

## ОБЩИЙ АНАЛИЗ СИСТЕМНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КОМБИНИРОВАННЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ДЛЯ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЙ

Докт. техн. наук, проф. КАЧАН А. Д., канд. техн. наук, проф. КОПКО В. М.,  
канд. техн. наук КАЧАН С. А.,  
инженеры КОПКО М. В., КРАВЦОВ В. И.

*Белорусский национальный технический университет,  
ГП «Белтрансгаз»*

Объектом исследования являются комбинированные энергетические установки (КЭУ) на газораспределительных станциях (ГРС) в составе турбодетандерных агрегатов (ТДА) и тепловых двигателей (ТД), сбросная теплота которых используется для подогрева газа перед ТДА и при необходимости – за ними. В качестве ТД могут использоваться газотурбинные установки (ГТУ), как это предусмотрено в [1], а также предлагаемые нами газопоршневые двигатели (ГПД) и контактные парогазовые установки (ПГУ). Такие ПГУ с энергетическим впрыском пара, т. е. с полной подачей получаемого в котле-утилизаторе (КУ) пара в камеру сгорания ГТУ, освоены в НПО «Машпроект» (Украина) [2].

Мощность ТДА определяется параметрами работы ГРС, в первую очередь, расходом газа и требуемой степенью его дросселирования или расширения в ТДА  $P_T = p_{1Г}/p_{2Г}$ . Здесь  $p_{1Г}$ ,  $p_{2Г}$  – давление газа перед и за ТДА.

Примем мощность ТДА за единицу, т. е.  $N_{ТДА} = 1$ .

Тогда теплота, требуемая для подогрева газа в схеме ТДА, составит

$$Q_{ПГ} = (N_{ТДА}/\eta_{эм}) \alpha = \alpha/\eta_{эм}, \quad (1)$$

где  $\eta_{эм}$  – электромеханический КПД ТДА, а коэффициент  $\alpha$  может быть как меньше, так и больше 1.

Если энтальпия газа после ТДА с учетом его подогрева  $h_{2Г}$  станет больше, чем энтальпия газа на входе в ТДА  $h_{1Г}$ , то получим  $\alpha > 1$ , и наоборот. При условии равенства  $h_{1Г}$  и  $h_{2Г}$  будем иметь  $\alpha = 1$ .

Для подогрева газа необходимо утилизировать теплоту выбросов ТД в количестве

$$Q_{ут} = \frac{Q_{ПГ}}{\eta_{под}} = \frac{\alpha}{\eta_{эм} \eta_{под}}, \quad (2)$$

где  $\eta_{под}$  – КПД, учитывающий наличие потерь теплоты в подогревателях газа на наружное охлаждение, а также в подогревателях воды газами ТД при применении в схеме КЭУ промежуточного водяного контура.

Приблизительно можно принять  $\eta_{под} \cong 0,98$ .

Величина используемой для подогрева газа теплоты  $Q_{ут}$  составляет от общей величины тепловых потерь ТД  $Q_{пот}$  некоторую долю  $\beta$ .

Если в состав  $Q_{пот}$  включить и электромеханические потери в ТД, то

$$Q_{пот} = N_{ТД} \left( \frac{1}{\eta_{б}^{ТД}} - 1 \right), \quad (3)$$

где  $\eta_3^{\text{ТД}}$  – электрический КПД теплового двигателя.

При определении  $Q_{\text{пот}}$  по (3), очевидно, будем иметь значение  $\beta < 1$ .

Реально достигаемая и технико-экономически обоснованная величина  $\beta$  является одним из основных параметров, определяющих эффективность использования КЭУ.

Имея в виду, что

$$\beta = Q_{\text{ут}}/Q_{\text{пот}}, \quad (4)$$

и учитывая (1) и (3), найдем мощность ТД как

$$N_{\text{ТД}} = \frac{\alpha \eta_3^{\text{ТД}}}{\eta_{\text{эм}} \eta_{\text{под}} \beta (1 - \eta_3^{\text{ТД}})}. \quad (5)$$

При этом суммарная мощность КЭУ, определяемая как сумма мощностей ТДА и ТД, будет равна

$$N_{\text{КЭУ}} = N_{\text{ТДА}} \left( 1 + \frac{\alpha \eta_3^{\text{ТДА}}}{\eta_{\text{эм}} \eta_{\text{под}} \beta (1 - \eta_3^{\text{ТД}})} \right). \quad (6)$$

Так как в КЭУ топливо сжигается только в ТД и теплота используемого топлива

$$Q_{\text{ТД}} = N_{\text{ТД}}/\eta_3^{\text{ТД}}, \quad (7)$$

электрический КПД КЭУ определяем по формуле

$$\eta_{\text{КЭУ}} = \frac{N_{\text{КЭУ}}}{Q_{\text{ТД}}} = \left( 1 + \frac{\alpha \eta_3^{\text{ТД}}}{\eta_3 \eta_{\text{под}} \beta (1 - \eta_3^{\text{ТД}})} \right) \frac{\eta_{\text{эм}} \eta_{\text{под}} \beta (1 - \eta_3^{\text{ТД}})}{\alpha}. \quad (8)$$

Однако  $\eta_{\text{КЭУ}}$  не является однозначным показателем системной эффективности КЭУ. Действительно, при величинах  $\beta > 0,8$  можно иметь очень высокие значения  $\eta_{\text{КЭУ}}$ , но при этом будет уменьшаться величина  $N_{\text{ТД}}$  и технико-экономическая эффективность использования КЭУ при определенных условиях может даже снизиться.

Кроме того, при значениях  $\beta > 1$  из (8) можно получить  $\eta_{\text{КЭУ}} \geq 1$ , что теоретически возможно при глубоком охлаждении выпускных газов ТД и практически полной конденсации содержащихся в них водяных паров, т. е. при использовании высшей теплотворной способности топлива. Однако это противоречит физическому смыслу КПД. Поэтому в общем случае под величиной  $\eta_{\text{КЭУ}}$  следует понимать коэффициент преобразования энергии в сложной схеме КЭУ. При этом с учетом использования потенциальной энергии газа значение коэффициента  $\eta_{\text{КЭУ}} > 1$  будет физически обоснованным.

Более общим показателем системной эффективности КЭУ является экономия топлива, обеспечиваемая при применении таких установок по сравнению со схемой замещения. В последней в качестве замещающих энергетических установок следует принять наиболее экономичные в настоящее время и планируемые к вводу в Беларуси конденсационные ПГУ.

Тогда экономия теплоты топлива за счет применения КЭУ находится как

$$Q_{\text{эк}} = N_{\text{КЭУ}}/\eta_{\text{ПГУ}} - Q_{\text{ТД}}, \quad (9)$$

где  $\eta_{\text{ПГУ}}$  – КПД замещающей ПГУ.

С учетом (6) и (7) выражение (9) при  $N_{\text{ТДА}} = 1$  преобразуется к виду

$$Q_{\text{эк}} = \left( 1 + \frac{\alpha \eta_3^{\text{ТД}}}{\eta_{\text{эм}} \eta_{\text{под}} \beta (1 - \eta_3^{\text{ТД}})} \right) \frac{1}{\eta_{\text{ПГУ}}} - \frac{\alpha}{\eta_{\text{эм}} \eta_{\text{под}} \beta (1 - \eta_3^{\text{ТД}})}. \quad (10)$$

По (6) и (10) можно рассчитать мощность КЭУ и обеспечиваемую за счет ее использования системную экономию теплоты топлива при заданной мощности ТДА  $N_{\text{ТДА}}$  и конкретных условиях работы КЭУ.

В табл. 1 приведены результаты расчета показателей работы КЭУ при мощности  $N_{\text{ТДА}} = 1$  МВт;  $\eta_{\text{эм}} = 0,96$ ;  $\eta_{\text{под}} = 0,98$ ;  $\alpha = 1$  для случаев  $\eta_3^{\text{ТД}} = 0,29$  и  $0,43$  и величины  $\eta_{\text{ПГУ}} = 0,52$  в зависимости от значения степени утилизации потерь теплоты  $\beta$  в ТД.

Таблица 1

$\beta$	КПД ТД $\eta_3^{\text{ТД}}$			
	0,29		0,43	
	$N_{\text{ТД}}, \text{МВт}$	$Q_{\text{эк}}, \text{МВт}$	$N_{\text{ТД}}, \text{МВт}$	$Q_{\text{эк}}, \text{МВт}$
0,2	2,171	-1,388	4,01	0,309
0,4	1,085	-0,268	2,0	1,116
0,6	0,723	0,819	1,336	1,385
0,8	0,543	1,095	1,0	1,52
0,9	0,482	1,187	0,89	1,564
0,95	0,457	1,226	0,844	1,583
1,0	0,434	1,261	0,8	1,6

Результаты расчетов иллюстрируют рис. 1 и 2.

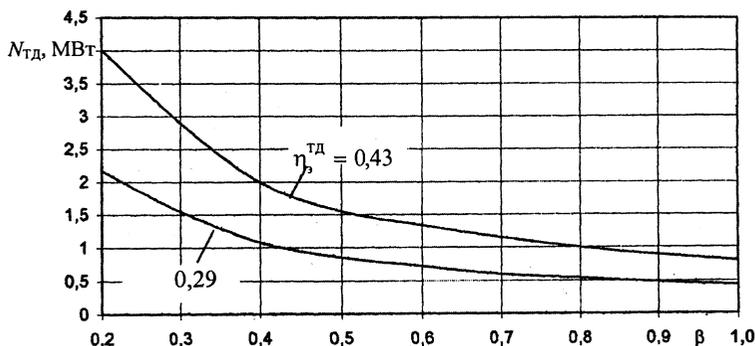


Рис. 1. Мощность теплового двигателя в зависимости от степени утилизации сбросной теплоты

Принятое значение  $\eta_3^{\text{ТД}} = 0,29$  характерно для ГТУ небольшой мощности, в частности такой КПД имеет ГТУ типа ГТД-2,5 НПО «Машпроект» мощностью по ISO 2,85 МВт.

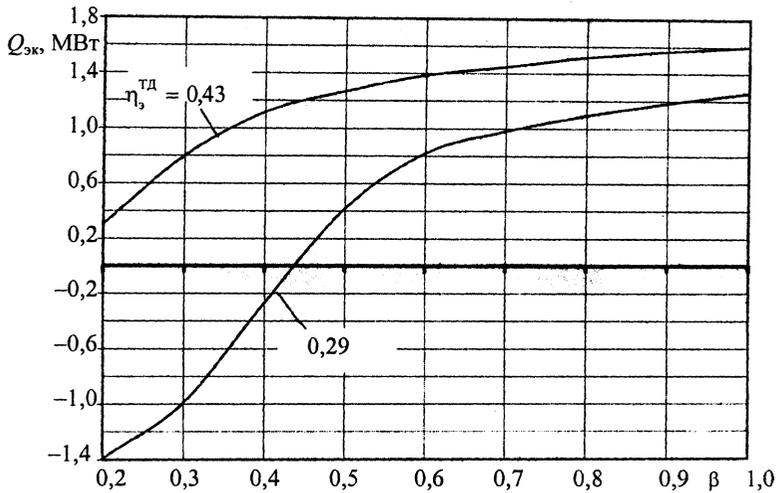


Рис. 2. Экономия теплоты против схемы замещения в зависимости от степени утилизации сбросной теплоты теплового двигателя

КПД, равный 0,43, характерен для современных ГПД, а также достижим для контактных ПГУ [3].

Как видно, системная эффективность КЭУ существенно зависит от электрического КПД двигателя  $\eta_3^{\text{ТД}}$ . При  $\beta = 0,8$  и  $\eta_3^{\text{ТД}} = 0,43$  экономия теплоты  $Q_{\text{эк}}$  превышает 1,5 МВт (на 1 МВт мощности ТДА) и больше, чем при  $\eta_3^{\text{ТД}} = 0,29$ , почти в 1,5 раза.

Одновременно при увеличении  $\eta_3^{\text{ТД}}$  существенно возрастает мощность теплового двигателя. При указанных условиях и  $\eta_3^{\text{ТД}} = 0,43$  она составляет 1 МВт против 0,543 МВт в случае применения в качестве теплового двигателя обычных ГТУ, т. е. больше практически вдвое.

Увеличение мощности теплового двигателя важно не только с точки зрения тепловой экономичности, но и упрощает подбор двигателя при ограниченной мощности ТДА, а также снижает удельную стоимость теплового двигателя. В результате дополнительно повышается технико-экономическая эффективность применения КЭУ.

Таким образом, предлагаемое нами использование в схемах КЭУ ГПД или контактных ПГУ дает значительные преимущества по сравнению с применением обычных ГТУ.

Системные показатели КЭУ существенно зависят также от величины коэффициента  $\alpha$ . В соответствии с (5) зависимость  $N_{\text{ТД}}$  от  $\alpha$  является прямо пропорциональной и описывается уравнением

$$N_{\text{ТД}} = N_{\text{ТД}0}\alpha, \quad (11)$$

где  $N_{\text{ТД}0}$  – мощность теплового двигателя по (5) при  $\alpha = 1$ .

Зависимость экономии теплоты топлива против схемы замещения от  $\alpha$  при фиксированном значении других факторов, входящих в (10), также является близкой к линейной. Такая зависимость  $Q_{\text{эк}} = f(\alpha)$ , полученная расчетом по (10) при  $\eta_{\text{эм}} = 0,96$ ;  $\eta_{\text{под}} = 0,98$ ;  $\beta = 0,8$  и  $\eta_3^{\text{ТД}} = 43\%$ , приведена на

рис. 3. Как видно, с уменьшением  $\alpha$  значение  $Q_{\text{эк}}$  возрастает. Это объясняется снижением доли теплоты сжигаемого в ТД топлива по отношению к используемой в ТДА потенциальной энергии.

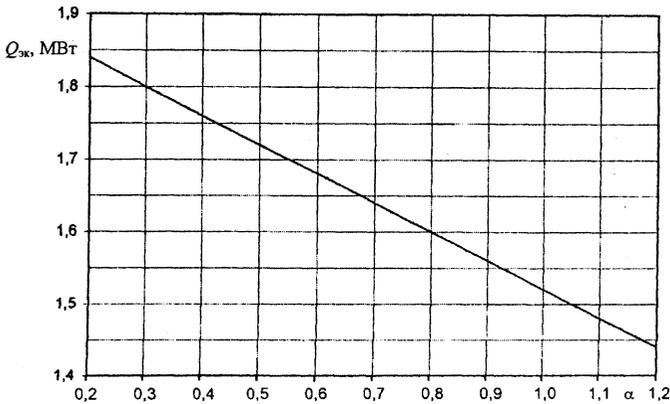


Рис. 3. Экономия теплоты против схемы замещения в зависимости от  $\alpha$  при мощности ТДА 1 МВт

Однако расчеты по (10) не учитывают изменение температуры и соответственно теплотворной способности газа, подаваемого к потребителям. При этом влияющими факторами является не только температура газа после ТДА  $t_{2г}$ , но и изменение ее в результате теплообмена газа с окружающей средой в газопроводах от ТДА к потребителям, а также преодоления сопротивления при транспорте газа. В результате температура газа у потребителя будет зависеть от средней температуры грунта  $t_{гр}$  на глубине заложения газопровода, равной примерно 0,8 м, а также расхода газа  $G_r$ .

Поэтому фактическая, приведенная к реальным условиям работы ГРС и газопроводов к потребителям величина экономии теплоты  $Q_{\text{эк}}^{\text{пп}}$  должна определяться как

$$Q_{\text{эк}}^{\text{пп}} = Q_{\text{эк}j} \pm \Delta Q_r(t_{гр}, t_{2г}, G_r), \quad (12)$$

где  $Q_{\text{эк}j}$  – значение экономии теплоты по (10) при  $j$ -м значении  $\alpha$ ;  $\Delta Q_r$  – изменение подвода теплоты к газу в газопроводе к потребителям, определяемое разностью температуры грунта и газа после ТДА, а также расходом газа потребителям.

Очевидно, что при  $t_{гр} > t_{2г}$  величина  $\Delta Q_r$  будет подставляться в (12) со знаком «+», и наоборот.

Предварительный анализ показал, что для достаточно длинных газопроводов от ТДА к потребителям с учетом получения максимальной тепловой экономичности (максимизации величины  $Q_{\text{эк}}^{\text{пп}}$ ) ТДА следует использовать с предельно низкой по условиям предупреждения выпадения гидратов температурой  $t_{2г} \cong -(15...20) \text{ }^\circ\text{C}$ . При этом, разрабатывая схему КЭУ, можно ограничиться подогревом газа только перед ТДА. Однако в данном случае значение  $\alpha$  в зависимости от условий работы ГРС может снижаться до 0,5...0,7. В результате уменьшится мощность ТД и возрастет его удель-

ная стоимость так, что такой режим работы КЭУ из технико-экономических соображений может стать невыгодным. Кроме того, может усложниться выбор ТД из существующего их типоразмера.

Таким образом, значение  $\alpha$  является важным параметром, подлежащим технико-экономической оптимизации при выборе схемы и характеристик КЭУ.

На предварительном этапе анализа системной эффективности применения КЭУ на конкретных ГРС можно исходить из условия равенства температуры газа после ТДА и ГРС для исходной (без установки ТДА) схемы.

Технико-экономической оптимизации подлежит также степень использования сбросной теплоты ТД  $\beta$ . Как было показано выше, для случая применения ТД с достаточно высоким значением  $\eta_{\text{ТД}}$  на уровне 42...43 % при увеличении  $\beta$  в диапазоне 0,8...1,0 экономия теплоты  $Q_{\text{эк}}$  изменяется не существенно, примерно на 5 %.

В то же время увеличение  $\beta$  приводит к следующим отрицательным последствиям:

- во-первых, снижается мощность ТД и возрастает его удельная стоимость;
- во-вторых, увеличиваются поверхность утилизационных установок и их стоимость.

Поэтому при конкретных условиях работы КЭУ должна быть определенная технико-экономически оптимальная величина  $\beta$ , по предварительным оценкам близкая к 0,8. Такую степень использования теряемой в ТД теплоты можно обеспечить при использовании в качестве ТД как ГПД, так и контактных ПГУ.

Проведенный анализ показал, что в первом случае для достижения  $\beta \cong 0,8$  достаточно охладить выпускные газы ГПД в водогрейном КУ примерно до 60 °С, не прибегая к конденсации водяных паров, образующихся в газе за счет водорода топлива и влагосодержания атмосферного воздуха.

В случае использования контактных ПГУ с полным энергетическим впрыском пара в камеру сгорания (КС) ГТУ для достижения величины  $\beta \cong 0,8$  потребуются конденсация до 90 % водяных паров, вводимых дополнительно в КС, и соответственно охлаждение газов примерно до 40 °С. Технически в схемах КЭУ это достижимо.

Однако при применении контактных ПГУ для снижения затрат на подготовку обессоленной воды для восполнения потерь конденсата в цикле следует обеспечивать полную конденсацию дополнительно вводимых в КС ГТУ водяных паров [4]. С этой целью в контактных ПГУ типа «Водолей» НПО «Машпроект» предусматриваются смешивающие конденсаторы водяных паров, работающие на циркуляционной воде [3].

Очевидно, что при оптимизации схем КЭУ с такими ПГУ выгодным может быть частичное использование теплоты конденсации водяных паров для подогрева газа перед и за ТДА, а частично – отдавать ее охлаждающей циркуляционной воде.

Удельный расход топлива на выработку электроэнергии в КЭУ находится как

$$b_{\text{кэу}} = 0,123/\eta_{\text{кэу}}, \text{ кг у. т./}(\text{кВт} \cdot \text{ч}), \quad (13)$$

где электрический КПД КЭУ  $\eta_{\text{кэу}}$  определяется по (8).

Значение  $b_{КЭУ}$  может также определяться через обеспечиваемую экономию теплоты топлива  $Q_{эк}$  по формуле, записываемой для единичной мощности ТДА в виде

$$b_{КЭУ} = \frac{0,123 (1 + N_{ТДА}) - Q_{эк} \cdot 0,123}{\eta_{ПГУ} (1 + N_{ТД})}. \quad (14)$$

Результаты расчетов  $b_{КЭУ}$  по этим формулам должны быть совпадающими.

Действительно, при условиях построения рис. 1, 2 и значении  $\beta$ , равном, например, 0,8, по (8) имеем  $\eta_{КЭУ} = 0,86$  и соответственно из (13)  $b_{КЭУ} = 0,143$  кг у. т./кВт · ч.

Так как при этом из табл. 1 имеем  $N_{ТД} = 1$  МВт и  $Q_{эк} = 1,52$  МВт, при КПД замещающей ПГУ  $\eta_{ПГУ} = 0,52$  из (14) также получаем величину  $b_{КЭУ} = 0,143$  кг у. т./кВт · ч.

По данным строительства турбодетандерной установки на Лукомльской ГРЭС, а также по стоимости имеющихся ГПД и контактных ПГУ удельные капитальные вложения в КЭУ можно оценить на уровне 500 у. е./кВт. При этом с учетом найденных значений  $b_{КЭУ}$  и тарифа на электроэнергию 35 у. е./(МВт · ч), стоимости топлива 50 у. е./т у. т. и 6500 ч в год использования мощности КЭУ срок их окупаемости составит около 8 лет.

## ВЫВОДЫ

1. Использование для подогрева газа в предлагаемых для ГРС комбинированных энергетических установках с турбодетандерными агрегатами сбросной теплоты газопоршневых двигателей или контактных ПГУ позволяет существенно повысить системную эффективность КЭУ по сравнению с вариантом применения обычных ГТУ.

2. Выбор мощности и степени утилизации сбросной теплоты газопоршневых двигателей или контактных ПГУ для конкретных условий работы ГРС является оптимизационной технико-экономической задачей.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Пат. 2009389 Россия. Газораспределительная станция с энергетической установкой. – В. Н. Шпак. – Бюл. № 5, 1994.
2. Кривуца В. А., Кучеренко О. С., Дудкина И. Н. Параметрический анализ термодинамического цикла КППТУ «Водолей» // Известия инженерных наук Украины. – 1999. – Вып. 1. – С. 155–159.
3. Результаты испытания двигателя ДА 90 № 3 с энергетическим впрыском пара / НПО «Машпроект». – Николаев, 1990. – 16 с.
4. Некоторые проблемы использования воды и водоподготовки на ПГУ с впрыском пара / Ю. А. Зейгарник, И. Л. Мостинский, Э. А. Цалко // Теплоэнергетика. – 1995. – № 12. – С. 53–60.

Представлена кафедрой  
теплогасоснабжения и вентиляции

Поступила 30.10.2003