ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПАРОГАЗОВОГО ЦИКЛА В ОБОИХ КОНТУРАХ БИНАРНОЙ УСТАНОВКИ

В. ДЖАМАРДЖАШВИЛИ

Рассмотрена термодинамика нового для практической теплоэнергетики цикла с целью его применения во втором контуре бинарной установки вместо традиционного цикла Ренкина. Показано,что новое сочетание циклов в бинарной установке обеспечивает снижение капвложений и одновременно более высокое значение КПД парогазотурбинной установки при использовании в первом контуре газовых турбин с единичной мощностью не более 25÷35 MBm.

Выполнен сравнительный анализ воздушных циклов второго контура парогазотурбинных установок.

Ключевые слова: *парогазовый цикл*, *бинарная установка*, *номинальный режим*, *паровая турбина*, *конденсатор*, *охлаждение воздуха*.

Современная теплоэнергетика, как известно, преимущественно развивается на основе использования на тепловых станциях установок, работающих комбинированными парогазовыми циклами. При этом в бинарных, как правило, используется сочетание цикл Брайтона/цикл Ренкина, а в контактных - цикл STIG или цикл Ченга, который от цикла STIG отличается наличием конденсатора с целью возвращения в цикл паровой составляющей в продуктах сгорания.

Аналогичное решение (цикл Брайтона/цикл Ренкина) принято и в проекте Гардабанской паро-газотурбинной электростанции с тем отличием, что в камеру сгорания первого контура впрыскивается вода, т.е. первый контур практически работает по парогазовому циклу.

Реализован первый этап проекта - два газотурбинных энергоблока суммарной мощностью 110 МВт (в условиях ISO). Понятно, что в порядке дня стоит вопрос осуществления второго этапа строительства - паротурбинной части, естественно, работающей по циклу Ренкина. В результате КПД станции возрастет от 37 до 50% (в условиях ISO), а установленная мощность составит 150 МВт.

Как известно, эффективное и надежное функционирование энергосистемы любой страны возможно только при наличии эффективных резервных мощностей.

Гардабанская газотурбинная электростанция успешно сочетает функции резервной мощности, тем более что согласно [1] она в потенциале имеет возможность запускаться и выходить на номинальный режим в течение менее 10 мин.

Осуществление пароводяного цикла Ренкина на Гардабанской электростанции увеличит ее эффективность, но, с другой стороны, резко снизит ее маневренность при условии и необходимости быстрого выхода ее на максимальную мощность. Поэтому нам представляется важным иное решение вопроса.

На первый взгляд, представляет интерес рассмотреть вопрос использования сочетания цикл Брайтона/цикл Брайтона (по крайней мере, для газотурбинных установок (ГТУ) небольшой мощности N_{ГТУ}≤ 25÷30 МВт), так как в этом случае отпадает необходимость в использовании паровой турбины высокого давления, конденсатора, работающего под вакуумом и т.п. Вследствие этого существенно

упростится конструкция и эксплуатация комбинированной установки, а также значительно уменьшится стоимость установки второго контура.

Однако при использовании во втором контуре воздушной турбины в простейшем цикле ГТУ из-за относительно высокой температуры сжатия в компрессоре исключается возможность полного использования Q_2 рабочего тела первого контура. Понятно, что избежать указанного можно путем реализации промежуточного охлаждения воздуха при его сжатии в компрессоре. Но это мероприятие точки зрения эффективности не обеспечивает максимально возможное.

Нами предлагается рассмотреть новое для практической теплоэнергетики сочетание циклов в парогазотурбинной установке (ПГТУ), а именно цикл Брайтона/цикл Полетавкина, плюс цикл STIG. Такое сочетание обеспечивает: 1) снижение величины температуры сжатия воздуха в компрессоре второго контура; 2) увеличение мощности и КПД установки второго контура по сравнению с циклом Брайтона во втором контуре; 3) из-за относительно небольшого количества впрыскиваемой воды, вследствие малых величин степени сжатия во втором контуре, отпадает необходимость в использовании конденсатора, наличие которого привело бы к циклу Полетавкина во втором контуре вместо сочетания циклов Полетавкина и STIG.

Суть цикла и контактной парогазотурбинной установки Полетавкина^{*} [2] заключается в охлаждении воздуха в процессе сжатия испарением впрыскиваемой воды и в подаче полученной в компрессоре парогазовой смеси непосредственно в камеру сгорания. Расширение в турбине парогазовой смеси приводит к увеличению ее мощности.

Наибольшая эффективность цикла [2] достигается при больших степенях сжатия: $\pi = (P_1/P_2) = 30 \div 300$. При применении же цикла [2] во втором контуре ПГТУ из-за отсутствия камеры сгорания, и следовательно, относительно малых значений подогрева воздуха в утилизационном теплообменнике исключается возможность реализации максимальных величин КПД, вследствие, как отметили, малых величин степени сжатия, но в теплоэнергетике даже малые положительные "возмущения" в преобразовательных процессах могут привести к значительному в годовом разрезе снижению суммарного расхода топлива на электростанции.

На рис.1 представлена принципиальная схема комбинированной электростанции, работающая по способу преобразования энергии согласно сочетанию вышеназванных циклов, а на рис. 2 - цикл второго контура в координатах T-S.

На примере Гардабанской газотурбинной электростанции первый контур комбинированной электростанции содержит ГТУ типа "Твинпак", т.е. энергоблок с двумя газовыми турбинами типа FT8-1, каждая мощностью 27,5 МВт (в условиях ISO).

^{*} Впрыск воды в компрессор впервые был применен на самолетных силовых агрегатах для форсировки тяги двигателя, однако для стационарных энергетических установок, а конкретно для ПГТУ, охлаждение воздуха при его сжатии испарением впрыскиваемой воды, впервые был предложен П.Г.Полетавкиным [1].



Рис. 1. Принципиальная схема парогазотурбинной установки при сочетании циклов: Брайтона с инжекцией воды/Полетавкина без охладителя с конденсатором. Первый контур: 1 - компрессор воздуха;2 - приводная газовая турбина; 3 - силовая газовая турбина; 4 - камера сгорания; 5 - дымовая труба; 6 - электрогенератор; 7 - топливо; 8 - впрыск воды; 9 - межконтурный теплообменник.

Второй контур: 10 - компрессор воздуха; 11 - турбодетандер (воздушная турбина); 12 - труба отработанногоо воздуха; 13 - электрогенератор; 14 - цех водоподготовки; 15 - впрыск воды



Рис. 2. Т-S - диаграмма цикла второго контура ПГТУ: 3-4' - действительный процесс сжатия влажного воздуха в компрессоре 10; 4'-1 - подогрев паровоздушной смеси в теплообменнике 9; 1-2' - действительный процесс расширения паровоздушной смеси в воздушной турбине 11 (в точке 2' выброс паровоздушной смеси в атмосферу)

Термодинамический анализ парогазового цикла, в том числе, в первую очередь, определение работы турбины на парогазовой смеси во вотором контуре установки "существенно можно упростить, если считать, что теплосодержание и теплоемкость перегретого пара, входящего в смесь, зависят только от температуры" [3]. В этом случае расчет расширения парогазовой смеси сводится к расчету расширения каждого компонента в отдельности, но при тех же параметрах состояния [3-5].

Изоэнтропийная работа расширения воздуха

$$U_{SB} = i_{1B} - i_{2B} = C_{PB}(T_1 - T_{2B});$$
(1)

соответственно для перегретого пара

$$l_{\rm S\Pi} = i_{\rm I\Pi} - i_{\rm 2\Pi} = C_{\rm P\Pi} (T_1 - T_{\rm 2\Pi}),$$
 (2)

в которых i_{1B} и $i_{1\Pi}$ соответственно энтальпия воздуха и пара при T_1 ; i_{2B} и $i_{2\Pi}$ - энтальпия воздуха и пара соответственно при T_{2B} и $T_{2\Pi}$; C_{PB} и $C_{P\Pi}$ - соответственно удельная теплоемкость воздуха и пара.

Изоэнтропийная работа расширения паровоздушной смеси

$$l_{\text{SCM}} = l_{\text{SB}} + d_{\Pi} l_{\text{SH}}, \quad \kappa Д ж/кг.сух.возд.,$$
 (3)

где $d_{\Pi} = G_{\Pi}/G_B$ - отношение веса пара, входящего в смесь, к весу воздуха или паросодержание.

Для изоэнтропийного процесса, как известно из термодинамики, отношение температур определяется соотношением

$$\Gamma_{2i}/\Gamma_{1} = (\mathbf{P}_{2i}/\mathbf{P}_{1i})^{(\text{Ki-1})/\text{Ki}}, \qquad (4)$$

где в нашем случае P_{2i} и P_{1i} - парциальные давления.

С учетом (4) из (1) и (2) получим, что

$$l_{\rm SB} = C_{\rm PB} T_1 \left[1 - \left(\frac{P_{2B}}{P_{1B}} \right)^{(K_{\rm B} - 1)/K_{\rm B}} \right];$$
(5)

$$U_{\rm SII} = C_{\rm PII} T_{\rm I} \left[1 - \left(\frac{P_{\rm 2II}}{P_{\rm III}} \right)^{(K_{\rm II} - 1)/K_{\rm II}} \right], \tag{6}$$

или, так как $P_{1B}=P_1-P_{1\Pi}$ и $P_{2B}=P_2-P_{2\Pi}$,

$$U_{\rm SB} = C_{\rm PB} T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2 - P_{2\Pi}}{P_1 - P_{1\Pi}} \right)^{(K_{\rm B} - 1)/K_{\rm B}} \right].$$
(7)

Парциальное давление пара:

$$P_{in} = \frac{P_i}{1 + [(R_B / R_{\Pi}) / d_{\Pi}]} = \frac{P_i}{1 + (0.622 / d_{\Pi})},$$
(8)

где R_B и R_П - соответственно газовая постоянная воздуха и перегретого пара.

Таким образом, задаваясь параметрами P_1 , T_1 , P_2 и d $_{\Pi}$, с помощью вышеприведенных соотношений определяем изоэнтропийную работу паровоздушной смеси l_{SCM} .

В действительном процессе самостоятельного расширения воздуха и перегретого пара соответствующие работы расширения будут:

$$l_{\rm B} = l_{\rm SB} \eta_{\rm oi}, \ (9) \quad {\rm M} \quad l_{\rm \Pi} = l_{\rm \Pi} \eta_{\rm oi}, \ (10)$$

где η_{oi} - относительный внутренний КПД турбины.

При этом температура в конце действительных процессов расширения определяется соотношениями:

для воздуха:

$$T_{2'B} = T_1 - \eta_{0i} (T_1 - T_{2B}), \tag{11}$$

для перегретого пара:

$$T_{2'\Pi} = T_1 - \eta_{0i} (T_1 - T_{2\Pi}).$$
(12)

Действительная работа расширения паровоздушной смеси

$$l_{\rm CM} = l_{\rm B} + \mathbf{d}_{\Pi} l_{\Pi} \,. \tag{13}$$

Соответственно внутренний КПД ПГТУ

$$\eta_{i} = \frac{l_{\rm CM} - l_{\rm K}}{q_{1}},\tag{14}$$

где *l*_K - действительная работа сжатия паровоздушной смеси в компрессоре ПГТУ; q₁ - удельная величина теплоты, подведенная к циклу.

Определение величины *l*_к является ключевым для рассматриваемого паровоздушного цикла, тем более что ее величина определяется поэтапно [2].

Параметры на входе в компрессор: температура T₃=288,15K; давление P₂=1,033 кгс/см²; относительная влажность всасываемого воздуха ϕ =60%; КПД компрессора с впрыском воды η_{K} =0,85.

Температура влажного воздуха в конце процесса адиабатного сжатия 3-4 (рис. 2)

$$\mathbf{T}_4 = \mathbf{T}_3 \pi^{(\mathbf{K}_{B\Pi} - 1)/\mathbf{K}_{B\Pi}},\tag{15}$$

где $\pi = a\pi_0 = (P_4/P_2)$ - степень повышения давления в цикле; $\pi_0 = (P_1/P_2)$ - степень понижения давления в цикле; а≈1,05 - коэффициент, учитывающий гидравлическое сопротивление контура установки [2], включая сопротивление межконтурного теплообменника. К_{ВП} - показатель адиабаты сжатия парогазовой смеси с капельками воды - К_{ВП} = 1,08÷1,14 [4].

- При Т₄ из таблицы насыщенного водяного пара [6] определяется парциальное давление водяного пара P_{S4II}=P_{4II}.
- Влагосодержание воздуха в конце адиабатного процесса сжатия 3-4

$$d_4 = 0.622 \frac{P_{4\Pi}}{P_4 - P_{4\Pi}}$$

• Начальное влагосодержание при T_3 и соответствующем T_3 парциальном давлении $P_{S3\Pi}{=}P_{3\Pi}$

$$\mathbf{d}_3 = \mathbf{0.622} \frac{\mathbf{P}_{3\Pi}}{\mathbf{P}_2 - \mathbf{P}_{3\Pi}}$$

 Энтальпия паровоздушной смеси, относящаяся к 1 кг сухого воздуха при Т₃ и Т₄

$$i_3 = i_{3B} + d_3 i_{3\Pi}^{"}$$
, кДж/кг сух.возд.
 $i_4 = i_{4B} + d_4 i_{4\Pi}^{"}$, кДж/кг сух.возд.

 $i_{3\Pi}^{"}$ и $i_{4\Pi}^{"}$ - соответственно энтальпия насыщенного пара при T_3 и T_4 .

• Паросодержание воздуха в конце политропного процесса сжатия 3-4' и соответственно на входе в турбину

(16)

$$\mathbf{d}_{4'} = \mathbf{d}_{1} = \mathbf{d}_{4} + \frac{1 - \eta_{K}}{\eta_{K}} \frac{\mathbf{i}_{4} - \mathbf{i}_{3}}{\mathbf{i}_{4\Pi}^{'} - \mathbf{i}_{\pi}},$$

где i_ж - энтальпия впрыскиваемой воды.

• Количество воды, впрыскиваемой в компрессор;

$$\mathbf{d}_{\mathbf{B}} = \mathbf{d}_{4'} \cdot \mathbf{\phi} \mathbf{d}_3, \quad \mathbf{\kappa} \mathbf{\Gamma} / \mathbf{\kappa} \mathbf{\Gamma} \mathbf{c} \mathbf{y} \mathbf{x} \cdot \mathbf{B} \mathbf{0} \mathbf{3} \mathbf{d}_3.$$

• Энтальпия паровоздушной смеси в конце политропного сжатия 3-4'

$$\mathbf{i}_{4'} = \mathbf{i}_{B4} + \mathbf{d}_{4'}\mathbf{i}_{4\Pi}^{"}, \ \kappa Дж/кг сух.возд.$$

Действительная работа компрессора
 *l*_K = i_{4'} - i₃, кДж/кг сух.возд.

Согласно схеме, приведенной на рис.1, паровоздушная смесь из компрессора поступает в межконтурный утилизационный теплообменник. При нагреве паровоздушной смеси до T₁ ее энтальпия

$$i_1 = i_{1B} + d_4 \cdot i_{1\Pi}, \ \kappa \Box \varkappa / \kappa \Gamma. сух. возд.$$
 (17)

где i_{1П} - энтальпия перегретого пара при T₁ и парциальном давлении пара в точке 1.

Количество теплоты, подведенной к рабочему телу второго контура:

$$\mathbf{q}_1 = \mathbf{i}_1 - \mathbf{i}_{4'}.$$
 (18)

Согласно приведенной методике расчета процесса расширения паровоздушной смеси, конечная температура воздуха и пара при их раздельном расширении не равна действительному значению температуры паровоздушной смеси $T_{2'}$.

Определить T_{2'} можно разными путями. Наиболее наглядно она вычисляется из уравнения смешения виртуальных потоков пара и воздуха:

$$C_{PB}(T_{2'} - T_{2B}) = d_1 C_{P\Pi}(T_{2'} - T_{2\Pi}), \qquad (19)$$

т.е.

$$T_{2'} = \frac{C_{PB} T_{2B} - d_1 C_{P\Pi} T_{2\Pi}}{C_{PB} - d_1 C_{P\Pi}}.$$
 (20)

Приведенные соотношения при допущении, что в процессе сжатия 3-4' сжимается насыщенный влажный воздух, позволяют с достаточной для технических расчетов точностью определить действительную величину работы сжатия увлажняемого в процессе сжатия воздуха, а также величину η_i ПГТУ второго контура.

Сравнительный анализ воздушных циклов второго контура парогазотурбинных установок (ПГТУ)

При рассмотрении цикла во втором контуре ПГТУ определяющим является максимально возможное использование теплоты продуктов сгорания первого контура установки. При допущении, что удельные теплоемкости продуктов сгорания и воздуха приблизительно равны с_{рпр}≈с_{рв}, что вполне приемлемо при сравнительном анализе воздушных циклов и при условии, что величина температурного напора в межконтурном теплообменнике Δt=idem, эффективный КПД бинарного цикла определится соотношением:

$$\eta_{\mathfrak{s}\phi}^{\mathsf{FII}} = \eta_{\mathfrak{s}\phi}^{\mathsf{I}} + (1 - \eta_{\mathfrak{s}\phi}^{\mathsf{I}}) \cdot \eta_{\mathfrak{s}\phi}^{\mathsf{II}} \frac{T_{2\Pi\mathsf{C}} - T_{0\Pi\mathsf{III}}}{T_{2\Pi\mathsf{C}} - T_{0\Pi\mathsf{C}}^{\Pi\mathsf{P}}},$$
(21)

Определим внутренний КПД второго контура при применении в нем простейшего цикла ГТУ, цикла ГТУ со ступенчатым сжатием и предлагаемого цикла.

межконтурного теплообменника при использовании во втором контуре воздушных циклов.

Внутренний КПД простейшего цикла ГТУ:

$$\eta_{i1} = \frac{\tau(1 - 1/\pi^{m}) \cdot \eta_{T} - [(\pi^{m} - 1)/\eta_{K}]}{(\tau - 1) - [(\pi^{m} - 1)/\eta_{K}]}.$$
(22)

Внутренний КПД цикла с двухступенчатым сжатием при степени повышения давления в ступени $\pi_1 = \pi_2$ и $\pi_1 = \sqrt{\pi}$:

$$\eta_{i2} = \frac{(1 - 1/\pi^{m}) \cdot \eta_{T} - [2(\pi^{m/2} - 1)/\tau \cdot \eta_{K}]}{1 - \{[\eta_{K} + (\pi^{m/2} - 1)]/\tau \cdot \eta_{K}\}}.$$
(23)

В (22) и (23) $\pi = P_1/P_2$ - степень повышения давления в цикле; $\tau = T_1/T_3$ - степень повышения температуры в цикле: m=(K-1)/K=0,286; η_T - относительный внутренний КПД воздушной турбины; η_K - внутренний КПД компрессора (компрессоров).

Коэффициент, учитывающий недоиспользование отходящей теплоты первого контура:

$$\eta_{\rm Q} = \frac{T_{\rm 2\Pi C} - (T_{4'} + \Delta t)}{T_{\rm 2\Pi C} - T_{\rm O\Pi C}^{\rm \Pi P}},$$
(24)

где Δt =idem - температурный напор в межконтурном теплообменнике.

В простейшем цикле ГТУ

$$T_{4'} = T_3 \left(1 + \frac{\pi^m - 1}{\eta_K} \right),$$
 (25)

а в цикле с двухступенчатым сжатием

$$\mathbf{T}_{4'} = \mathbf{T}_{3} \left(1 + \frac{\pi^{m/2} - 1}{\eta_{\mathrm{K}}} \right).$$
(26)

На рис. З представлены результаты расчетов ($\eta_i \cdot \eta_Q$)=f(π) сравниваемых циклов при τ = 683K/288K=2,37; η_T =0,88; η_K =0,85 и температурном напоре в межконтурном теплообменнике, ΔT =const=50⁰C. Здесь же представлены результаты расчетов η_i =f(π) предлагаемого цикла при τ =698K/288K=2,42 и ΔT =var, для которого η_Q =1 из-за реализации условия $T_{4'} < T_{OIIC}^{IIP}$ в данном цикле (при $\pi \leq 10$).

Из рис. З видно, что величина КПД предлагаемого цикла во втором контуре ПГТУ значительно выше традиционных циклов во всем диапазоне изменения π . Максимальной величины КПД ПГТУ второго контура достигает в области изменений π =6÷8 и равен $r_i^{max} = 0,274$.



Рис. 3. Зависимость (η_i·η_Q)=f(π): 1 - простейший цикл ГТУ; 2 - цикл с двухступенчатым сжатием; 3 - предлагаемый цикл (для которого η_Q =1)

Эффективный КПД предлагаемого цикла

$$\eta_{\mathbf{b}\phi}^{\mathbf{I}\mathbf{I}} = \eta_{\mathbf{i}}^{\max} \cdot \eta_{\mathbf{\Xi}} \cdot \eta_{\mathbf{\Gamma}} \cdot \eta_{\mathbf{M}\mathbf{\Gamma}},$$

где η_{Σ} - коэффициент, учитывающий потери энергии по тракту установки и на собственные нужды:вход компрессора - вход межконтурного теплообменника - 1%; потери на трение в межконтурном теплообменнике - 4,5%; выхлоп турбины - атмосфера - 0,07 кгс/см²; потери энергии на собственные нужды 1%. Итого η_{Σ} =0,935; η_{Γ} и $\eta_{M\Gamma}$ - соответственно электрический и механический КПД электрического генератора: $\eta_{\Gamma} \cdot \Sigma_{M\Gamma}$ = =0,98·0,99=0,97. С учетом этих величин эффективный КПД ПГТУ второго контура η_{M}^{Π} = 24,8%

Эффективный КПД ГТУ Гардабанской электростанции в условиях ISO равен $r_{3\phi\phi}^{I} = 37\%$, а комбинированной (при цикле Ренкина во втором контуре) согласно проекту "Pratt &Whitney", $\eta_{3\phi\phi}^{EII} = 49.9\%$.

В случае использования предлагаемого цикла вместо цикла Ренкина на Гардабанской электростанции при $\eta_{3\phi}^{II} = 24,8\%$ КПД комбинированной ПГТУ согласно (21), так как в предлагаемом цикле $\eta_Q = 1$, составит:

$$\eta^{\rm BII}_{\scriptscriptstyle 9\varphi\varphi}=\eta^{\rm I}_{\scriptscriptstyle 9\varphi\varphi}+(1-\eta^{\rm I}_{\scriptscriptstyle 9\varphi\varphi})\eta^{\rm II}_{\scriptscriptstyle 9\varphi\varphi}=52,\!6\%\,.$$

Стоимость второго контура при новом для практической теплоэнергетики цикле согласно оценочным расчетам составляет около \$20 млн., что приблизительно в 2 раза меньше по сравнению с использованием во втором контуре ПГТУ цикла Ренкина.

На основе полученных результатов можно заключить, что проект расширения Гардабанской электростанции на основе предлагаемого цикла безальтернативен.

ЛИТЕРАТУРА

- 1. Джамарджашвили В., Дгебуадзе Д., Мхеидзе Б. Рациональное и эффективное проектное предложение по улучшению технико-экономических показателей газотурбинной электростанции г.Гардабани/Энергия. 2010. №3. Тбилиси.
- 2. Полетавкин П.Г. Циклы и тепловые схемы парогазотурбинных установок с охлаждением газа в процессе сжатия испарением впрыскиваемой воды/Теплофизика высоких температур. 1970.№3.
- 3. Зысин В.А. Комбинированные парогазовые установки и циклы.Л.:Госэнергоиздат. 1962.
- 4. Михайловский Г.А. Термодинамические расчеты процессов парогазовых смесей. М.:Л.:Машгиз. 1962.
- 5. Вукалович М.П., Новиков И.И. Термодинамика. М.:Машиностроение. 1972.
- 6. Вукалович М.П., Рывкин С.А., Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара.М.:Изд-во стандартов. 1969.

ВАЖА ДЖАМАРДЖАШВИЛИ, доктор техн.наук, профессор

E-mail: Vazha_j@yahoo.com