

## 7.6. Регенеративный цикл паротурбинной установки.

В результате эксергетического анализа паротурбинной установки (см. раздел 7.4) было показано, что для повышения её экономичности важную роль играет уменьшение внешней необратимости цикла, обусловленной большой разностью температур при передаче теплоты от горячих продуктов сгорания топлива к рабочему телу. Для этого следует повышать среднюю температуру воды и пара  $T_{1cp}$  в процессе подвода теплоты от верхнего теплового источника. В то же время, в цикле Ренкина (рис. 7.26) имеется участок, где теплота от горячих газов передается воде при низких температурах - от температуры в конденсаторе, близкой к температуре окружающей среды, до температуры насыщения в котле, что существенно снижает  $T_{1cp}$ . Избежать этого можно, если нагревание воды в этом интервале температур осуществлять не за счет подвода теплоты от верхнего теплового источника (горячих газов), а за счет теплоты, отводимой от того же рабочего тела (пара) на другом участке цикла. Такой процесс называется *регенерацией теплоты*, а цикл, в котором он используется – *регенеративным циклом*.

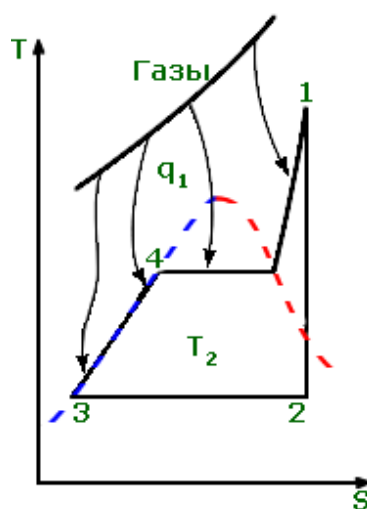


Рис. 7.26

На рис. 7.27 изображен цикл, осуществляемый с насыщенным паром, в котором нагрев воды за счет теплоты, отбираемой от пара, производится вплоть до температуры насыщения. Такой процесс называется *предельной регенерацией*. Процесс расширения пара в турбине теперь не адиабатный, так как наряду с совершением работы в нем от пара происходит отвод теплоты к нагреваемой воде. Для того, чтобы цикл был обратимым, этот теплообмен должен осуществляться при равных температурах пара и воды в каждой точке процесса. Это означает, что теплоемкости пара и воды должны быть одинаковы на протяжении всего процесса и следовательно линии 3-4 и 1-2<sub>r</sub> на T,s диаграмме (рис. 7.27) являются эквидистантными.

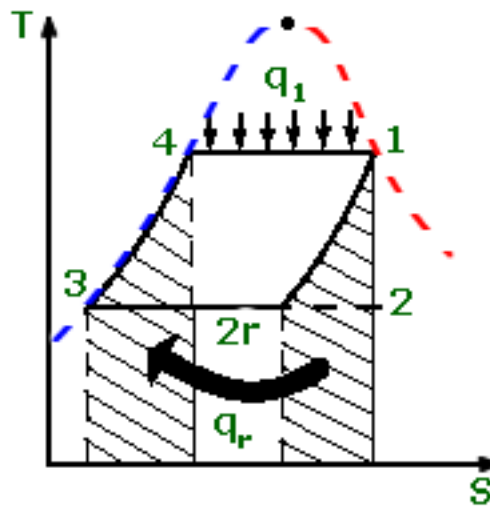


Рис. 7.27

В регенеративном цикле 1-2<sub>r</sub>-3-4 (рис. 7.27) подвод теплоты от верхнего теплового источника и отвод теплоты к нижнему тепловому источнику производится по изотермам, между которыми осуществляются два эквидистантных процесса. Такой цикл является *обобщенным циклом Карно* (см. раздел 2.3). Термический КПД его равен термическому КПД цикла Карно. Если же предельный регенеративный подогрев воды производится в цикле, осуществляемом не с насыщенным паром, а с перегретым (рис. 7.28), то термический КПД такого цикла будет меньше, чем у цикла Карно, но больше, чем у простого цикла Ренкина, так как по сравнению с ним средняя температура подвода теплоты  $T_{1cp}$  в регенеративном цикле выше, поскольку в нем исключен участок подвода теплоты при низких температурах 3-4.

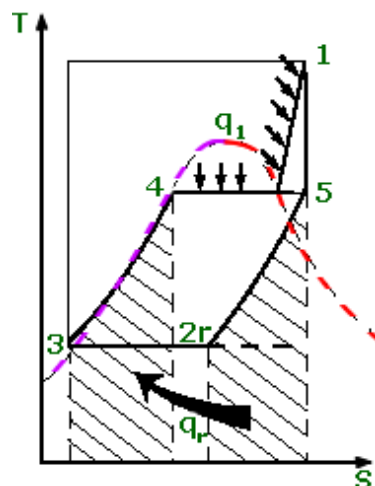


Рис. 7.28

В реальной паротурбинной установке процесс расширения пара с отводом теплоты воде (5-2<sub>r</sub> на рис. 7.28) не может быть реализован, так как турбина состоит из ряда ступеней, в которых

происходит адиабатное расширение пара. Он может быть заменен процессом, в котором пар после адиабатного расширения в ступени турбины направляется в теплообменник, где отдает теплоту воде, затем поступает в следующую ступень турбины, где расширяется адиабатно и снова посылается в теплообменник и так далее. Так повторяется до тех пор, пока не будет достигнуто давление, равное давлению в конденсаторе  $p_2$ .

Такой процесс показан на рис. 7.29 в виде ступенчатой линии 5-2<sub>г</sub> в которой вертикальные отрезки соответствуют адиабатному расширению пара, а горизонтальные – отдаче теплоты в теплообменниках. Очевидно, что такая многократная транспортировка пара из турбины в теплообменники и назад вызывала бы большие конструктивные трудности. Более того, на диаграмме T,s видно, что влажность пара в конце такого процесса была бы намного больше, чем в конце адиабатного расширения (тч. 2 на рис. 7.29), и превышала бы допустимую по условиям безопасности работы турбины величину. Поэтому такая *теоретическая регенерация* не реализуется на практике.

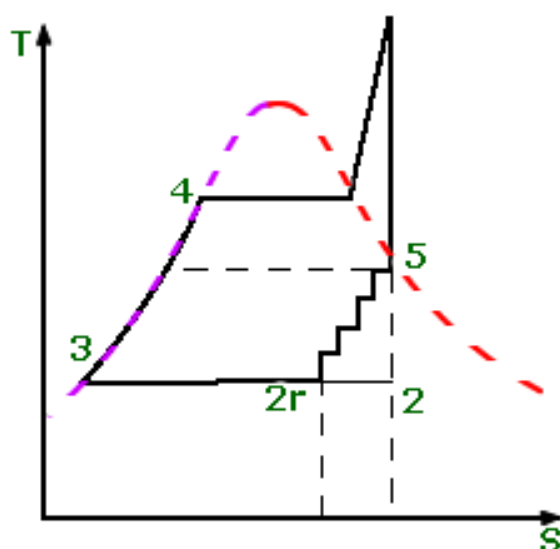


Рис. 7.29

В реальных установках после адиабатного расширения в турбинной ступени только часть пара направляется в регенеративный подогреватель, где конденсируется, отдавая теплоту воде. Основная же часть пара продолжает адиабатно расширяться в следующей ступени, после чего снова часть пара отбирается для регенеративного подогрева воды. При этом возможны две схемы, отличающиеся типом применяемых регенеративных подогревателей.

На рис. 7.30 показана схема регенеративной паротурбинной установки с подогревателями поверхностного типа. Здесь отобранный из турбины пар конденсируется в подогревателе на внешней поверхности труб, отдавая теплоту воде, проходящей внутри труб. Образовавшийся конденсат направляется в подогреватель более низкого давления, затем в следующий и так по

каскадной схеме до тех пор, пока весь конденсат не будет включен в основной поток воды. Доля пара  $\alpha_i$ , поступающая в каждый регенеративный подогреватель, определяется из его теплового баланса, причем давление отборного пара выбирается так, чтобы температура его конденсации была на  $5 \div 10$  К выше, чем температура воды на выходе из подогревателя.

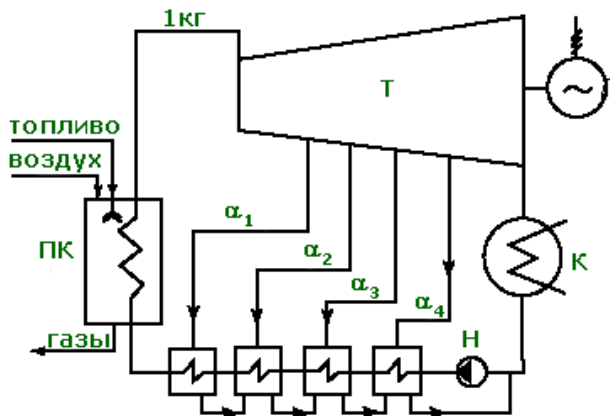


Рис. 7.30

На рис. 7.31 представлена схема паротурбинной установки с двумя регенеративными смешивающими подогревателями. В этом случае отобранный из турбины пар смешивается с водой в подогревателе, нагревая ее до температуры насыщения, соответствующей давлению этого пара. Поэтому после каждого подогревателя имеется насос, повышающий давление воды до давления в следующем подогревателе, а после последнего (по ходу воды) подогревателя – питательный насос ПН, подающий воду в котлоагрегат.

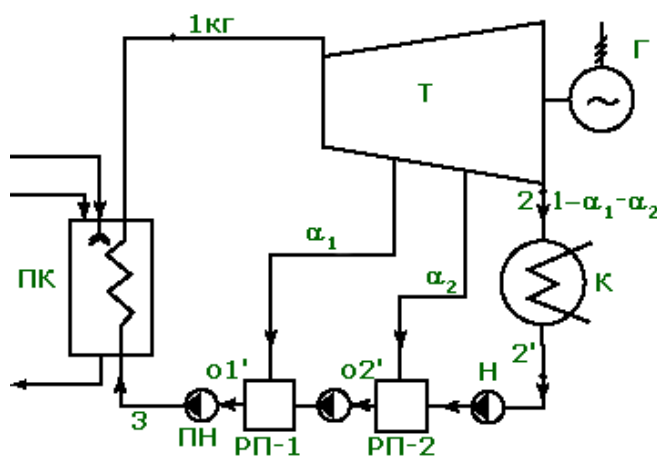


Рис. 7.31

На рис. 7.32 представлена  $T,s$  диаграмма такого цикла. Рассматривая ее, следует иметь в виду некоторую условность ее построения. Если ранее она всегда строилась для постоянного

количества вещества (например для 1 кг), то в данном случае изображенные на ней процессы относятся к различным количествам воды или пара. Это надо учитывать, сопоставляя количества теплоты, переданные в каком –либо процессе, с представлением их в виде площади в  $T,s$  диаграмме. Так например, теплота, полученная водой во втором (по ходу пара) регенеративном подогревателе РП2 при нагревании ее от точки  $2'$  до  $o2'$  изображается площадью  $q_{в} = (\text{пл. } 2'-o2'-b-a-2') \cdot (1 - \alpha_1 - \alpha_2)$ , а равная ей теплота, отданная греющим паром второго отбора представлена площадью  $q_{п} = q_{в} = (\text{пл. } o2-o2'-b-d-o2) \cdot \alpha_2$ .

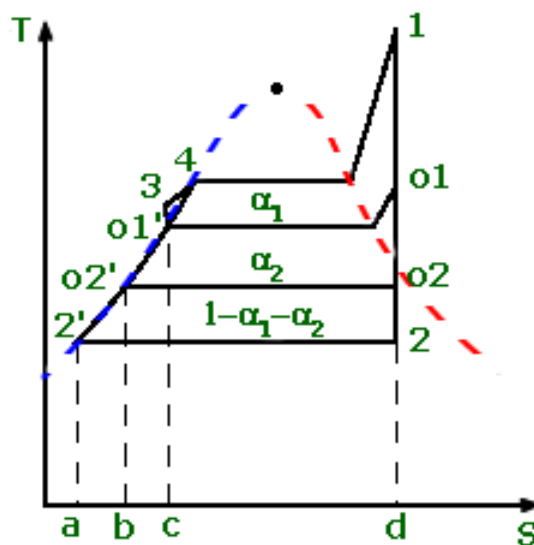


Рис. 7.32

Для нахождения характеристик регенеративного цикла вначале необходимо определить доли пара  $\alpha_i$ , направляемые в каждый регенеративный подогреватель. Будем вести вычисления в расчете на 1 кг пара, поступающего в турбину, и без учета работы других, кроме питательного, насосов.

Температура, до которой производится регенеративный подогрев воды  $t_{o1'}$ , обычно бывает задана. Существует несколько методов распределения между регенеративными подогревателями всего подогрева воды от температуры ее после конденсатора  $t_2$  до температуры  $t_{o1'}$ , но рассмотрение их выходит за рамки нашего курса. Здесь можно ограничиться допущением о том, что повышение температуры воды в каждом подогревателе одинаково, что при некоторых условиях соответствует максимальному КПД рассматриваемого цикла. В этом случае температуру воды после второго (по ходу пара) подогревателя РП2 можно рассчитать как  $t_{o2'} = t_2 + (t_{o1'} - t_2)/2$ .

В смешивающих подогревателях (рис. 7.31) при смешении воды и отобранного из турбины пара вода подогревается до состояния насыщения, соответствующего давлению пара. Поэтому по температурам  $t_{o1'}$  и  $t_{o2'}$  в справочниках [8,4] можно найти энтальпию воды после подогревателей

$h_{o1'}$  и  $h_{o2'}$ , а также давления пара  $p_{o1}$  и  $p_{o2}$ . Эти давления и энтропия пара  $s_1$  (рис. 7.33) определяют состояния пара в отборах турбины и его энтальпии  $h_{o1}$  и  $h_{o2}$ .

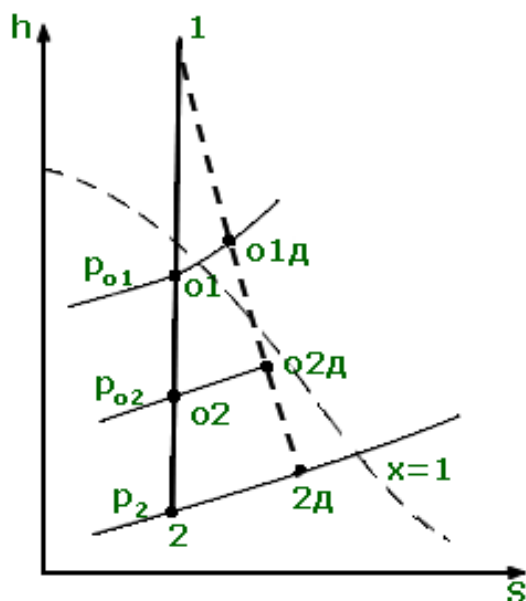


Рис. 7.33

Доли пара  $\alpha_i$ , направляемые в подогреватель, определяются из теплового баланса, составляемого для каждого подогревателя. Так для первого подогревателя, в котором смешиваются поток  $(1 - \alpha_1)$  воды и поток  $\alpha_1$  пара (рис.7.31) можно записать

$$\alpha_1 h_{o1'} + (1 - \alpha_1) h_{o2'} = 1 \cdot h_{o1'}$$

Отсюда

$$\alpha_1 = (h_{o1'} - h_{o2'}) / (h_{o1} - h_{o2'}) \quad (7.26)$$

Аналогично, из теплового баланса второго подогревателя

$$(1 - \alpha_1 - \alpha_2) h_{2'} + \alpha_2 h_{o2} = (1 - \alpha_1) h_{o2'}$$

получим

$$\alpha_2 = (1 - \alpha_1)(h_{o2'} - h_{2'}) / (h_{o2} - h_{2'}) \quad (7.27)$$

Из-за отбора части пара в подогреватели работа, совершаемая 1 кг поступающего в турбину пара, в регенеративном цикле уменьшается и составляет в нашем примере

$$l_T = (h_1 - h_2) - \alpha_1 (h_{o1} - h_2) - \alpha_2 (h_{o2} - h_2),$$

а в общем случае в цикле, в котором используется  $n$  число подогревателей

$$l_T = (h_1 - h_2) - \sum_{i=1}^n \alpha_i (h_{oi} - h_2) \quad (7.28)$$

где величины  $\alpha_i (h_{oi} - h_2)$  представляют собой *недовыработку* работы паром  $i$ -го отбора.

Термический КПД регенеративного цикла может быть тогда представлен как

$$\eta_T^{pez} = \frac{(h_1 - h_2) - \sum_{i=1}^n \alpha_i (h_{oi} - h_2) - \sum_{i=1}^{n+1} l_n}{h_1 - h_3} \quad (7.29)$$

где  $\sum_{i=1}^{n+1} l_n$  есть суммарная работа насосов, а энтальпия питательной воды  $h_3$  равна  $h_3 = h_{o1} + l_{н.н.}$ , причем работа питательного насоса ПН (рис. 7.31) приближенно вычисляется как  $l_{н.н.} = v_{o1} \cdot (p_1 - p_{o1})$ .

Величина повышения термического КПД цикла в результате применения регенеративного подогрева воды зависит как от температуры, до которой производится этот подогрев, так и от числа используемых регенеративных подогревателей. При этом для каждого числа подогревателей существует свое оптимальное значение температуры подогрева воды. Действительно: Увеличение температуры регенеративного подогрева воды приводит к тому, что подвод теплоты от внешнего источника – горячих газов – начинается при более высокой температуре и средняя температура подвода теплоты в цикле  $T_{1cp}$  повышается. Следовательно, уменьшается внешняя необратимость цикла, обусловленная наличием разности температур при передаче теплоты от верхнего теплового источника к рабочему телу. Однако одновременно с этим при фиксированном числе подогревателей увеличивается подогрев воды, приходящийся на каждый подогреватель и, соответственно, в них возрастает разность температур между греющим паром и нагреваемой водой. Следствием этого является возрастание прироста энтропии  $\Delta s$  при теплообмене в каждом подогревателе (рис. 7.34), т. е. возрастание внутренней необратимости цикла. Влиянием этих двух противоположно направленных факторов и вызвано существование оптимальной температуры подогрева воды (рис. 7.35). При этом очевидно, что влияние второго фактора проявляется тем меньше, чем больше число подогревателей, и в пределе при бесконечно большом их числе рост термического КПД цикла наблюдается при повышении температуры регенеративного подогрева воды вплоть до температуры насыщения  $t_n$  при начальном давлении  $p_1$  (рис. 7.35)

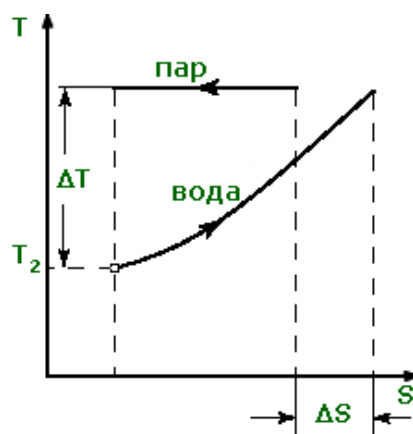


Рис. 7.34

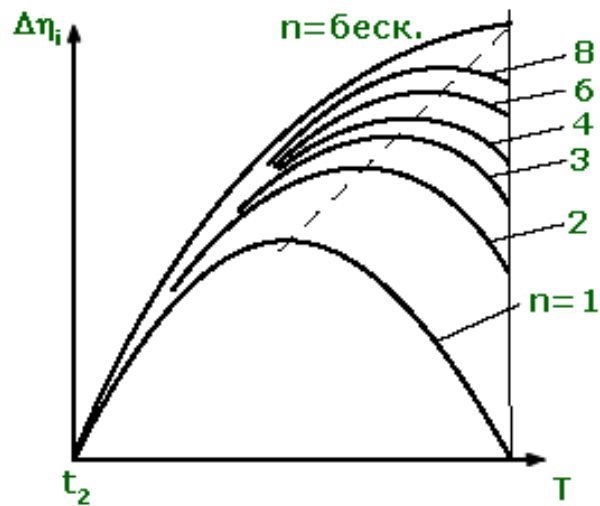


Рис. 7.35

Регенеративный подогрев питательной воды является одним из наиболее эффективных методов повышения экономичности цикла. Поэтому все современные паротурбинные установки имеют развитую систему регенерации, включающую 8÷9 подогревателей, в которых вода подогревается до 270 -290°С. Применение регенерации позволяет увеличить экономичность установки на 14÷16%.