

Рис. 7.21

На диаграмме T,s (рис. 7.21) можно видеть, что влажность пара в последних ступенях турбины (тч.2) намного меньше, чем была бы при отсутствии вторичного перегрева пара (тч. c), и процесс перемещается в более безопасную область состояний пара. Это также способствует улучшению внутреннего относительного КПД турбины. Влажность пара в конце расширения в турбине зависит теперь от его состояния после вторичного перегрева (тч.b), а не от начальных параметров p_1 и T_1 , что позволяет выбирать их оптимальные значения, не оглядываясь на конечную влажность пара. В частности, это позволяет использовать высокие начальные давления пара, включая сверхкритические. Именно такой цикл показан на рис. 7.21.

Термический КПД цикла со вторичным перегревом пара может быть записан как

$$\eta_T = \frac{l_{чВД} + l_{чНД} - l_H}{q_1} = \frac{(h_1 - h_a) + (h_b - h_2) - (h_3 - h_2)}{(h_1 - h_3) + (h_b - h_a)} \quad (7.22)$$

В зависимости от выбора давления p_a , при котором производится вторичный перегрев пара, он может быть большим или меньшим, чем КПД цикла без вторичного перегрева. Действительно, цикл со вторичным перегревом пара можно представить (рис. 7.22) как совокупность двух циклов – исходного цикла 1-с-2'-3-1 и дополнительного a-b-2-c-a. Поскольку оба цикла имеют одинаковую температуру отвода теплоты T_{2cp} , то суммарный цикл будет иметь термический КПД выше, чем у исходного, при условии, что средняя температура подвода теплоты в дополнительном цикле T_{1cp}^{don} выше, чем в исходном T_{1cp}^{ucx} , т.е. при $T_{1cp}^{don} > T_{1cp}^{ucx}$. В свою очередь средняя температура подвода теплоты в дополнительном цикле T_{1cp}^{don} зависит от температуры начала вторичного перегрева T_a , определяемой давлением, при котором этот перегрев происходит. При уменьшении давления p_a и, соответственно, температуры T_a (от тч. а' до тч. а" на рис. 7.22) уменьшается

средняя температура подвода теплоты в дополнительном цикле $T_{1cp}^{доп}$, но увеличивается работа, получаемая в этом цикле, и ее вклад в суммарную работу сложного цикла.

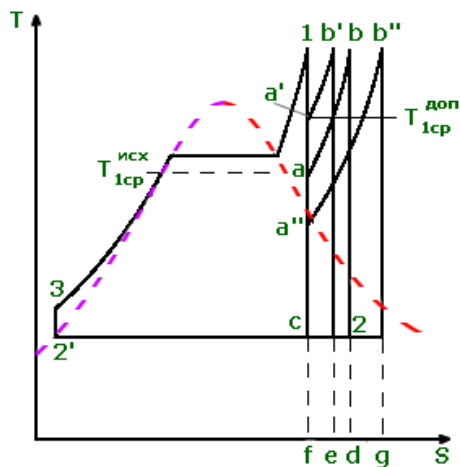


Рис. 7.22

Из-за противоположного влияния этих двух факторов существует оптимальное значение температуры начала вторичного перегрева пара T_a , (а следовательно и давления p_a), при которой обеспечивается максимальный прирост термического КПД цикла $\Delta\eta_T$ за счет вторичного перегрева (рис. 7.23). Его можно найти, записав выражение для термического КПД сложного цикла

$$\eta_T = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2 \left[(s_1 - s_2) + c_p \ln \frac{T_b}{T_a} \right]}{(h_1 - h_3) + c_p (T_b - T_a)}$$

и применив условие $(\partial\eta_T / \partial T_a)_{T_b} = 0$. Тогда получим

$$T_a^{opt} = T_2 / (1 - \eta_T)$$

или

$$T_a^{opt} = T_{1cp}$$

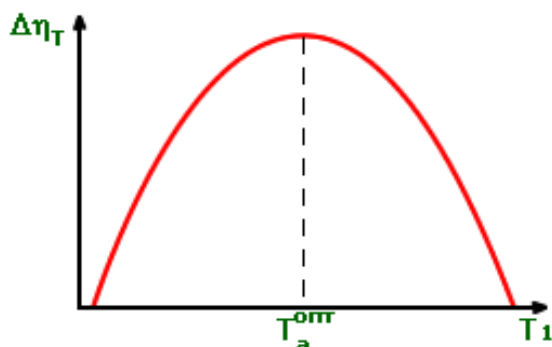


Рис. 7.23

Смысл этого соотношения понятен: если начать вторичный перегрев пара при средней для всего суммарного цикла температуре подвода теплоты T_{1cp} , то в дополнительном цикле вся теплота будет подводиться при температурах, больших чем средняя, и это обеспечит максимальный прирост термического КПД. Нахождение значения T_1^{opt} приходится производить методом последовательных приближений, так как при начале расчета величины T_{1cp} и η_T не известны. Расчеты показывают, что T_{1cp} обычно близка к значению $T_{1cp} = T_{1cp}^{ucx} + (2 \div 3)K$, а давление вторичного перегрева составляет $(0,25 \div 0,4)p_1$.

Эти величины можно и принимать как начальные приближения.

На рис. 7.24 представлен действительный необратимый цикл паротурбинной установки со вторичным перегревом пара. Внутренняя необратимость его обусловлена наличием трения в процессах расширения пара в ЧВД и ЧНД турбины и при сжатии воды в насосе. Внутренний КПД такого цикла равен

$$\eta_i = \frac{l_y^o}{q_1^o} = \frac{(h_1 - h_a)\eta_{oi}^{ЧВД} + (h_b - h_2)\eta_{oi}^{ЧНД} - (h_3 - h_2')/\eta_{oi}^H}{(h_1 - h_{3d}) + (h_b - h_{ad})} \quad (7.23)$$

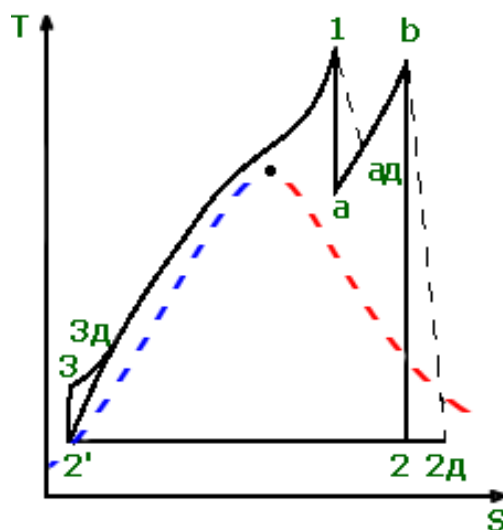


Рис. 7.24

В этой формуле относительные внутренние КПД частей высокого и низкого давления турбины определяются как

$$\eta_{oi}^{ЧВД} = l_{ЧВД}^o / l_{ЧВД} = (h_1 - h_{ad}) / (h_1 - h_a) \quad (7.24)$$

$$\eta_{oi}^{ЧНД} = l_{ЧНД}^o / l_{ЧНД} = (h_b - h_{2d}) / (h_b - h_2), \quad (7.25)$$

а относительный внутренний КПД насоса η_{oi}^H как и прежде – формулой (7.14).

Применение вторичного перегрева пара позволяет повысить экономичность паротурбинной установки на 4 –5%. Возможно использование и двух вторичных перегревов пара. Такой цикл изображен на рис. 7.25. Однако еще один промежуточный перегрев пара дает дополнительную возможность повысить экономичность установки всего на 1 –1,5% при существенном усложнении ее. Поэтому применяется он достаточно редко на установках сверхкритических начальных параметров пара.

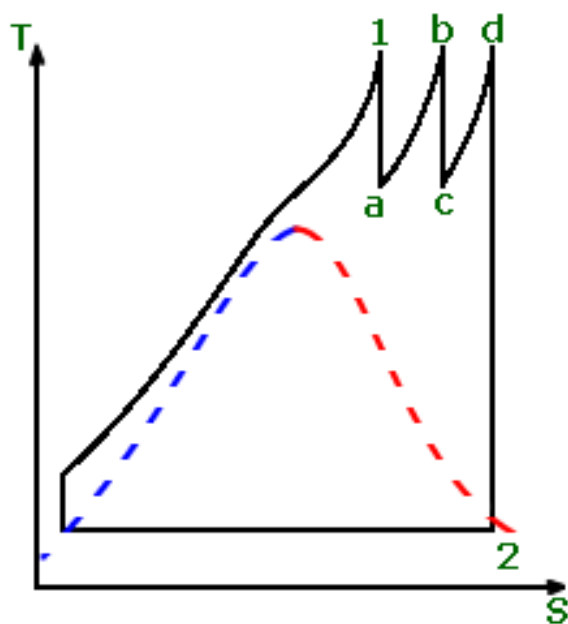


Рис. 7.25