

3. СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ТЕРМИЧЕСКОГО КПД ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ (ПСУ)

3.1. Влияние начальных и конечных параметров пара на термический КПД ПСУ

Термический КПД паросиловой установки, работающей по циклу *Ренкина*, определяется из следующего уравнения:

$$\eta_t = \frac{h_b - h_c}{h_b - h'_2} = \frac{h}{q_1} = \frac{h}{h_b - h'_2}, \quad (3.1)$$

где h_b - энтальпия острого пара, поступающего в турбину, кДж/кг;

h_c - энтальпия пара, отработавшего в турбине (на входе в конденсатор);

h'_2 - энтальпия конденсата, поступающего в парогенератор (котел);

$h = h_b - h_c$ - теплопадение в турбине, кДж/кг;

$q_1 = h_b - h'_2$ - количество теплоты, затрачиваемое на получение 1 кг острого пара.

Термодинамический цикл ПСУ в диаграмме $h - S$ изображен на рис.3.1.

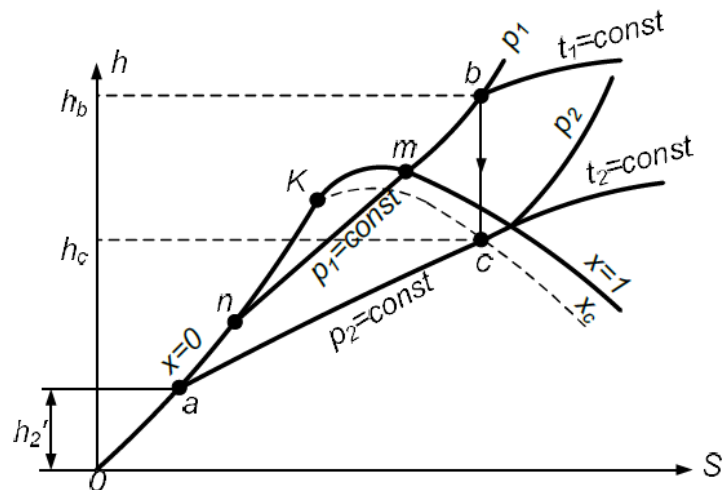


Рис.3.1. Цикл ПСУ

Как видно из этого рисунка, энтальпия пара, поступающего в турбину, в точке «b» зависит от давления p_1 и температуры t_1 , следовательно $h_b = f_1(p_1, t_1)$. Энтальпия пара на выходе из турбины в точке «c» зависит от p_2 , т.е. $h_c = f_2(p_2)$, а энтальпия конденсата поступающего в котел h_2' зависит только от p_2 , т.е. $h_2' = f_3(p_2)$. Таким образом, теоретический КПД ПСУ является функцией $\eta_t = f(p_1, p_2, t_1)$. Выясним, как меняется термический КПД ПСУ в зависимости от каждого из этих параметров.

Влияние начального давления p_1 на термический КПД ПСУ

Примем постоянным величины p_2 и t_1 , и будем изменять только начальное давление ($p_1 = var, p_2 = const, t_1 = const$). Зададимся величиной начального давления p_1 и найдем эту изобару на диаграмме $h - S$ (рис.3.2).

Пересечение изобары p_1 с изотермой $t_1 = const$ дает начальную точку процесса «b» и энтальпию пара h_b . Из точки «b» проведем адиабату (изоэнтропу) до пересечения её с изобарой $p_2 = const$.

1) Их пересечение дает точку «с» и энтальпию пара на выходе из турбины h_c , теплопадение в турбине $h = h_b - h_c$ и конечную сухость пара $x_c = 1$.

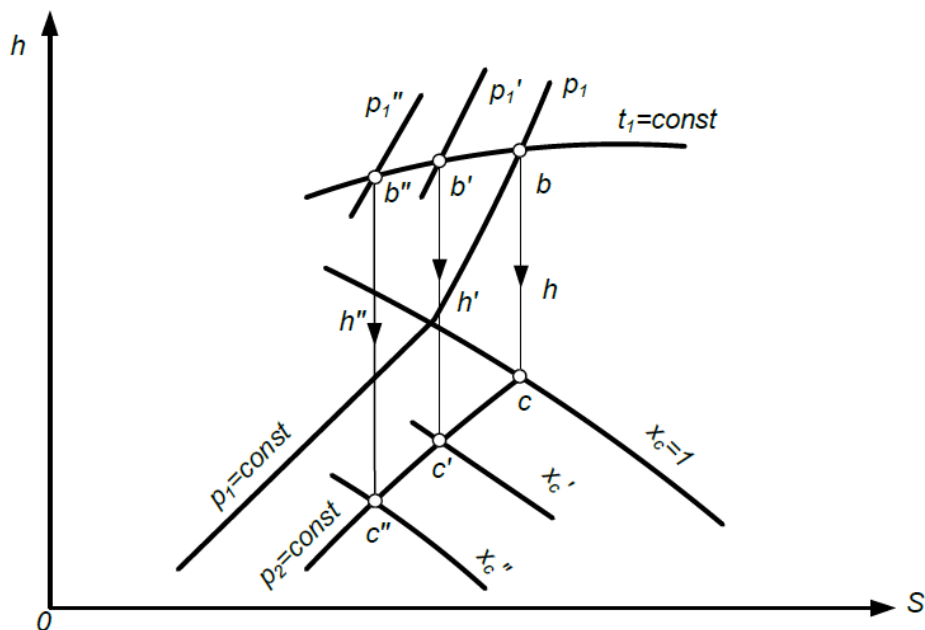


Рис.3.2. К определению влияния p_1 на термический КПД ПСУ

Задавшись теперь последовательно давлениями p_1', p_1'' ($p_1' > p_1$, $p_1'' > p_1'$), произведем такие же построения процессов для них. Из этих построений можно заключить, что с увеличением начального давления $p_1 < p_1' < p_1''$:

- 1) энтальпия острого пара в точках «b» уменьшается: $h_b > h_b' > h_b''$;
- 2) энтальпия пара в конце расширения в точках «с» уменьшается: $h_c > h_c' > h_c''$;
- 3) теплопадение в турбине увеличивается: $h'' > h' > h$;
- 4) степень сухости пара уменьшается $x_c'' < x_c' < x_c$, увеличивается влажность пара;
- 5) энтальпия конденсата $h_2' = const$, т.к. $p_2 = const$.

Из анализа выражения (3.1) для рассматриваемого случая можно заключить, что с повышением начального давления числитель $h = h_b - h_c$ увеличивается, а знаменатель $q_1 = h_b - h'_2$ немного уменьшается. Следовательно, с повышением начального давления острого пара термический КПД ПСУ увеличивается: $\eta_t < \eta'_t < \eta''_t$.

Необходимо, однако, заметить, что с повышением начального давления степень сухости пара в конце расширения уменьшается (в паре появляется капельная влага). Это приводит к уменьшению КПД тех ступеней турбины, где образовалась влага приблизительно на 1%. Из этого можно заключить, что действительный КПД ПСУ будет несколько ниже определенного по формуле (3.1).

Влияние начальной температуры пара t_1 на термический КПД ПСУ

Зафиксируем теперь начальное давление $p_1 = const$ и конечное давление $p_2 = const$ и проследим, как будет влиять начальная температура пара $t_1 = var$ на КПД ПСУ (см. рис.3.3).

Зададимся начальной температурой t_1 и найдем эту изотерму на диаграмме $h - S$. Пересечение изотермы t_1 с изобарой p_1 дает начальную точку процесса «b» и энтальпию пара h_b . Из точки «b» проведем адиабату (изоэнтропу) до пересечения её с изобарой $p_2 = const$. Их пересечение даст точку «c» - состояние пара на выходе из турбины h_c , теплопадение в турбине $h = h_b - h_c$ и конечную сухость пара x_c . Задавшись теперь последовательно температурами $t_1 < t'_1 < t''_1$ произведем такие же построения процессов для принятых температур. Из этого рисунка можно заключить, что с увеличением начальной температуры $t_1 < t'_1 < t''_1$:

- 1) энтальпия острого пара в точках «b» увеличивается: $h_b < h'_b < h''_b$;

2) энтальпия в конце расширения в точках «с» увеличивается:

$$h_c < h'_c < h''_c;$$

3) теплопадение в турбине увеличивается: $h < h' < h''$;

4) степень сухости пара увеличивается: $x_c < x'_c < x''_c$.

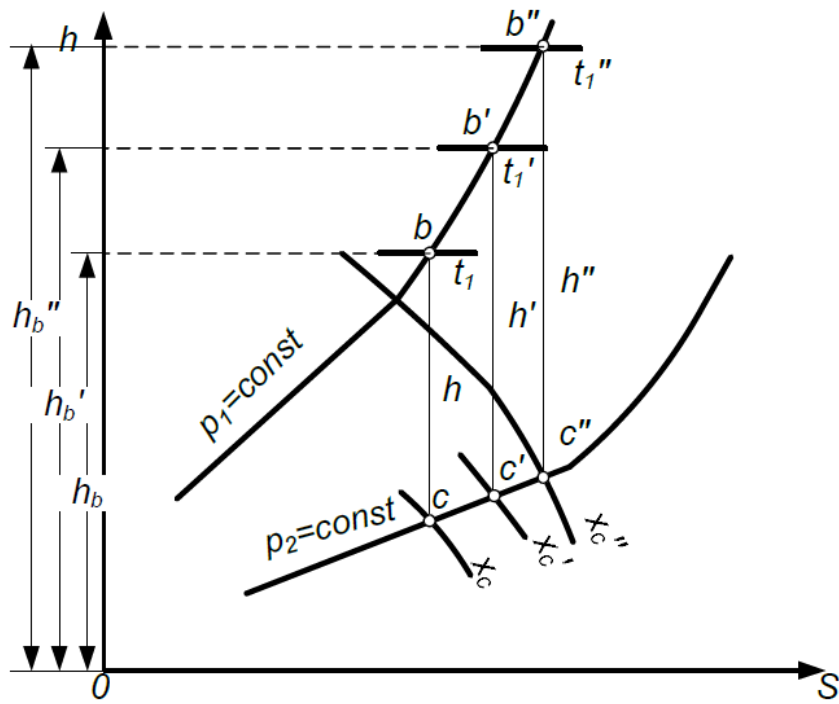


Рис.3.3. К определению влияния t_1 на термический КПД ПСУ

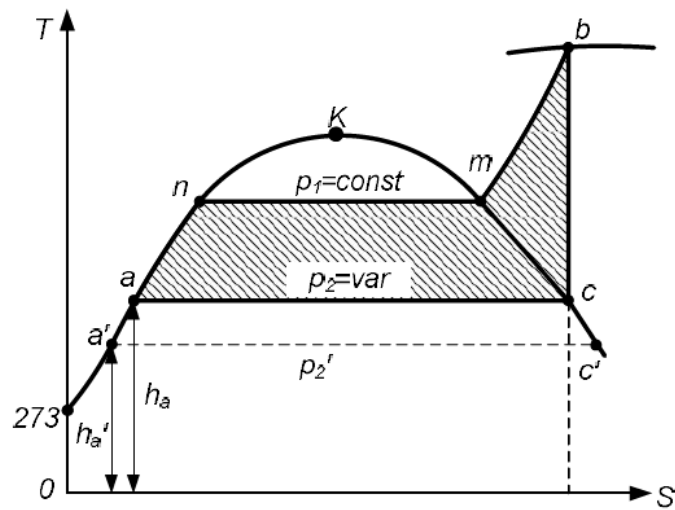


Рис.3.4. К определению влияния p_2 на термический КПД ПСУ

Из анализа выражения (3.1) для рассматриваемого случая можно заключить, что с повышением начальной температуры числитель $h = h_b - h_c$ увеличивается, но знаменатель $q_1 = h_b - h'_2$ несколько растет. Расчеты показывают, что числитель растет значительно быстрее знаменателя, т.е. термический КПД увеличивается с ростом начальной температуры: $\eta_t < \eta'_t < \eta''_t$. Необходимо отметить, что с повышением начальной температуры степень сухости пара в конце расширения в точках «с» увеличивается. Это приводит к более интенсивному росту термического КПД ПСУ, чем это следует из уравнения (3.1).

Влияние конечного давления p_2 на термический КПД ПСУ

Зафиксируем теперь начальное давление $p_1 = const$ и начальную температуру $t_1 = const$ и будем менять конечное давление $p_2 = var$ (см. рис.3.4).

Полезная работа цикла при фиксированных p_1, t_1, p_2 определяется площадью $a-n-m-b-c-a$. Если принять конечное давление $p'_2 < p_2$, то полезная работа цикла l' увеличится, т.к. пл. $a-n-m-b-c-a < пл. a'-n-m-b-c'-a'$ и поскольку h'_a изменится незначительно по сравнению с h_a , то $q'_1 \approx q_1$.

Следовательно, с уменьшением давления p_2 термический КПД ПСУ будет увеличиваться.

3.2. Вторичный перегрев пара

Одним из возможных путей повышения термического КПД паросиловых установок является вторичный перегрев пара. Принципиальная схема такой установки и ее термодинамический цикл в диаграмме $T-S$ изображены на рис.3.5 и 3.6.

Теплосиловая установка с вторичным перегревом пара состоит (рис.3.5): из парогенератора (котлоагрегата) $ПГ$, первичного пароперегрева-

теля *1ПП*, паровой турбины *ПТ*, состоящей из двух частей: части высокого давления *ЧВД* и части низкого давления *ЧНД*, электрогенератора *ЭГ*, вторичного пароперегревателя *2ПП*, конденсатора *Конд.* и насоса *Н*.

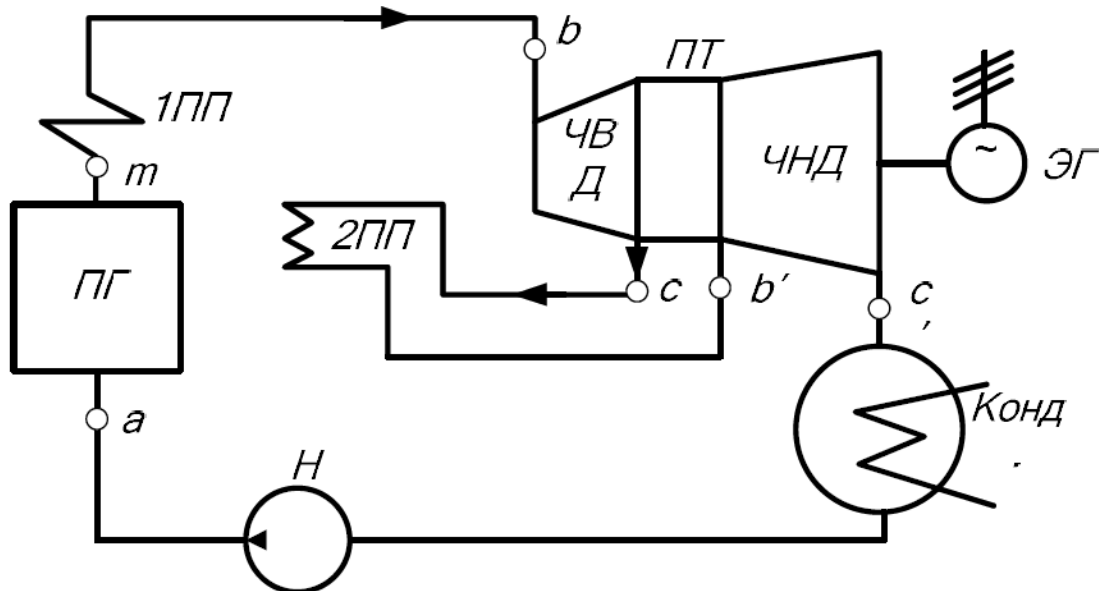


Рис.3.5. Принципиальная схема ПСУ с вторичным перегревом пара

В установке острый пар после первого пароперегревателя *1ПП* поступает в часть высокого давления *ЧВД* паровой турбины *ПТ*, где расширяется, производит полезную работу и полностью выводится из *ЧВД* во второй пароперегреватель *2ПП*. Из второго пароперегревателя пара поступает в часть низкого давления *ЧНД* паровой турбины, где расширяется, производит полезную работу и после *ЧНД* поступает в конденсатор *Конд.* В конденсаторе происходит полная конденсация пара. Из конденсатора конденсат подается насосом *Н* в парогенератор *ПГ*. В парогенераторе происходит подогрев конденсата до состояния насыщения и процесс парообразования. Насыщенный пар из *ПГ* поступает в первый пароперегреватель *1ПП*, где перегревается до заданных параметров острого (свежего) пара давления p_1 и температуры t_1 и затем цикл повторяется вновь.

Термодинамический цикл ПСУ состоит (рис.3.6) из следующих термодинамических процессов: адиабаты $b-c$ расширения пара в ЧВД, изобары перегрева пара во втором пароперегревателе $c-b'$, адиабаты $b'-c'$ расширения пара в ЧНД, изобарно-изотермического процесса $c'-a$ конденсации пара в конденсаторе паровой турбины. В котлоагрегате происходит подогрев конденсата до состояния насыщения изобара $a-n$, изобарно-изотермический процесс парообразования $n-m$ и изобарный процесс $m-b$ перегрева пара в первом пароперегревателе.

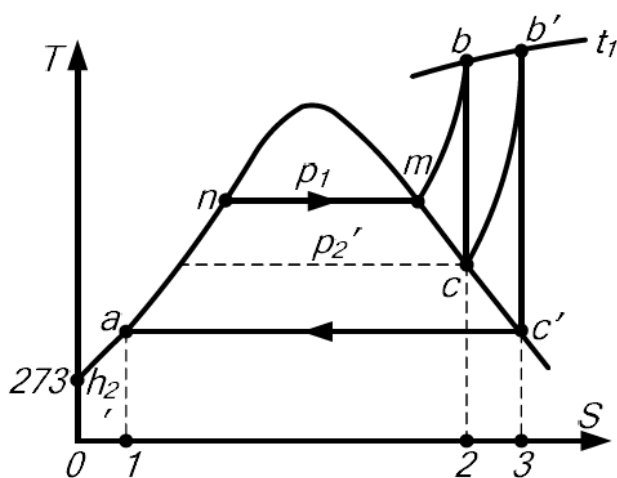


Рис.3.6. Термодинамический цикл ПСУ с вторичным перегревом пара

Определим термический КПД ПСУ с вторичным перегревом пара. Как известно, термический КПД ПСУ определяется из соотношений:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Для рассматриваемой установки это уравнение примет вид:

$$\eta_t = \frac{\sum q_1 - \sum q_2}{\sum q_1} = \frac{\sum l_i}{\sum q_1}. \quad (3.2)$$

В установке с вторичным перегревом пара имеет место два подвода теплоты и два расширения пара в ЧВД и ЧНД.

Первый подвод теплоты осуществляется в парогенераторе и первом пароперегревателе. Для получения острого пара в состоянии точки «b» из конденсата, подаваемого в котел, затрачивается количество теплоты:

$$q_1 = n_{л.а} - n - m - b - 2 - 1 = h_b - h'_2.$$

Второй подвод теплоты осуществляется во вторичном пароперегревателе, где затрачивается следующее количество теплоты на перегрев пара:

$$q'_1 = n_{л.с} - b' - 3 - 2 = h'_b - h_c.$$

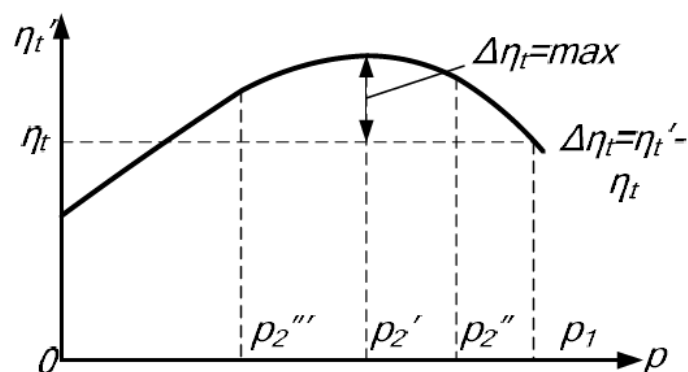


Рис.3.7. Влияние давления отбора пара p_2' на термический КПД ПСУ

Полезная работа в ПСУ осуществляется в двух частях турбины: в ЧВД - l_1 и в ЧНД - l_2 , где $l_1 = h_b - h_c$ и $l_2 = h'_b - h'_c$.

В соответствии с уравнением (3.2) выражение для определения термического КПД ПСУ с вторичным перегревом пара примет вид:

$$\eta_t = \frac{l_1 + l_2}{q_1 + q'_1} = \frac{(h_b - h_c) + (h'_b - h'_c)}{(h_b - h'_2) + (h'_b - h_c)}. \quad (3.3)$$

Для каждой паросиловой установки с вторичным перегревом пара существует свое значение p'_2 (давление в отборе пара на вторичный перегрев), при котором прирост экономичности достигает максимальной величины. При правильном выборе давлений отбора термический КПД ПСУ может быть повышен на $8 \div 10$ %.

Зависимость прироста экономичности ПСУ с вторичным перегревом пара имеет примерно вид, указанный на рис.3.7.

Из рис.3.7 видно, что если пар вывести на перегрев рано, т.е. если принято $p''_2 > p'_2$, то прирост будет меньше максимально возможного. При позднем выводе пара на перегрев, когда $p'''_2 < p'_2$, прирост может быть даже отрицательным.