h_{Ki} = h_{0i}(h_0 - h_K)$$

$$l_{Hi} = ct_{ПВи} - ct'_K = \frac{l_H}{\eta_H}$$

$$l_{Цi} = l_{Ti} - l_{Hi} = q_{1i} - q_{2i}$$



$$l_{\text{ц}}^{\text{действ}} = l_{\text{т}}^{\text{действ}} - \left| l_{\text{нас}}^{\text{действ}} \right|$$

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

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

Внутренний относительный КПД цикла

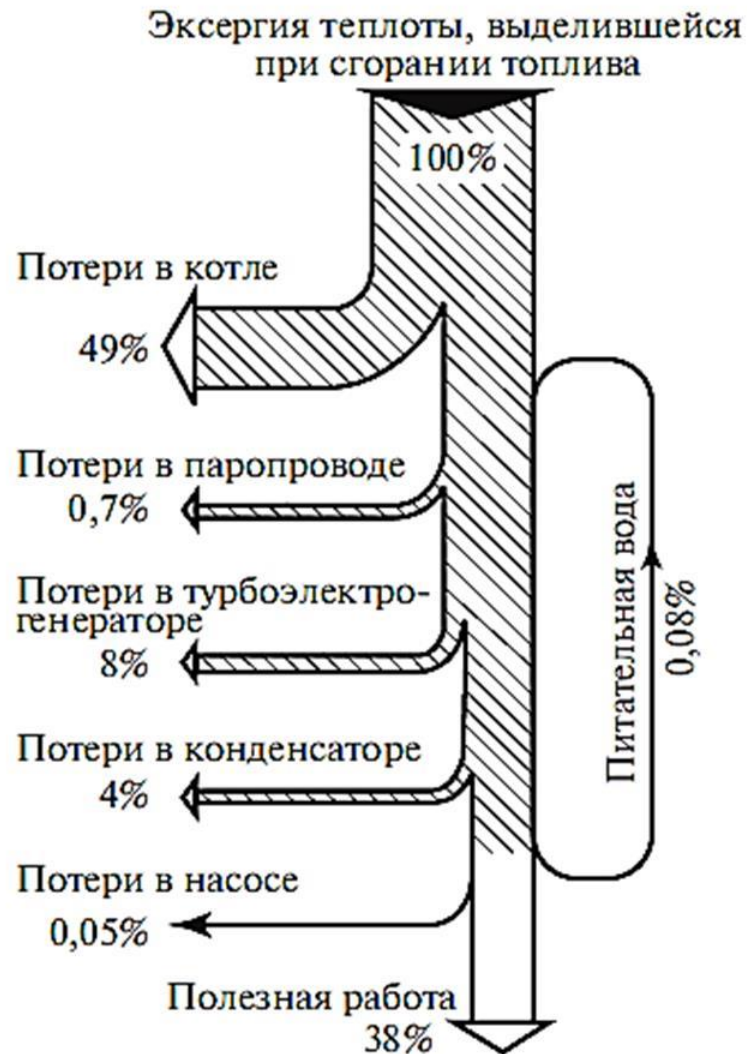
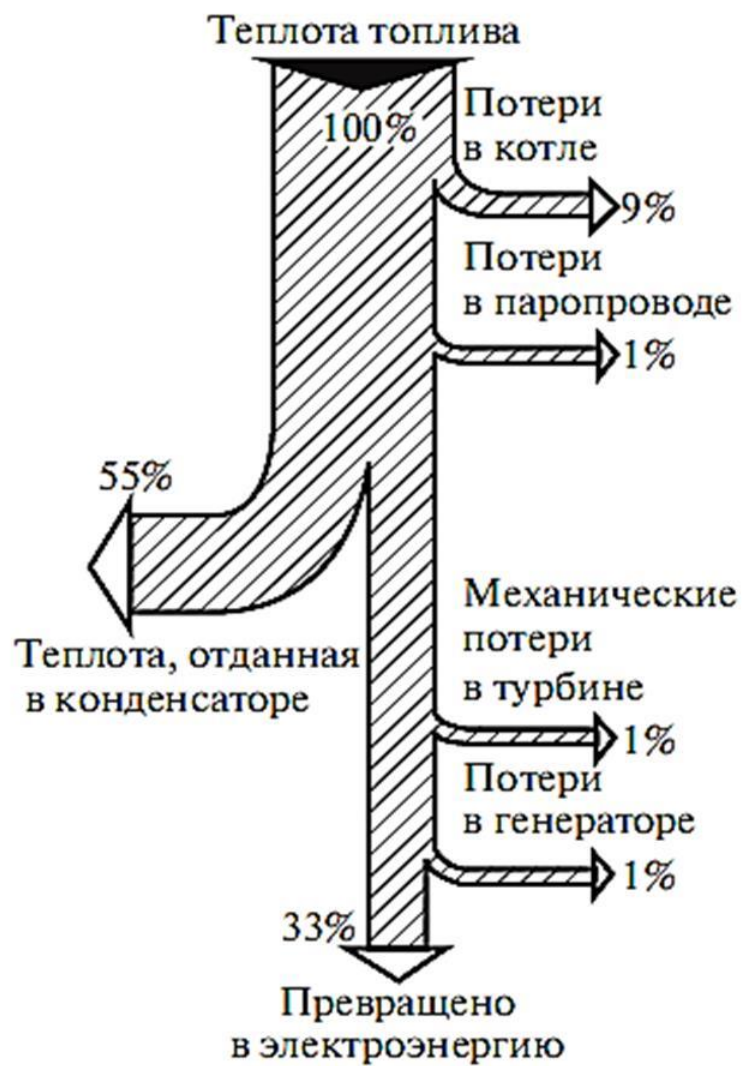
$$\eta_{0i}^{\text{ц}} = \frac{l_{\text{ц}}^{\text{действ}}}{l_{\text{ц}}^{\text{обр}}} = \frac{(h_1 - h_2) \eta_{\text{т}0i} - (h_5 - h_3) / \eta_{\text{нас}0i}}{(h_1 - h_2) - (h_5 - h_3)}$$

$$\frac{(h_5 - h_3)}{(h_1 - h_2)} \rightarrow 0 \quad \eta_{0i}^{\text{ц}} = \eta_{\text{т}0i}$$

Внутренний абсолютный КПД цикла $\eta_i^{\text{ц}} = \eta_{\text{т}0i} \eta_t$

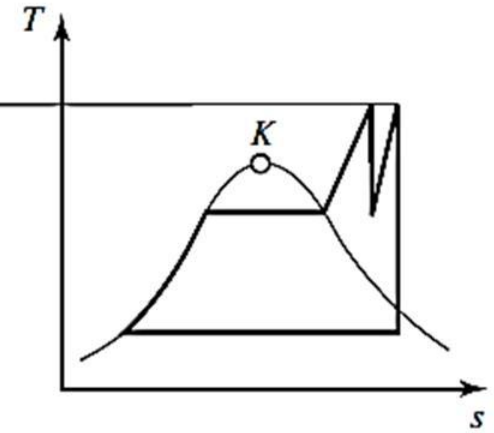
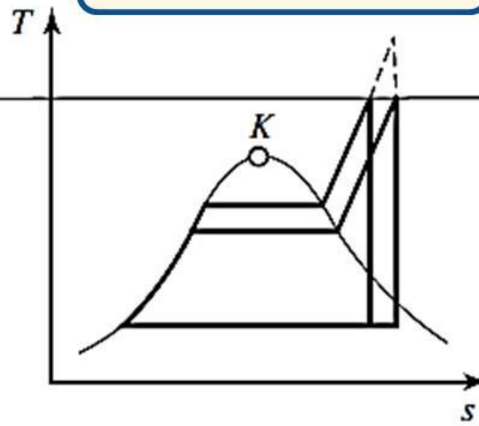
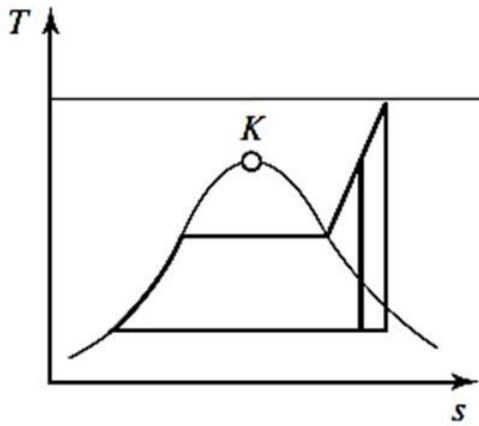
$$\eta_e^{\text{уст}} = \eta_{\text{КА}} \eta_{\text{ПП}} \eta_{\text{т}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}0i} \eta_t$$

Соответствие потерь теплоты и эксергии

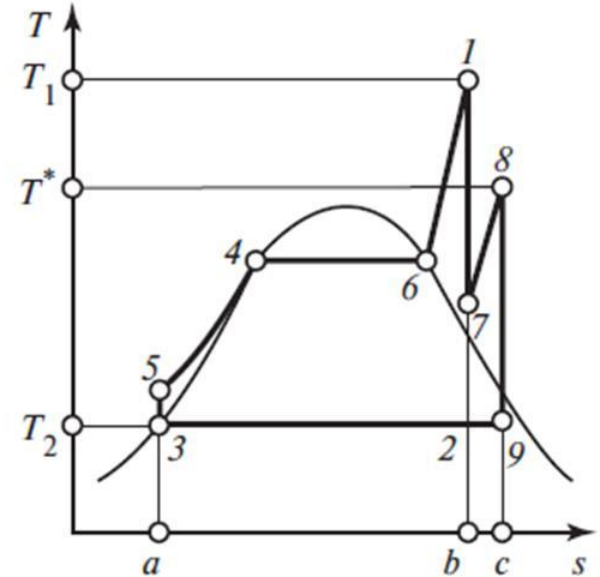
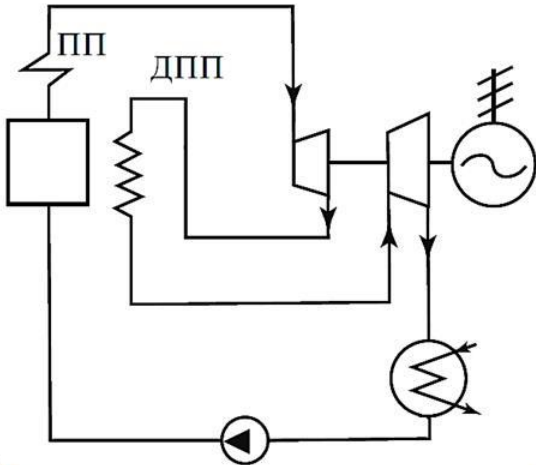


Цикл с промежуточным перегревом пара

$$x > 0.86 \div 0.88$$



T_{\max} - конструктивными материалами и экономикой



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

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

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

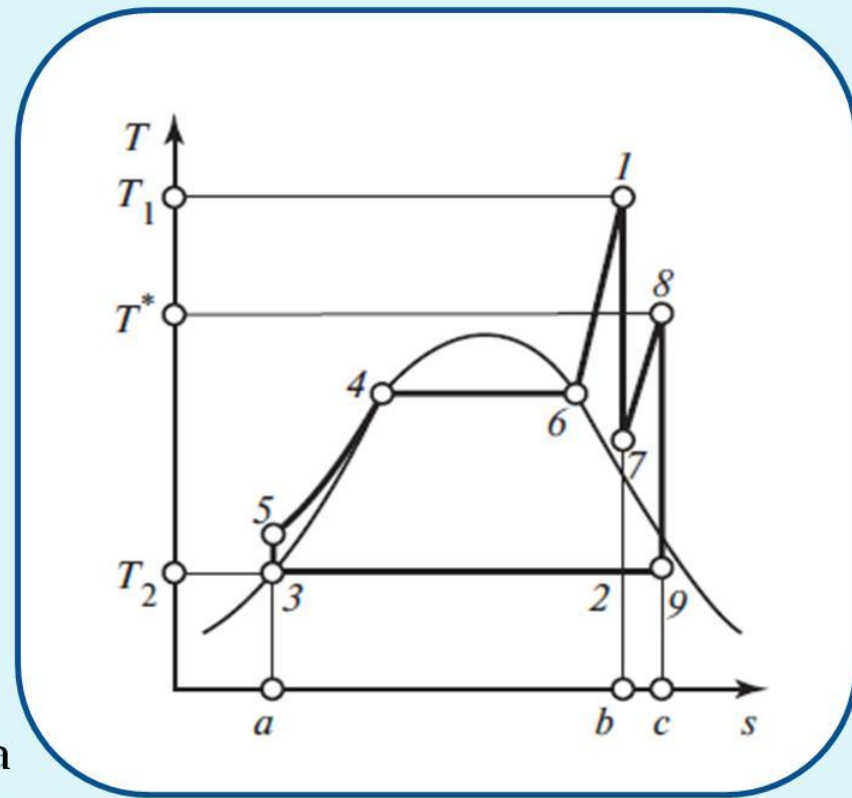
Если $\eta_t^{\text{доп}} > \eta_t^{\text{осн}}$ то $\eta_t^{\text{пр.п}} > \eta_t^{\text{осн}}$.

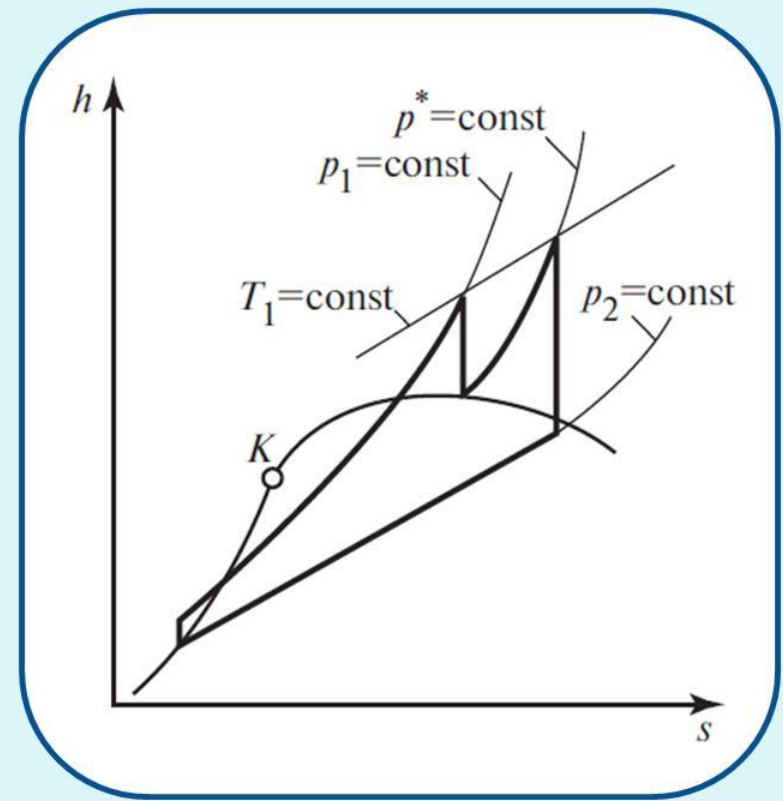
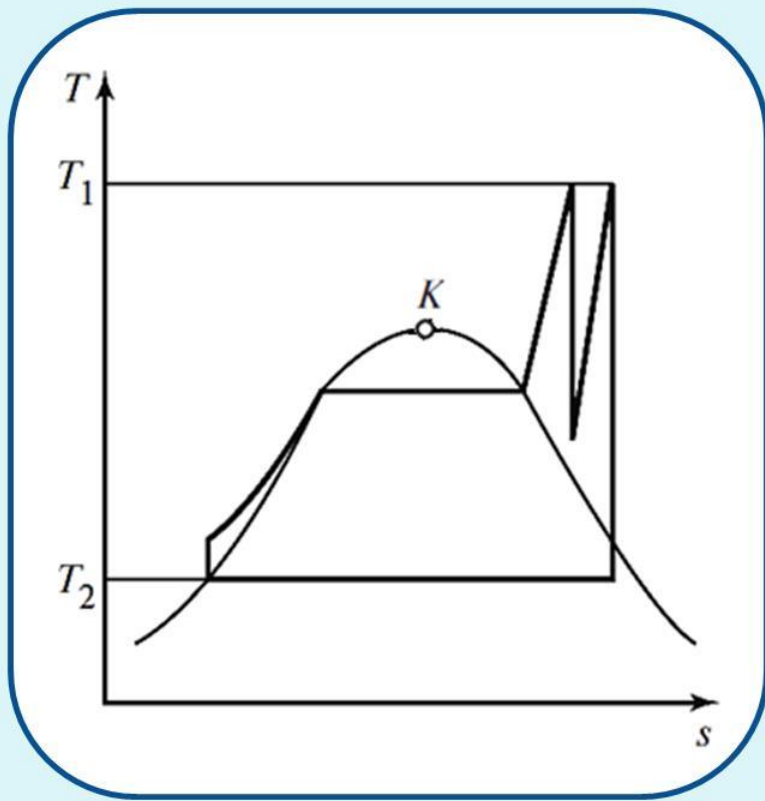
Это возможно если средняя температура подвода теплоты в дополнительном перегреве выше, чем в основном.

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

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

Для конкретного p_7 определяется оптимальная T^*

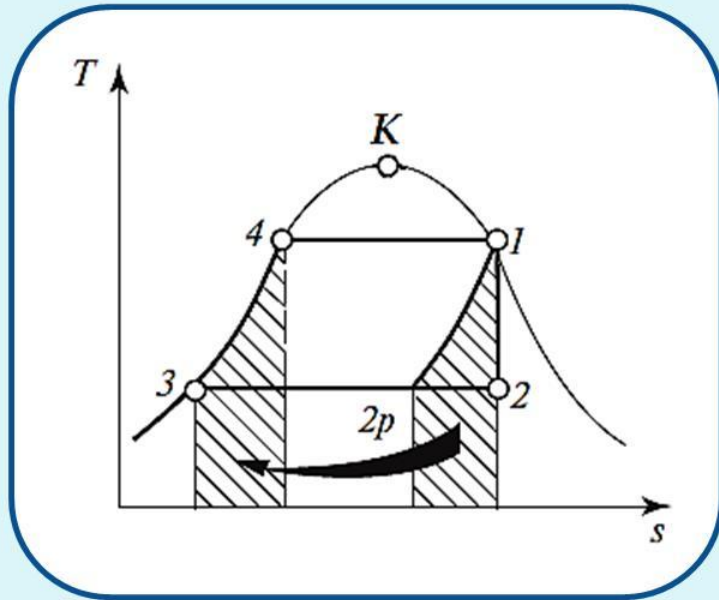




Промежуточный перегрев пара, который в свое время вошел в энергетику главным образом как средство борьбы с высокой влажностью пара в последних ступенях турбины, является также и средством повышения термического КПД цикла. Введение вторичного перегрева пара в цикле ПТУ позволяет увеличить его КПД на 2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

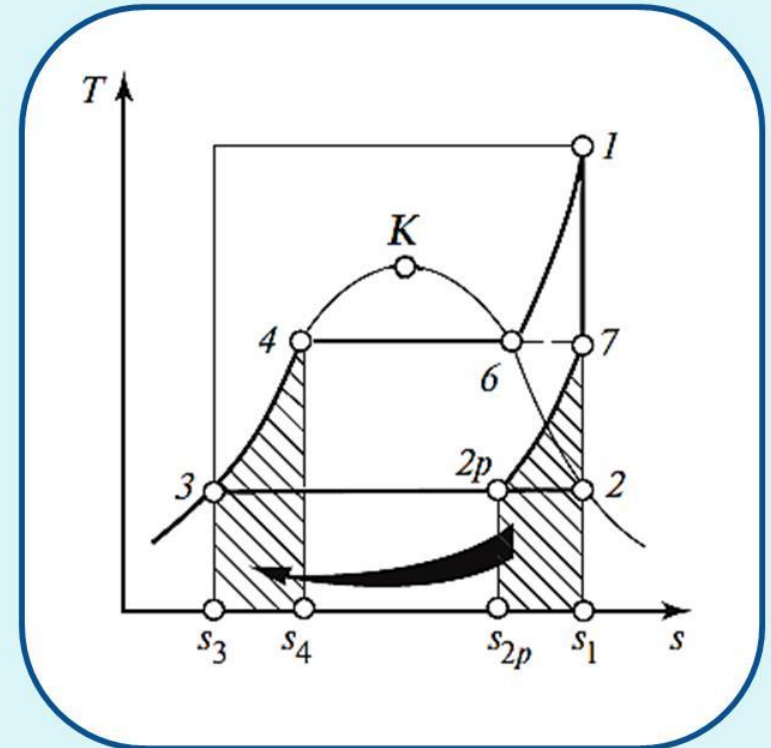
Давление вторичного перегрева имеет оптимальное значение. Его определяют методом вариантных расчетов. Оптимальное давление вторичного перегрева пара обычно составляет 20 – 40 % от начального давления.

Регенеративный цикл

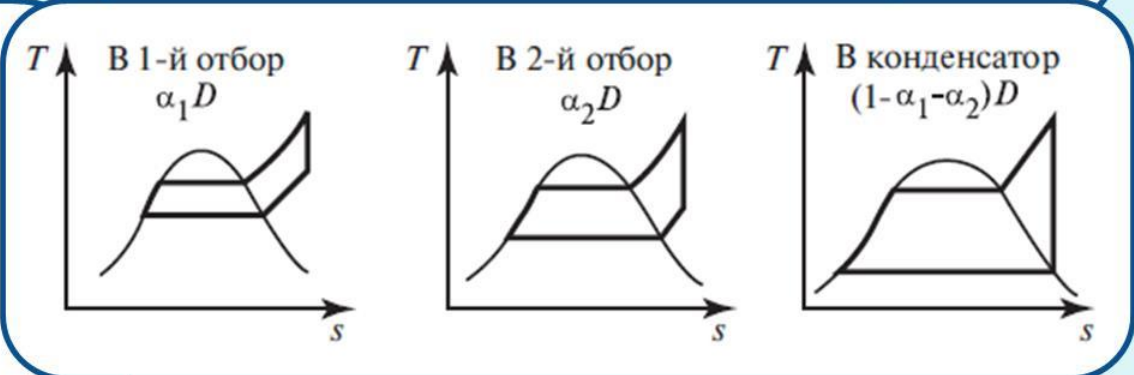
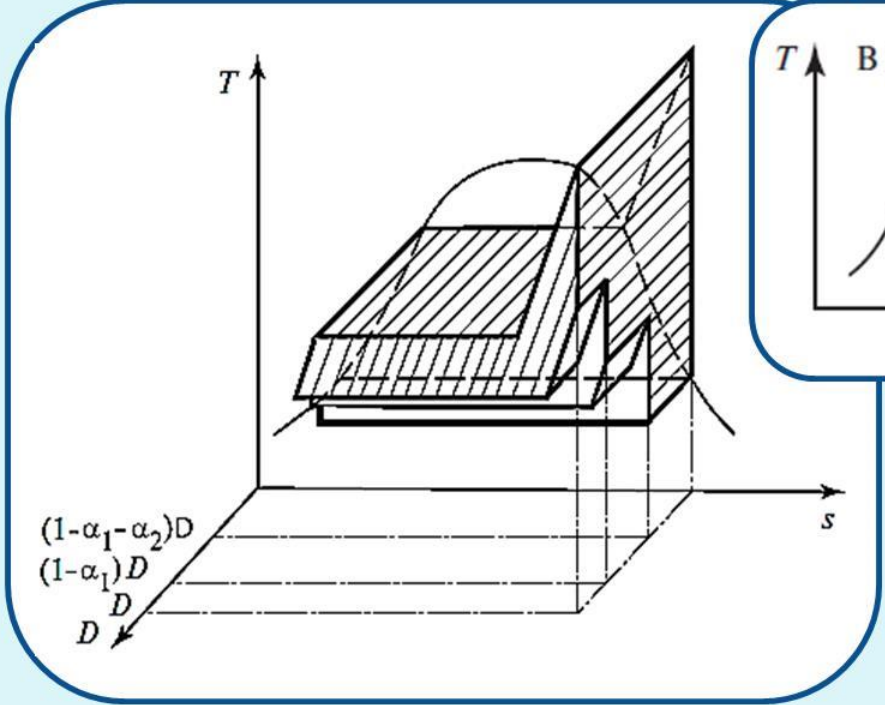
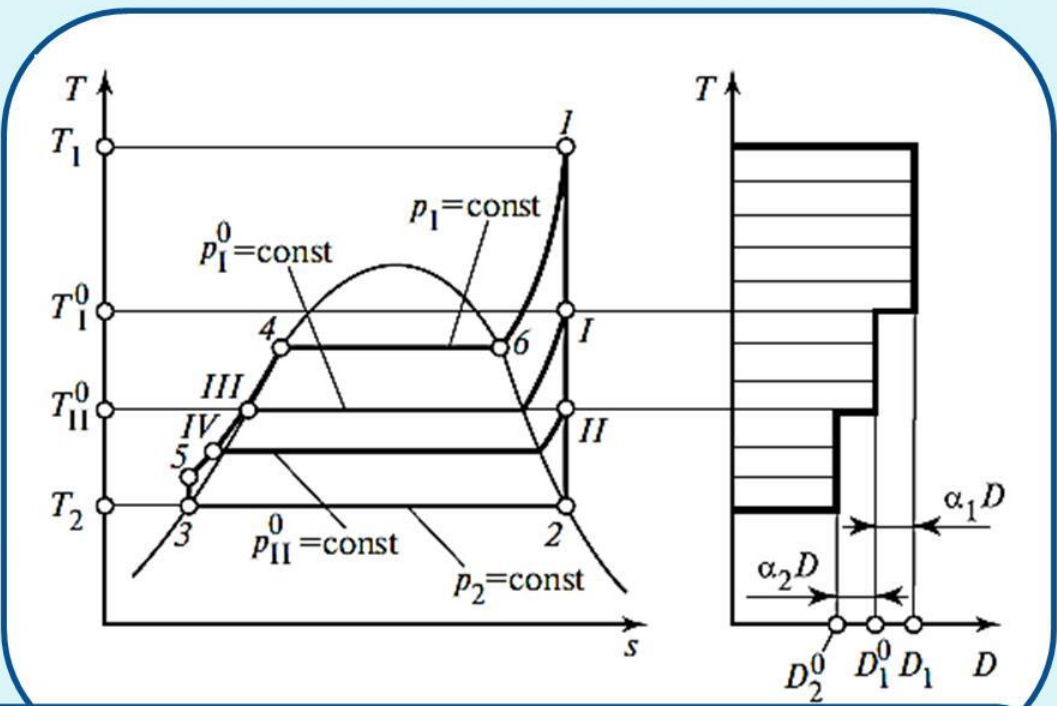
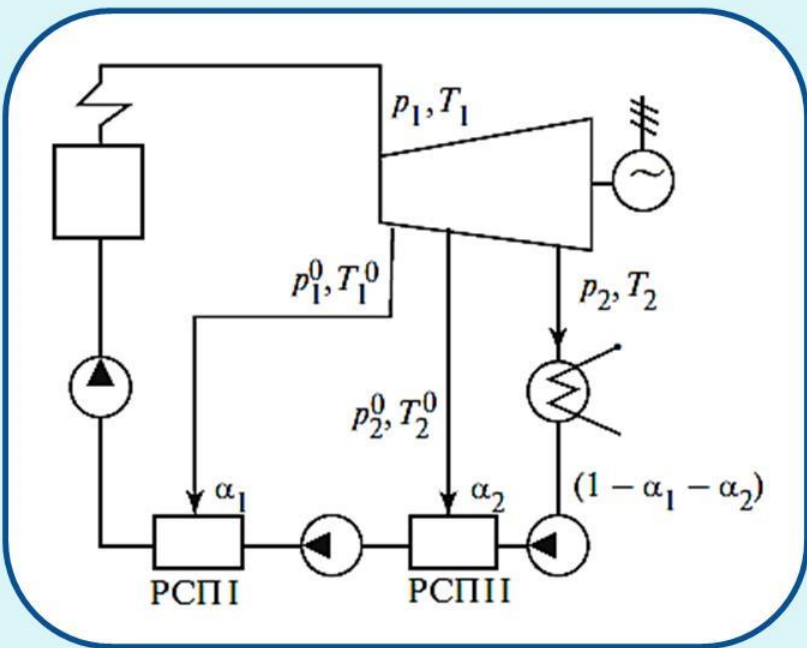


Цикл Ренкина без перегрева пара в случае полной регенерации : $\eta_t^{\text{Ренкина}} = \eta_t^{\text{Карно}}$.

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.



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



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

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

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

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

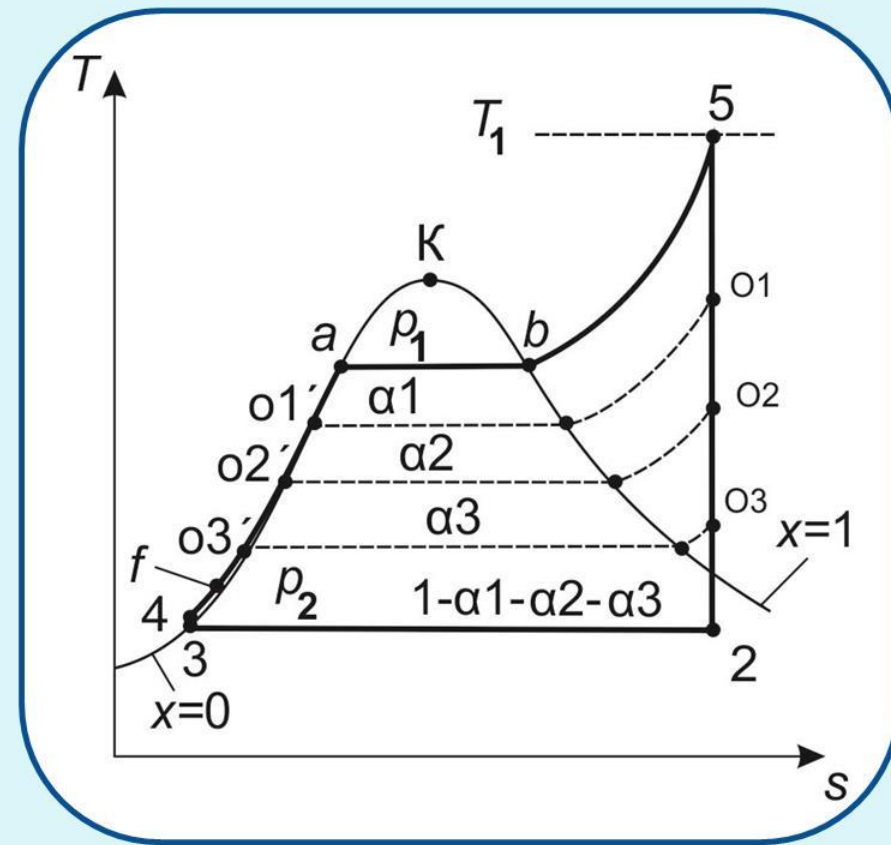
$$l_T^3 = (1 - \alpha_1 - \alpha_2) (h_{o2} - h_{o3})$$

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

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

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

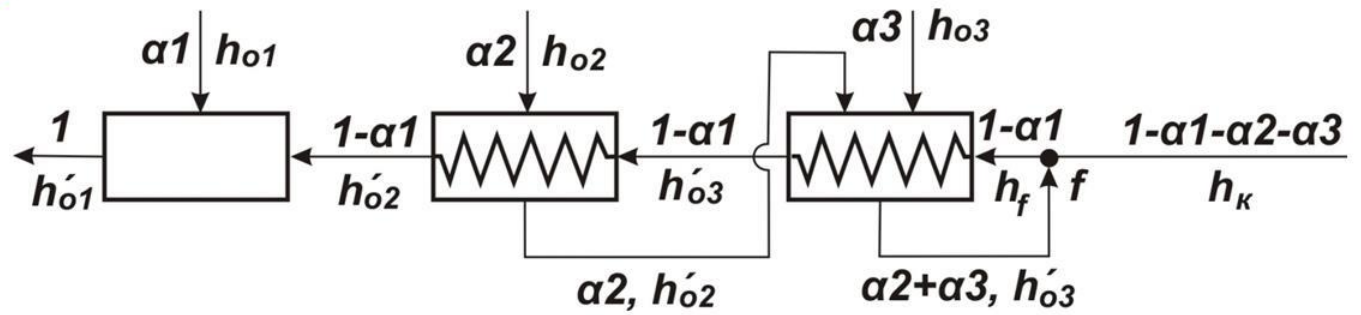
$$q_2 = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) (h_3 - h_2)$$



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

Для определения α_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

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

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

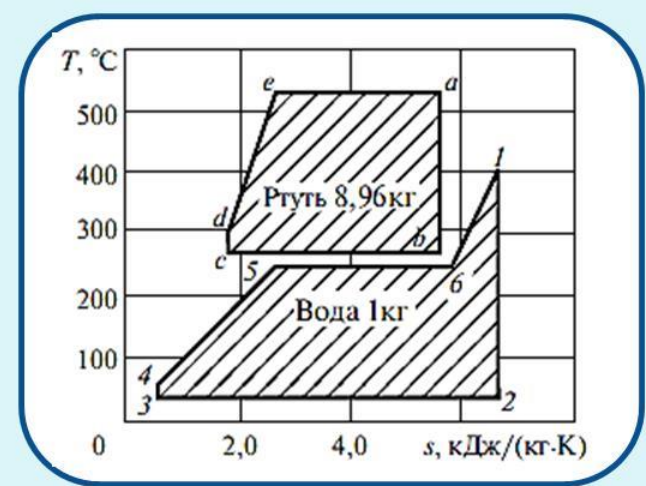
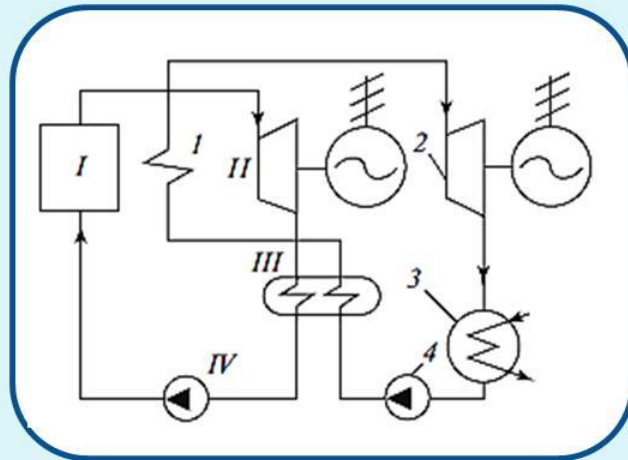
Понятие о бинарных циклах

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

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

$$p_2^{\text{PT}} = 9.8 \text{ кПа}$$

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

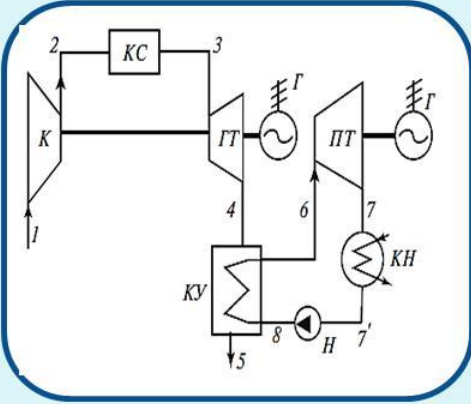
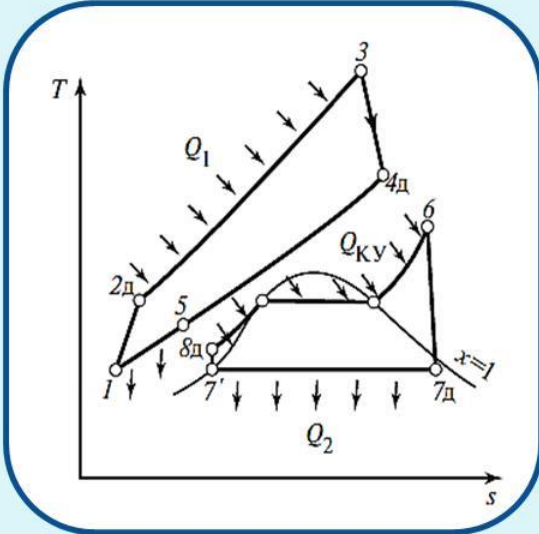


$$\eta_t^{\text{бин}} = \frac{m_p l^{\text{PT}} + l^{\text{B}}}{m_p q^{\text{PT}} + q^{\text{B}}}$$

Рабочее тело:

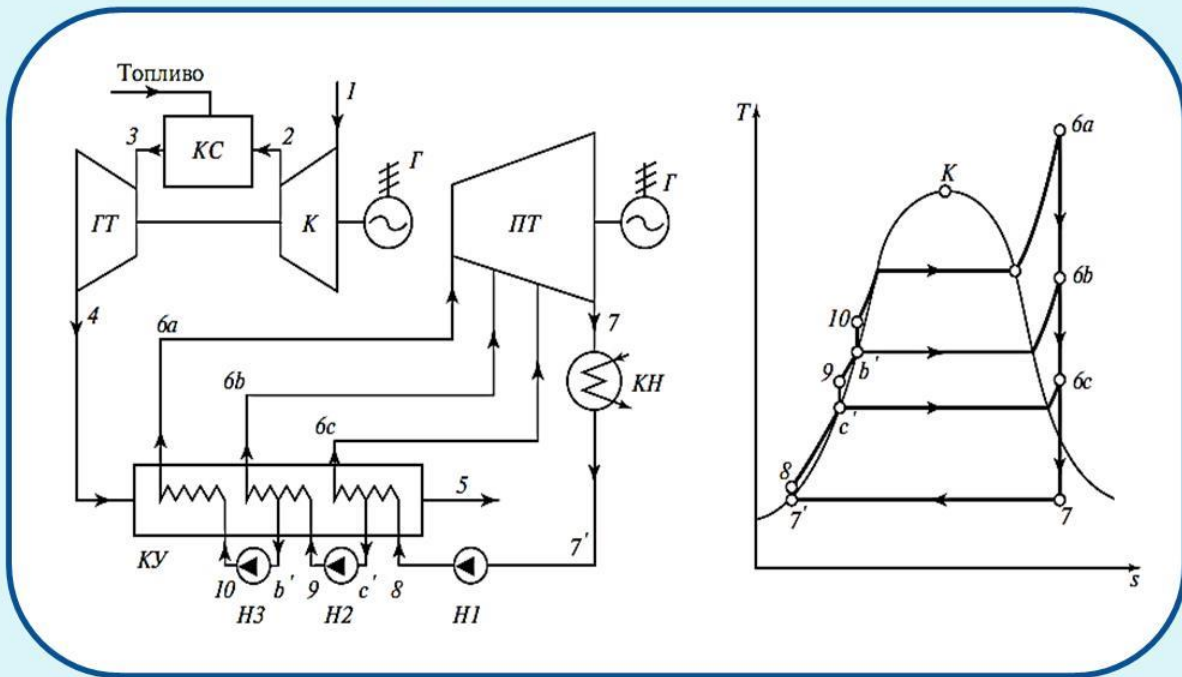
- Должно обеспечивать возможно более высокий коэффициент заполнения цикла. Для этого возможно меньшую изобарную теплоемкость в жидком состоянии: изобары в T, s -диаграмме, будут идти достаточно круто, приближаясь к вертикали].
- Более высокими критическими параметрами.
- Высокая верхняя температура при 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

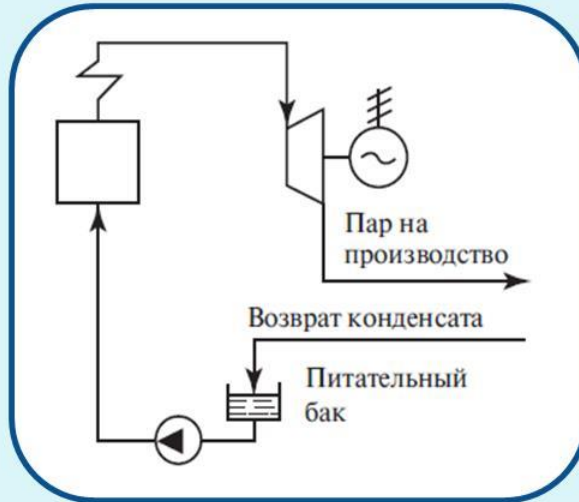
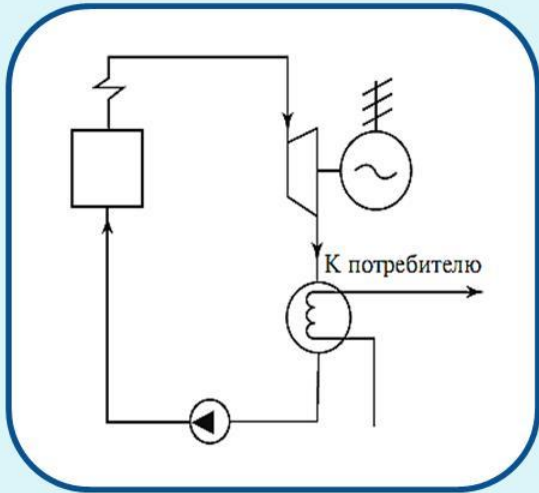


$$\eta_i = \frac{N_{\text{ПГУ}}}{Q_1} = \frac{[(h_3 - h_{4\text{д}}) - (h_{2\text{д}} - h_1)] - m_{\text{п}} [(h_6 - h_{7\text{д}}) - (h_{8\text{д}} - h_7)]}{h_3 - h_{2\text{д}}}$$

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



Понятие о теплофикационных циклах



К – коэффициент
использования
теплоты

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

$$K = \frac{N + Q}{BQ_{\text{H}}^{\text{P}}}$$

