

СПОСОБ РЕГЕНЕРАЦИИ ТЕПЛОТЫ В ПАРОВОМ ЦИКЛЕ

АННОТАЦИЯ

В докладе представлен способ регенерации теплоты в двухконтурном паровом цикле. В отличие от известного классического способа регенерации теплоты в предлагаемом способе производится дополнительный нагрев питательной воды исходного цикла Ренкина вплоть до ее начала кипения за счет утилизации теплоты дополнительного цикла, сопряженного с исходным циклом Ренкина. Доказывается, что расход рабочего тела в дополнительном цикле больше расхода рабочего тела в исходном цикле Ренкина. С целью повышения экономичности и мощности цикла предлагаются различные модификации рассматриваемого способа.

1. ВВЕДЕНИЕ

Для повышения экономичности паротурбинной установки (ПТУ) с паровым циклом Ренкина в ней широко используется комбинированный регенеративный подогрев воздуха и питательной воды. Воздух нагревается уходящими газами парогенератора до температуры 350 – 450 °С [1]. Питательную воду подогревают за счет теплоты пара, отбираемого из ступеней паровой турбины, например, до температуры $t_{п.в} = (0.65 \div 0.75)t'$, где t' - температура кипения питательной воды [2]. Данное значение температуры выбирается на основе технико-экономических расчетов [3]. До кипения вода доводится в парогенераторе за счет теплоты топлива, что снижает экономичность цикла Ренкина. Это является следствием физических особенностей классического способа регенерации теплоты в цикле Ренкина. Экономичность цикла можно повысить, применив способ регенерации теплоты, отличающийся от классического способа. В предлагаемом способе остаточный хладоресурс питательной воды используется для утилизации внутрициклового теплоты, а не для поглощения теплоты топлива в парогенераторе. Данный способ регенерации теплоты возможен в двухконтурном паровом цикле.

2. ДВУХКОНТУРНЫЙ РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПАРОВОЙ ЦИКЛ

Для дополнительного нагрева питательной воды от температуры $t_{п.в}$ до температуры t' можно использовать теплоту части отработавшего пара в дополнительном цикле, сопряженном с исходным циклом Ренкина. Диаграмма в $T-s$ координатах такого двухконтурного регенеративного парового цикла (ДРПЦ) представлена на рис.1. На ней исходный цикл Ренкина 1-2-3-4-5-6-7-8-9-1 графически изображен в виде контура низкого давления (КНД), а дополнительный цикл 6-10-11-12-7-6 – в виде контура высокого давления (КВД).

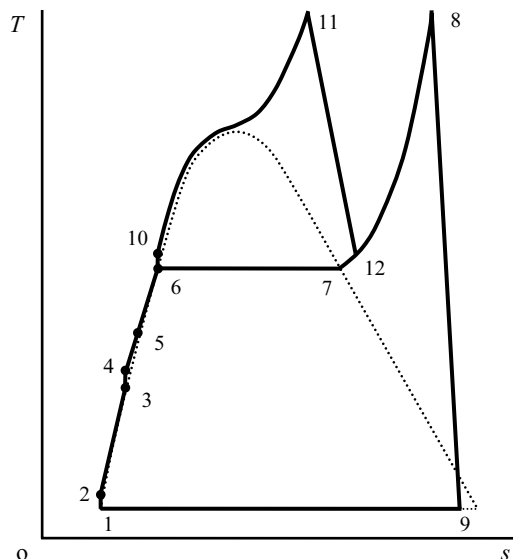


Рис. 1. Двухконтурный регенеративный паровой цикл: 6-10-11-12-7-6 - дополнительный цикл; 1-2-3-4-5-6-7-8-9-1 - исходный цикл Ренкина

В точке 6 соединения рабочих тел обоих контуров цикла расход рабочего тела G_d , поступающего в КВД, становится равным сумме расходов питательной воды $G_{п}$ в КНД и конденсата пара $G_{ц}$, циркулирующего в КВД. В точке 12 разделения рабочих тел одна часть расхода - $G_{п}$, возвращается в КНД, а другая, равная $G_{ц}$, остается циркулировать в КВД. При такой организации рабочего процесса в ДРПЦ для него справедлива следующая **теорема 1**:

в ДРПЦ расход рабочего тела в КВД больше расхода рабочего тела в КНД на значение расхода рабочего тела, циркулирующего в КВД, если дополнительный нагрев питательной воды в КНД производится за счет теплоты части отработавшего пара КВД.

Доказательство теоремы 1.

Рассмотрим на рис.1 три точки – 5, 6 и 12. Параметры рабочих тел в них соответствуют параметрам рабочих тел в трех сечениях смесителя. По условию теоремы нагрев питательной воды, поступающей через сечение 5-5, производится за счет теплоты части отработавшего пара КВД, подаваемого через сечение 12-12. Поэтому смеситель можно рассматривать как адиабатную систему, в которой осуществляется стационарный поточный процесс. Для этого процесса справедливо уравнение энергии в следующем виде:

$$G_d i_6 = G_n i_5 + (G_d - G_n) i_{12} .$$

Из него найдем относительную величину расхода рабочего тела в КВД:

$$\bar{G}_d = (i_{12} - i_5) / (i_{12} - i_6), \quad (1)$$

где $\bar{G}_d = G_d / G_n$.

По условию теоремы питательная вода в смесителе нагревается. Поэтому справедливо соотношение $i_6 > i_5$. Учитывая его, из формулы (1) получаем неравенство $\bar{G}_d > 1$ или условие $\bar{G}_d \neq 0$, что и требовалось доказать.

Рассматриваемый цикл существенно отличается от цикла с надстройкой в [4]. В этом цикле для относительного расхода рабочего тела в надстройке справедливо неравенство $\bar{G}_d \leq 1$. Кроме того, при обходе всего цикла в направлении часовой стрелки точка разделения рабочих тел исходного цикла и надстройки опережает точку их соединения. В ДРПЦ, как видно на рис.1, точка разделения рабочих тел его контуров следует за точкой их соединения. Данные отличия обусловлены тем, что в цикле с надстройкой дополнительный нагрев питательной воды как в исходном цикле, так и в надстройке производится за счет теплоты топлива в парогенераторе.

ДРПЦ, изображенный на рис.1, совпадает с гипотетическим двухконтурным циклом с раздельными рабочими телами. В нем теплообмен между рабочими телами его контуров, происходит при бесконечно малом температурном напоре. Уравнение баланса тепловых мощностей при таком теплообмене имеет вид

$$\bar{G}_d (i_{12} - i_6) = i_{12} - i_5 . \quad (2)$$

В нем точки 6 и 12 уже не являются точками соединения и разделения рабочих тел контуров цикла. Уравнение (2) легко приводится к виду уравнения (1), то есть они эквивалентны.

В ДРПЦ рабочие тела контуров при теплообмене смешиваются. В точке соединения дополнительно нагретая питательная вода КНД передается в КВД, а в точке разделения из КВД с таким же расходом возвращается рабочее тело в КНД уже в виде пара. При таком обмене рабочими телами возможен теплообмен между контурами с такой же эффективностью, что и в двухконтурном гипотетическом цикле.

Термический КПД ДРПЦ определяется по формуле, полученной в [4] для цикла с надстройкой:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_0 (1 + \bar{G}_d \bar{\ell}_d) / (1 + \eta_0 \bar{G}_d \bar{\ell}_d), \quad (3)$$

где $\eta_0 = \ell_0 / q_0$ - термический КПД исходного цикла Ренкина (цикла в КНД); ℓ_0, q_0 - удельная работа и подведенная удельная теплота в этом цикле; $\bar{\ell}_d = \ell_d / \ell_0$; ℓ_d - полезная удельная работа дополнительного цикла (цикла в КВД).

По этой же формуле находится КПД двухконтурного гипотетического цикла.

3. ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ И МОЩНОСТИ ДРПЦ

Из формулы (1) видно, что на значение расхода пара в КВД существенное влияние оказывает положение точки 12 на рис.1. Чем больше перегрев отработавшего пара в КВД, то есть чем выше положение точки 12 на изобаре, тем меньше этот расход. Для уменьшения влияния этого параметра или полного его устранения целесообразно утилизировать теплоту части отработавшего в КВД пара с помощью теплообменника (ТО). На рис.2, (0)-(3) показаны изобары рабочих тел фрагментов $T-s$ диаграмм ДРПЦ с применением ТО.

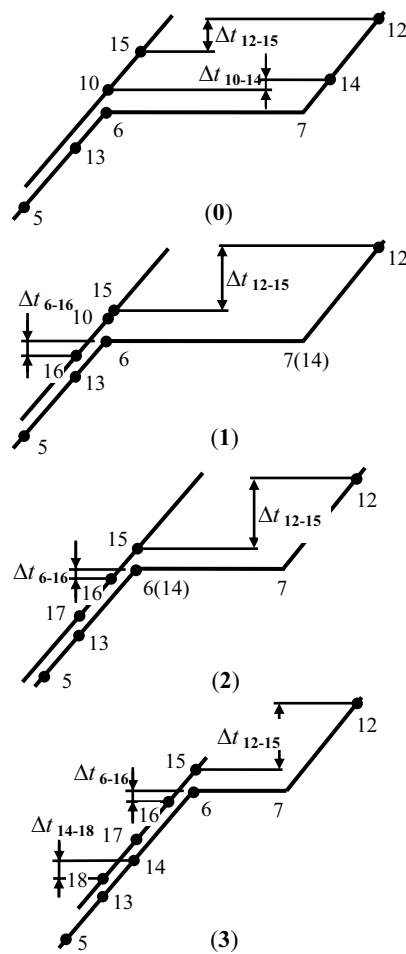


Рис. 2. Фрагменты $T-s$ диаграмм двухконтурного регенеративного парового цикла: (0) – теплообменник с одной секцией и без охлаждения конденсата в КВД; (1) - теплообменник с одной секцией и с охлаждением конденсата в КВД; (2) - теплообменник с двумя секциями и с охлаждением конденсата в КВД; (3) - теплообменник с тремя секциями и с охлаждением конденсата в КВД

Отношения расходов пара, циркулирующих в КВД, при наличии ТО и без него соответственно равны значениям (для вариантов (0) и (1))

$$\frac{\bar{G}_n^{(0)}}{\bar{G}_n} = \frac{(1 + \Delta i_{7-12} / r)}{(1 + \Delta i_{7-14}^{(0)} / r)}, \quad (4)$$

$$\frac{\bar{G}_n^{(1)}}{\bar{G}_n} = \left(1 - \Delta i_{6-13}^{(1)} / \Delta i_{5-6}\right) \cdot \frac{(1 + \Delta i_{7-12} / r)}{(1 + \Delta i_{6-13}^{(1)} / r)}, \quad (5)$$

где $\Delta i_{7-12} = (i_{12} - i_7)$; $\Delta i_{7-14}^{(0)} = (i_{14}^{(0)} - i_7)$;
 $r = (i_7 - i_6)$; $\Delta i_{6-13}^{(1)} = (i_6 - i_{13}^{(1)})$; $\Delta i_{5-6} = (i_6 - i_5)$ -
остаточный запас хладоресурса питательной воды в КНД; (0), (1) – верхние индексы, соответствующие номеру фрагмента $T-s$ диаграммы на рис. 2.

Из формулы (4) видно, что применение ТО ведет к увеличению расхода пара в КВД. Следует также отметить, что регенерация теплоты части перегретого пара в КВД открывает возможность увеличения полезной работы цикла этого контура за счет применения в нем промежуточных перегревов пара.

При регенерации теплоты и одновременном снижении температуры конденсата КВД перед его сжатием в этом контуре, как это видно из формулы (5), результат может быть разным. Он зависит от параметров пара в контурах цикла и значений минимальных температурных напоров в ТО. При повышении давления пара в КНД удельная теплота конденсации пара r в КВД уменьшается, а остаточный хладоресурс питательной воды Δi_{5-6} в КНД увеличивается. При фиксированных в КВД рабочих параметрах пара и росте давления пара в КНД увеличивается перегрев Δi_{7-12} отработавшего в КВД пара. Поэтому существует такое давление пара в КНД, при котором возможно выполнение неравенства $\bar{G}_c^{(1)} \geq \bar{G}_c$. В таком случае положительный фактор, связанный с утилизацией теплоты части отработавшего в КВД пара, начинает преобладать над отрицательным фактором снижения температуры конденсата в этом же контуре, из-за чего теряется часть остаточного хладоресурса питательной воды в КНД.

При значительном повышении давления пара в КНД увеличиваются температура и удельный объем конденсата перед его сжатием в КВД. Особенно сильно это проявляется при приближении к критической точке. Из-за этого возрастает удельная работа сжатия $\ell_{н.д}$ конденсата. При фиксированных рабочих параметрах пара в КВД полезная работа цикла этого контура - $\ell_d = (\ell_{т.д} - \ell_{н.д})$, где $\ell_{т.д}$ - удельная работа паровой турбины в КВД, снижается не только из-за уменьшения величины $\ell_{т.д}$, но и из-за увеличения работы $\ell_{н.д}$. Поэтому утилизация теплоты в КВД с помощью ТО при значительном увеличении давления пара в КНД должна производиться с одновременным охлаждением конденсата перед его сжатием в КВД.

На рис. 2, (1) – (3) показаны фрагменты $T-s$ диаграмм ДРПЦ с охлаждением перегретого пара в КВД (ТО с одной секцией), с охлаждением влажного пара и его конденсацией (ТО с двумя секциями) и с дополнительным охлаждением полученного конденсата (ТО с тремя секциями).

В первом варианте в качестве горячего рабочего тела в смеситель поступает насыщенный пар, а во втором и третьем вариантах – конденсат. Два последних случая могут быть реализованы при значительном повышении давления пара в КНД, то есть

при существенном запасе остаточного хладоресурса питательной воды в этом контуре. Охлаждение конденсата не только повышает удельную работу цикла в КВД, но и позволяет избавиться от эксплуатационной проблемы, все более обостряющейся с увеличением температуры конденсата.

Экономичность и мощность цикла с регенерацией теплоты и охлаждением конденсата возрастают с увеличением степени его охлаждения. Это следует из **теоремы 2**:

при регенерации теплоты части отработавшего в КВД пара и одновременном охлаждении конденсата перед его сжатием в этом контуре термический КПД и удельная работа ДРПЦ возрастают с увеличением степени охлаждения конденсата, если при теплообмене сохраняется неизменным минимальный температурный напор между образующимся конденсатом и питательной водой этого же контура.

Доказательство теоремы 2.

Рассмотрим точки 5, 7 и 16, изображенные на рис. 2, (1) – (3). Эти точки соответствуют трем сечениям адиабатной термодинамической системы. Для этой системы справедливо уравнение энергии, написанное в следующем виде:

$$(\bar{G}_d^{(j)} - 1)i_7 + \bar{G}_d^{(j)}\ell_{н.д}^{(j)} + i_5 = \bar{G}_d^{(j)}i_{16}^{(j)},$$

где $j = 1, 2, 3$.

Из полученного уравнения определим относительный расход пара в КВД j -го варианта ДРПЦ:

$$\bar{G}_d^{(j)} = (i_7 - i_5) / (i_7 - i_{16}^{(j)} + \ell_{н.д}^{(j)}) . \quad (6)$$

По условию теоремы температурный напор между образующимся конденсатом и питательной водой КВД одинаков для сравниваемых вариантов циклов, то есть $\Delta t_{6-16}^{(j)} = \text{const}$ при $j = 1, 2, 3$. Поэтому для рассматриваемых трех вариантов цикла справедливо равенство $i_{16}^{(j)} = \text{const}$.

По условию теоремы удельные работы сжатия конденсата в КВД связаны между собой соотношениями $\ell_{н.д}^{(1)} > \ell_{н.д}^{(2)} > \ell_{н.д}^{(3)}$. Учтя их, на основе формулы (6) получим неравенства $\bar{G}_d^{(1)} < \bar{G}_d^{(2)} < \bar{G}_d^{(3)}$.

В сравниваемых вариантах цикла рабочие параметры пара в КВД и КНД одинаковы. Поэтому для полезных удельных работ циклов в КВД справедливы неравенства $\ell_d^{(1)} < \ell_d^{(2)} < \ell_d^{(3)}$. Приняв их во внимание, из формулы (3) получим для термических КПД соотношения $\eta_\Sigma^{(1)} < \eta_\Sigma^{(2)} < \eta_\Sigma^{(3)}$.

Величина полезной удельной работы j -го варианта ДРПЦ равна $\ell_\Sigma^{(j)} = \ell_0 + \bar{G}_d^{(j)}\ell_d^{(j)}$. Учитывая полученные неравенства для относительных расходов рабочих тел и полезных удельных работ циклов в КВД, найдем соотношение для полезных удельных работ сравниваемых вариантов ДРПЦ: $\ell_\Sigma^{(1)} < \ell_\Sigma^{(2)} < \ell_\Sigma^{(3)}$.

Что и требовалось доказать.

В ДРПЦ, как уже отмечалось, применяются два способа регенерации теплоты. В обоих использует-

ся хладоресурс питательной воды в КНД. При понижении температуры питательной воды в КНД повышается эффективность и увеличивается вклад от применения предлагаемого способа регенерации теплоты, снижаются капитальные вложения в установку из-за уменьшения количества регенеративных подогревателей в классической системе регенерации. Но одновременно снижается эффективность и уменьшается вклад от использования классического способа регенерации теплоты в цикле. Поэтому выбор оптимального значения температуры питательной воды в КНД должен быть основан на проведении технико-экономических расчетов ПТУ с предлагаемым ДРПЦ.

Следует отметить, что в предложенном способе и двухконтурном цикле могут быть применены любые рабочие тела – неорганические, органические и жидкие металлы. При этом паровые циклы могут быть конденсационные и теплофикационные, а в двухконтурных ПТУ в качестве ступеней расширения пара могут быть использованы лопаточные и поршневые машины.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложен способ регенерации теплоты в двухконтурном паровом цикле, с помощью которого решена проблема дополнительного подогрева питательной воды в цикле Ренкина вплоть до ее начала кипения.

2. Доказано, что расход рабочего тела в контуре высокого давления предложенного цикла больше расхода рабочего тела в контуре низкого давления на значение расхода рабочего тела, циркулирующего в контуре высокого давления.

3. Применение регенерации теплоты части отработавшего в контуре высокого давления пара повышает экономичность и мощность двухконтурного цикла.

4. Регенерацию теплоты в контуре высокого давления при повышении давления пара в контуре низкого давления целесообразно производить одновременно с охлаждением конденсата в контуре высокого давления перед его сжатием.

5. Доказано, что при регенерации теплоты в контуре высокого давления и одновременном охлаждении конденсата в этом контуре экономичность и мощность двухконтурного цикла возрастают при увеличении степени охлаждения конденсата.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

ДРПЦ – двухконтурный регенеративный паровой цикл;
 КВД – контур высокого давления;
 КНД – контур низкого давления;
 ТО – теплообменник;

G_d - расход рабочего тела в КВД;

G_n - расход рабочего тела в КНД;

$G_{\text{ц}}$ - расход рабочего тела, циркулирующего в КВД;

\bar{G}_d - относительный расход рабочего тела в КВД;

$\bar{G}_{\text{ц}}$ - относительный расход рабочего тела, циркулирующего в КВД

η_{Σ}, η_0 - термические КПД двухконтурного цикла и цикла в КНД (исходного цикла Ренкина);

$\ell_{\text{н.д}}$ - удельная работа сжатия конденсата в КВД;

ℓ_d - полезная удельная работа цикла в КВД (дополнительного цикла);

$\bar{\ell}_d$ - относительная полезная удельная работа цикла в КВД;

T, t - температура;

t' - температура кипения или конденсации;

i_j - энтальпия рабочего тела в j -й точке цикла;

Δi_{m-n} - разность энтальпий в двух точках цикла;

$\ell_{\text{т.д}}$ - удельная работа расширения пара в турбине КВД;

Δt_{m-n} - разность температур в двух точках цикла или температурный напор;

r – удельная теплота конденсации пара в КВД;

Индексы:

m – нижний индекс, номер точки цикла;

(j) – верхний индекс, номер фрагмента T - s диаграммы на рис. 2.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Липов Ю.М., Третьяков Ю.М.** Котельные установки и парогенераторы. Москва – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2003. 592 с.
2. **Щегляев А.В.** Паровые турбины. Кн.1. М.: Энергоатомиздат, 1993. 384 с.
3. **Стерман Л.С., Лавыгин В.М., Тишин С.Г.** Тепловые и атомные электрические станции. М.: Изд-во МЭИ, 2004. 424 с.
4. **Рыжкин В.Я.** Тепловые электрические станции. М.: Энергия, 1976. 448 с.