

АКТИВНЫЕ СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ В ДВУХКОНТУРНОЙ ПТУ

АННОТАЦИЯ

В докладе представлено описание устройств активных систем утилизации теплоты и их рабочие процессы в составе двухконтурной ПТУ (ДПТУ). Приведены некоторые результаты расчета параметров ДПТУ в зависимости от изменения давления пара и температуры питательной воды в основном контуре установки.

1. ВВЕДЕНИЕ

Любая система регенерации теплоты имеет источник энергии, необходимый для ее функционирования. Например, источником энергии известной классической системы регенерации теплоты (СРТ) в ПТУ с циклом Ренкина, является сама турбоустановка. Часть ее механической энергии теряется в процессе регенерации теплоты пара, отбираемого из промежуточных ступеней паровой турбины. Поэтому такую систему можно назвать пассивной.

Активная система имеет отдельный источник энергии с дополнительным циклом Ренкина, выполненный в виде паротурбинного контура. Рассматриваемая ДПТУ является результатом сопряжения этого контура с основным паротурбинным контуром установки.

Источник энергии активной СРТ или контур высокого давления (КВД) в ДПТУ обеспечивает дополнительный нагрев питательной воды в основном контуре турбоустановки или в ее контуре низкого давления (КНД). Он не только обеспечивает функционирование СРТ, но и служит источником получения дополнительной полезной работы в ДПТУ. Вся не преобразованная в нем в работу теплота утилизируется в КНД ДПТУ. Поэтому в результате его функционирования одновременно повышаются экономичность и мощность ДПТУ. Степень повышения их существенно зависит от значения произведения $(\bar{G}_d \bar{\ell}_d)$, где $\bar{G}_d = (G_d / G_n)$ - относительный расход пара в КВД; G_n - расход пара в КНД; $\bar{\ell}_d = (\ell_d / \ell_0)$ - относительная полезная удельная работа цикла в КВД; ℓ_0 - полезная удельная работа цикла в КНД ДПТУ. При фиксированных параметрах пара в КВД ДПТУ значение этого произведения зависит от давления пара в КНД. Поэтому представляют интерес результаты исследования влияния давления пара и температуры питательной воды в КНД на характеристики ДПТУ.

2. СХЕМА ДВУХКОНТУРНОЙ ПТУ

На рис. 1 приведена схема ДПТУ. В ее КНД входят конденсационный 1 и питательный 2 насосы. ПНД и ПВД классической СРТ условно показаны в виде соответствующих групп 4 и 5. Подогретая в

этой системе питательная вода с температурой $t_{п.в} = t_5$ передается в смеситель 6 КВД с расходом G_n . Из устройства отбора пара 12 в КНД возвращается такой же расход рабочего тела, но уже в виде пара. В перегревателе 7 к нему подводится теплота топлива $q_{пт}$. Перегретый пар расширяется в паровой турбине 8, а затем охлаждается в конденсаторе 9.

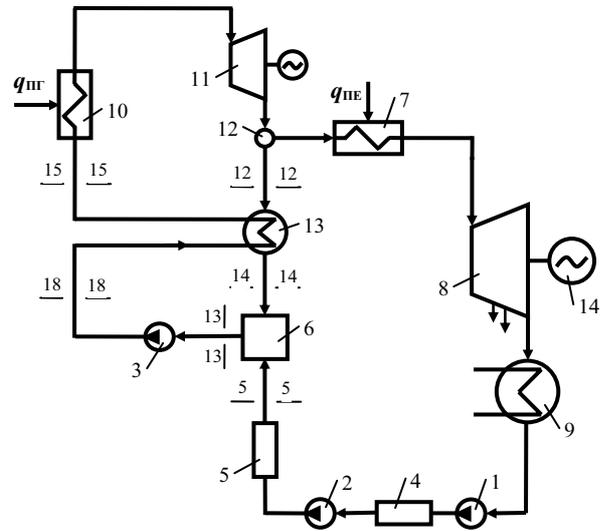


Рис. 1. Схема двухконтурной ПТУ:

1,2 – конденсационный и питательный насосы; 3 – дополнительный насос; 4,5 – группы регенеративных ПНД и ПВД; 6 – смеситель; 7 – перегреватель; 8 – паровая турбина; 9 – конденсатор; 10 – парогенератор; 11 – дополнительная паровая турбина; 12 – устройство отбора пара; 13 – теплообменник; 14 – генератор

В КВД ДПТУ конденсат из смесителя 6 отбирается с помощью дополнительного питательного насоса 3. Питательная вода этого контура сначала нагревается в теплообменнике (ТО) 13, а затем — в парогенераторе 10, где к рабочему телу с расходом G_d подводится теплота топлива $q_{пт}$. Перегретый пар расширяется в дополнительной паровой турбине 11. После устройства отбора пара 12 в КВД остается расход пара, равный G_n , который циркулирует в этом контуре. Этот пар сначала охлаждается в первой (паровой) секции ТО 13, во второй (конденсационной) секции пар конденсируется, а в третьей (водяной) охлаждается полученный конденсат пара. Дальнейшее охлаждение конденсата производится в смесителе 6 путем его смешения с более холодной питательной водой КНД. За счет этого обеспечиваются минимальные температурные напоры при передаче теплоты от конденсата КВД к его питательной воде. На рис.1 показаны номера сечений ТО 13

и смесителя 6, причем номера сечений ТО соответствуют варианту с тремя секциями в нем.

В общем случае КНД ДПТУ может иметь промежуточный перегреватель пара (при высоком давлении пара в этом контуре), который на рис.1 не показан.

3. ОСОБЕННОСТИ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА

На рис. 2 приведен фрагмент $T-s$ диаграммы цикла ДПТУ, на которой показаны изобары только рабочих тел в ТО и смесителе, причем номера точек на этом рисунке совпадают с номерами соответствующих сечений на рис. 1.

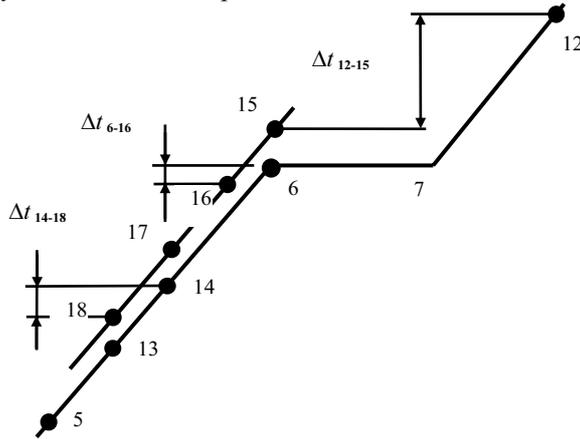


Рис. 2. Фрагмент $T-s$ диаграммы двухконтурного регенеративного парового цикла (теплообменник с тремя секциями и с охлаждением конденсата в КВД)

Математическая модель ДПТУ включает в свой состав уравнения тепловых балансов в трех секциях ТО:

$$(\bar{G}_d - 1)(i_{12} - i_7) = \bar{G}_d(i_{15} - i_{16}), \quad (1)$$

$$(\bar{G}_d - 1)(i_7 - i_6) = \bar{G}_d(i_{16} - i_{17}), \quad (2)$$

$$(\bar{G}_d - 1)(i_6 - i_{14}) = \bar{G}_d(i_{17} - i_{18}), \quad (3)$$

а также уравнение баланса теплоты в смесителе:

$$(\bar{G}_d - 1)i_{14} + i_5 = \bar{G}_d i_{13}. \quad (4)$$

Значения минимальных температурных напоров задавались согласно уравнениям:

$$t_6 - t_{16} = \Delta t_{6-16}, \quad (5)$$

$$t_{14} - t_{18} = \Delta t_{14-18}. \quad (6)$$

Температурный напор Δt_{12-15} вычислялся и контролировался. Энтальпии в точках 13 и 18 связаны между собой с помощью уравнения

$$i_{18} - i_{13} = \ell_{н.д.}, \quad (7)$$

где $\ell_{н.д.} = \ell_{н.д.с} / \eta_{н.д.}$ - работа дополнительного насоса; $\ell_{н.д.с}$, $\eta_{н.д.}$ - изоэнтропическая работа и КПД дополнительного насоса.

Энтальпия i_{12} соответствует энтальпии пара в выходном сечении дополнительной паровой турбины, а i_5 - энтальпии питательной воды в КНД.

Из этих семи уравнений с помощью итераций находятся семь неизвестных. При определении расхода пара в КВД удобнее пользоваться уравнением:

$$\bar{G}_d = (i_7 - i_5) / (i_7 - i_{16} + \ell_{н.д.}), \quad (8)$$

которое может быть получено из (2) - (4) и (7). При уменьшении числа секций в ТО 13 приведенная система уравнений упрощается.

Методика расчета остальных параметров ДПТУ основана на использовании известных уравнений.

КПД и полезная удельная работа цикла в КНД ДПТУ определялись по предварительно вычисленным значениям КПД и работе конденсационного цикла в этом контуре (без классической СРТ) на основе формулы

$$\delta\eta_0 = \delta\eta_{0M} \bar{\Delta} t_{п.в.} [2 - \bar{\Delta} t_{п.в.} \cdot (z+1) / z], \quad (9)$$

где $\delta\eta_0 = (\eta_0 - \eta_k) / \eta_k$ - относительное повышение КПД цикла в КНД за счет применения классической СРТ; η_k - КПД конденсационного цикла в КНД (без СРТ); z - количество подогревателей в классической СРТ; $\delta\eta_{0M}$ - максимальное значение величины $\delta\eta_0$ при $z \rightarrow \infty$; $\bar{\Delta} t_{п.в.} = (t_{п.в.} - t_k) / (t' - t_k)$; t', t_k - температура кипения питательной воды и начальная температура конденсата в КНД ДПТУ.

Приведенная формула (9) удовлетворительно аппроксимирует зависимости $\delta\eta_0 = f(t_{п.в.}, z)$, приведенные в [1].

Термический КПД ДПТУ и ее полезная удельная работа определялись по формулам, аналогичным формулам в [1]:

$$\eta_\Sigma = \eta_0 (1 + \bar{G}_d \bar{\ell}_d) / (1 + \eta_0 \bar{G}_d \bar{\ell}_d), \quad (10)$$

$$\ell_\Sigma = \ell_0 + \bar{G}_d \ell_d, \quad (11)$$

где $\eta_0 = \ell_0 / q_0$ - термический КПД цикла в КНД; q_0 - подведенная удельная теплота в цикле КНД.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ДПТУ

В качестве максимального фиксированного давления пара в КВД выбрано освоенное давление $p_{11} = 35$ МПа, а температура $t_{11} = 540$ °С. В таблице 1 приведены некоторые результаты расчета параметров ДПТУ с применением в КВД двухсекционного ТО (паровая и конденсационная секции). При выполнении вычислений КПД насосов, дополнительной турбины КВД и турбины КНД были приняты равными соответственно 0.75, 0.77 и 0.85. Гидравлические потери в КВД и КНД не учитывались, так как они в КНД косвенно уже учтены в значении КПД, определенном по формуле (9), а в КВД - предполагались малыми из-за большого давления пара в этом контуре. Удельные работы в таблице 1 отнесены к удельной работе конденсационного цикла в КНД (без классической СРТ) с рабочими параметрами пара такими же, что и параметры пара в цикле КНД. В таблице 2 приведены результаты расчета ДПТУ с давлением пара в КНД 18 МПа и промперегревом пара в этом контуре. ТО также имеет две секции. Давление промперегрева выбрано согласно рекомендациям [2]. КПД ступеней паровой турбины до промперегрева и после него равны соответственно 0.87 и 0.82. В таблице 3 показаны некоторые характеристики ДПТУ со сверхкритическим давлением пара в КНД. В ней использован ТО с тремя секциями (с вырожденной конденсационной секцией).

Таблица 1. Основные параметры расчета ДПТУ с ТО, имеющем две секции

$t_1 = 28.96^\circ\text{C}; t_8 = 540^\circ\text{C}; t_{11} = 540^\circ\text{C}; p_8 = 12 \text{ МПа}; p_{11} = 35 \text{ МПа};$ $z = 8; \delta\eta_{0\text{M}} = 0.18; \Delta t_{6-16} = 2^\circ\text{C}$								
t_5	30.21	80	120	160	200	240	280	310
η_0	0.3694	0.3897	0.4030	0.4135	0.4212	0.4262	0.4284	0.4282
η_Σ	0.4282	0.4454	0.4564	0.4647	0.4702	0.4730	0.4727	0.4701
$\bar{G}_\text{д}$	1.9960	1.8330	1.7011	1.5671	1.4296	1.2862	1.1319	1.0014
$\bar{\ell}_\text{д}$	0.1395	0.1390	0.1386	0.1381	0.1374	0.1363	0.1347	0.1324
$\bar{\ell}_0$	1.0000	0.9892	0.9678	0.9356	0.8931	0.8404	0.7765	0.7187
$\bar{\ell}_\Sigma$	1.2784	1.2441	1.2036	1.1519	1.0894	1.0158	0.9289	0.8513

Таблица 2. Основные параметры расчета ДПТУ с промперегревом в КНД и с ТО, имеющем две секции

$t_1 = 28.96^\circ\text{C}; t_8 = 540^\circ\text{C}; t_{11} = 540^\circ\text{C}; t_{19} = 540^\circ\text{C}; p_8 = 18 \text{ МПа}; p_{11} = 35 \text{ МПа};$ $p_{19} = 4.5 \text{ МПа}; z = 9; \delta\eta_{0\text{M}} = 0.18; \Delta t_{6-16} = 2^\circ\text{C}$								
t_5	30.17	80	120	160	200	240	280	320
η_0	0.3887	0.4082	0.4212	0.4320	0.4404	0.4464	0.4502	0.4516
η_Σ	0.4305	0.4473	0.4583	0.4670	0.4733	0.4772	0.4784	0.4766
$\bar{G}_\text{д}$	2.5988	2.3741	2.1896	2.0026	1.8109	1.6119	1.3995	1.1595
$\bar{\ell}_\text{д}$	0.0728	0.0726	0.0724	0.0721	0.0718	0.0713	0.0705	0.0690
$\bar{\ell}_0$	1.0000	0.9929	0.9761	0.9504	0.9162	0.8733	0.8210	0.7561
$\bar{\ell}_\Sigma$	1.1892	1.1652	1.1346	1.0948	1.0461	0.9882	0.9196	0.8361

Таблица 3. Основные параметры расчета ДПТУ со сверхкритическим давлением пара в КНД и с ТО, имеющем три секции (с вырожденной конденсационной секцией)

$t_1 = 28.96^\circ\text{C}; t_8 = 540^\circ\text{C}; t_{11} = 540^\circ\text{C}; t_{19} = 540^\circ\text{C}; p_8 = 23 \text{ МПа}; p_{11} = 35 \text{ МПа};$ $p_{19} = 6.0 \text{ МПа}; z = 9; \delta\eta_{0\text{M}} = 0.18; \Delta t_{6-16} \approx 2^\circ\text{C}; \Delta t_{14-18} \approx 5,51^\circ\text{C}$								
t_5	30.17	80	120	160	200	240	280	320
η_0	0.3918	0.4103	0.4231	0.4337	0.4422	0.4486	0.4529	0.4550
η_Σ	0.4480	0.4619	0.4708	0.4775	0.4820	0.4839	0.4832	0.4791
$\bar{G}_\text{д}$	5.3263	4.7690	4.3042	3.8330	3.3518	2.8541	2.3275	1.7449
$\bar{\ell}_\text{д}$	0.0488	0.0485	0.0482	0.0477	0.0471	0.0464	0.0454	0.0439
$\bar{\ell}_0$	1.0000	0.9900	0.9720	0.9457	0.9114	0.8689	0.8176	0.7551
$\bar{\ell}_\Sigma$	1.2597	1.2215	1.1794	1.1286	1.0694	1.0014	0.9234	0.8317

5. ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ И МОЩНОСТИ ДПТУ С ПРОМПЕРЕГРЕВОМ

В ДПТУ с промперегревом теплоту перегрева пара в КНД можно разбить на две части, причем часть теплоты с более низкой температурой подводить не за счет теплоты топлива, а за счет утилизации части теплоты $q_{\text{п.п}}$ из КВД ДПТУ. В результате этого появляется активная система промперегрева пара в КНД. Расход пара в КВД в этом случае определяется по формуле, отличной от формулы (8):

$$\bar{G}_\text{д} = [i_7 - (i_5 - q_{\text{п.п}})] / (i_7 - i_{16} + \ell_{\text{н.д}}), \quad (12)$$

а термический КПД и полезная удельная работа — по формулам, аналогичным (10) и (11). Понижая давление отбора пара для промперегрева, можно увеличить величину $q_{\text{п.п}}$, а следовательно, расход пара в КВД. Это равносильно уменьшению температуры питательной воды в КНД ДПТУ.

6. ТЕПЛОФИКАЦИОННАЯ ДПТУ

КПД смешанной одноконтурной ПТУ равен

$$\eta_0 = \eta_{0\text{к}} [1 - \alpha_\tau (1 - \tilde{\eta}_{0\text{т}})], \quad (13)$$

где $\alpha_T = G_T / G_{\Pi}$; $(\alpha_T + \alpha_K) = 1$; $\tilde{\eta}_{0T} = \eta_{0T} / \eta_{0K}$; η_{0T}, η_{0K} - термические КПД теплофикационной и конденсационной частей цикла с расходами пара G_T и G_K . Если КНД ДПТУ образует ПТУ смешанного типа, то из (10) и (13) можно найти

$$\frac{\Delta\eta_0/\eta_0}{\Delta\eta_{\Sigma}/\eta_{\Sigma}} = 1 + \frac{\bar{G}_D \ell_D / \ell_K}{1 - \alpha_T (1 - \tilde{\eta}_{0T})}. \quad (14)$$

Следовательно, в теплофикационной ДПТУ с классическим способом теплофикации падение термического КПД с ростом доли отбора пара замедляется и тем сильнее, чем больше эта доля отбора.

В ДПТУ можно применить и другой способ теплофикации. Для этого в КВД устанавливается, например, дополнительная теплофикационная ветвь этого контура. Точкой разделения расходов пара G_{Π} и G_T может быть точка 7 (см. рис. 2), а точкой соединения питательной воды - точка 16. В этом случае первая секция ТО 13 будет общей для расхода рабочего тела $G_{\Pi T} = (G_{\Pi} + G_T)$. Процесс охлаждения и конденсации пара с расходом G_T будет иметь вид, подобный виду, изображенному на рис. 2. Только вместо охлаждения конденсата в смесителе (см. процесс 14-13) следует рассматривать его охлаждение в теплофикационном ТО, передающем потребителю удельную теплоту q_T . В этом случае из четырех уравнений:

$$\begin{aligned} i_7 - i_6 &= i_6 - i_{17}, \quad i_6 - i_{14} = i_{17} - i_{18}, \\ \ell_{\text{н.д.т}} &= i_{18} - i_{13}, \quad i_4 - i_{13} = q_T / \bar{G}_T \end{aligned} \quad (15)$$

находятся параметры $i_{13}, i_{17}, i_{18}, q_T / \bar{G}_T = Q_T / G_T$, где $\bar{G}_T = (G_T / G_{\Pi})$; Q_T - тепловая мощность, передаваемая потребителю. Коэффициент преобразования дополнительно подведенной теплоты в дополнительную полезную работу в таком цикле ДПТУ равен

$$\eta_{\text{ат}} = \frac{1}{1 + \frac{q_T / \bar{G}_T}{\ell_{\text{д.т}}}} = \frac{1}{1 + \frac{i_6 - i_{16} + \ell_{\text{н.д.т}} + r_{6-7}}{\ell_{\text{д.т}}}}, \quad (16)$$

где $r_{6-7} = (i_7 - i_6)$ - теплота конденсации; $\ell_{\text{д.т}}$ - полезная удельная работа части цикла в КВД с расходом \bar{G}_T ; $\ell_{\text{н.д.т}}$ - удельная работа дополнительного теплофикационного насоса. Термический КПД ДПТУ с дополнительной теплофикационной ветвью равен

$$\eta_{\Sigma T} = \eta_{\Sigma} \left(1 + \bar{G}_T \cdot \frac{\ell_{\text{д.т}}}{\ell_{\Sigma}} \right) / \left(1 + \frac{\eta_{\Sigma}}{\eta_{\text{ат}}} \cdot \bar{G}_T \cdot \frac{\ell_{\text{д.т}}}{\ell_{\Sigma}} \right). \quad (17)$$

При $r_{6-7} \rightarrow 0$, то есть при повышении давления пара в КНД, можно ожидать, что $\eta_{\text{ат}} \rightarrow \eta_{\Sigma}$. В этом случае на значение КПД ДПТУ теплофикация не будет оказывать влияния, так как $\eta_{\Sigma T} \rightarrow \eta_{\Sigma}$.

7. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В двухконтурной ПТУ термический КПД и полезная удельная работа цикла возрастают при повышении давления пара в КНД установки.

2. При частичном вытеснении классической СРТ предлагаемой активной системой путем понижения температуры питательной воды в КНД возрастает полезная удельная работа цикла ДПТУ и уменьшается количество регенеративных подогревателей в классической СРТ.

3. Экономичность и мощность ДПТУ возрастают при применении активной системы промперегрева пара в КНД, в которой подвод низкотемпературной части теплоты к пару в перегревателе осуществляется за счет утилизации теплоты из КВД ДПТУ.

4. Применение классического способа теплофикации в ДПТУ позволяет уменьшить влияние доли теплофикационного отбора пара на термический КПД цикла.

5. При осуществлении теплофикации за счет отбора теплоты от конденсата КВД ДПТУ существуют параметры ее цикла, при которых теплофикация не оказывает влияние на термический КПД цикла.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

ДПТУ - двухконтурная паротурбинная установка;
СРТ - система регенерации теплоты;
КВД, КНД - контуры высокого и низкого давления;
ПВД, ПНД - подогреватели высокого и низкого давления;
ТО - теплообменник;

G_D, G_{Π} - расходы пара в КВД и КНД;

G_{Π} - расход пара, циркулирующий в КВД;

G_T - теплофикационный расход пара в КВД;

$\ell_{\text{н.д.}}$ - удельная работа дополнительного насоса;

ℓ_D, ℓ_0 - полезные удельные работы в КВД и КНД;

η_{Σ}, η_0 - термические КПД циклов ДПТУ и ее КНД;

Δt_{i-j} - температурный напор между точками цикла;

q_T, Q_T - удельная теплота и тепловая мощность;

$\eta_{\text{ат}}$ - коэффициент преобразования дополнительно подведенной теплоты в цикл с теплофикацией в дополнительную полезную работу;

$\eta_{\Sigma T}$ - термический КПД теплофикационной ДПТУ.

Индексы:

m - номер точки на T - s диаграмме цикла, номер сечения в схеме ДПТУ;

$m-n$ - два номера двух точек на T - s диаграмме цикла.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Рыжкин В.Я.** Тепловые электрические станции. М.: Энергия, 1976. 448 с.
2. **Щегляев А.В.** Паровые турбины. Кн.1. М.: Энергоатомиздат, 1993. 384 с.