

А. М. МКРТЧЯН

К АНАЛИЗУ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ГАЗОТУРБИННЫХ И ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

В статье исследуется возможность применения коэффициентов энергетической и энергоэкономической ценности тепла при анализе тепловых схем газотурбинных (ГТУ) и парогазовых (ПГУ) установок.

1. Применительно к обычной ГТУ с регенератором коэффициент энергоценности (к. э.) и энергоэкономической ценности тепла можно выразить следующими зависимостями:

$$\left(\frac{Q_{\text{ГТУ}}}{Q_{\text{ГТУ}}}\right)^{\text{к. э.}} = \frac{\Delta Q_{\text{топл.}}}{\Delta Q_{\text{ГТУ}}} = \frac{\Delta Q_{\text{ГТУ}} - \Sigma \Delta Q_{\text{пот.}}}{\Delta Q_{\text{ГТУ}}}; \quad (1)$$

$$\epsilon = \epsilon_{\text{ГТУ}}^{\text{к. э.}} - \frac{Q_{\text{ГТУ}} \cdot \Sigma \Delta Z_p}{C_{\text{топл.}} \cdot h_{\text{топл.}} \cdot \Delta Q_{\text{ГТУ}}}; \quad (2)$$

где $\epsilon_{\text{ГТУ}}^{\text{к. э.}}$ — среднее значение к. э. тепла уходящих газов ГТУ;

$\Delta Q_{\text{ГТУ}}$ — количество тепла отработавших газов ГТУ, утилизируемого при повышении степени регенерации;

$\Delta Q_{\text{пот.}}$ — потери тепла вследствие затрат энергии на преодоление гидравлических сопротивлений теплообменника;

$C_{\text{топл.}}$ — расчетная стоимость топлива, $\frac{\text{руб.}}{\text{т. у. т.}}$;

Z_p — расчетные затраты, $\frac{\text{руб.}}{\text{год}}$.

Расчеты по определению к. э. и энергоэкономической ценности тепла уходящих газов ГТУ были проведены для двух вариантов схем ГТУ: с простым регенеративным циклом (применительно к ГТУ—35—700 ХТЗ) и с циклом с промежуточным охлаждением воздуха (применительно к ГТУ—25—700 ЛМЗ).

Расчеты проведены для ГТУ с пластинчатыми регенераторами типа НЗЛ, выпускаемые ленинградским заводом им. Ленина, при постоянной степени сжатия ($\pi = \text{const}$) и переменной степени регенерации ($\pi = \text{var}$). Топливом для обеих установок был принят природный газ Ставропольского месторождения с $Q_{\text{Г}}^{\text{н}} = 8489 \text{ ккал/м}^3$. Для каждого варианта значения степени регенерации определялись оптимальные падения давления в регенераторе по методике, описанной в [1]. Стоимость 1 м² поверхности регенератора принята 21,2 руб. Чтобы обе

схемы были сопоставимы, температура перед газовой турбиной ГТ-35 принята равной начальной температуре ГТ-25, т. е. 700°C, а также приняты сопоставимые значения внутренних к. п. д. турбины и компрессора.

Таблица 1

Наименование величин	Базисные обозначения	Тип установки				
		ГТ-25—700 (ЛМЗ)				
		ГТ-35—700 (НТЗ)				
Степень регенерации	μ	0,55	0,65	0,70	0,75	0,78
Степень сжатия	ϵ	9,77	9,77	9,77	9,77	9,77
		6,42	6,41	6,41	6,41	6,41
Суммарные относительные потери давления в регенераторе в %	$100 \frac{\Delta P}{P}$	3,00	2,82	2,67	2,43	2,26
		3,17	3,01	2,87	2,61	2,45
Кoeffициент полезного действия установки	η_c	0,247	0,255	0,258	0,264	0,266
		0,221	0,227	0,232	0,236	0,239
Поверхность нагрева регенератора в схеме ПГУ, м ²	$F_{\text{рег.}}$	1986	3557	4967	7076	8993
		2361	4220	5881	8362	10605
Средний коэффициент утилизуемого тепла	$\xi_{\text{ут}}$	0,892	0,882	0,878	0,873	
		0,906	0,897	0,891	0,888	
Средний энергoэкономический коэффициент	ξ	-0,608	-0,403	-0,097	-0,210	
		-0,632	-0,486	-0,255	-0,279	
Температура уходящих газов за регенератором ГТУ, °C	t_k	250	244	226	217	213
		314	298	288	280	276

Результаты расчетов, приведенные в табл. 1, показывают, что к. э. тепла при принятых оптимальных падениях давления получается весьма высоким. Вместе с тем, коэффициент энергoэкономической ценности тепла резко падает в области высоких значений степени регенерации. Из таблицы видно, что ξ принимает отрицательное значение в пределах степеней регенерации $\mu = 0,75—0,78$. Это значит, что для этих установок невыгоднейшая степень регенерации не выше 0,76. Резкое повышение поверхностей нагрева (почти в 3,5 раза) в диапазоне $\mu = 0,55—0,75$ можно объяснить тем, что принятая методика расчета [1] предусматривает значительное снижение скоростей газов и воздуха (при повышении степени регенерации). При степени регенерации $\mu = 0,75$ средние скорости по газу и по воздуху получаются близкими к значениям скоростей, принятым в пластинчатых регенераторах ГТУ типа ГТ—700—5 (НЗЛ). Из приведенных геометрических размеров регенератора применительно к схеме ГТУ—35—700 имеем:

Степень регенерации	0,55 — 0,75
Ширина, м	0,65 — 1,41
Фронтальное сечение, м ²	23 — 34

Отсюда видно, что при регенераторах данного типа не длина, а большие фронтальные сечения будут определять условия компоновки и габариты регенеративной установки; что условия компоновки могут заставить повысить принятые расчетные значения скоростей газов и воздуха.

2. Ниже рассматривается схема теплоиспользования отработанных газов ПГХ (рис. 1) и применительно к экономайзеру первой ступени (ЭК-I) выводится расчетная формула для определения к. э. тепла

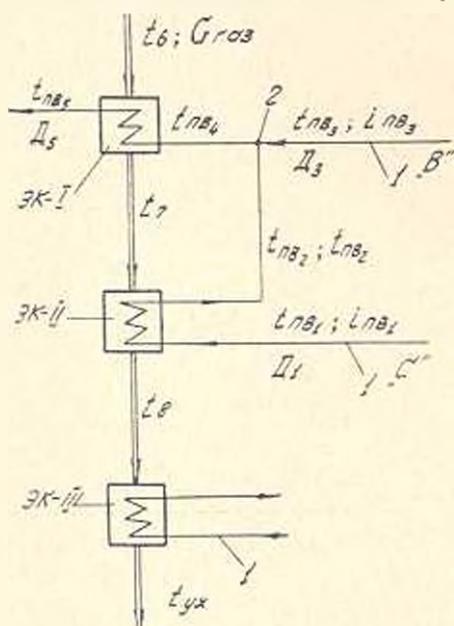


Рис. 1. Схема параллельного подогрева питательной воды в экономайзерных ступенях в парогазовой установке. 1 — поступление питательной воды из системы регенерации; 2 — точка смешения параллельно нагреваемых потоков.

уходящих газов. Предполагается, что питательная вода после подогрева и регенеративных подогревателей и в экономайзерах второй и третьей ступени смешивается в точке 2, а затем поступает в ЭК-I ступени, где происходит подогрев всего конденсата уходящими газами. Изменением температуры уходящих газов за ЭК-I ступени t_1 можно увеличить количество утилизируемого тепла ΔQ_{11} , что сказывается на режимах работы и характеристиках тепловой схемы следующим образом. При сохранении неизменной температуры в точке смешения (точка 2) двух потоков воды изменяется соотношение расходов параллельно подогреваемых потоков в линиях В и С, что приводит к изменению расхода пара из отборов турбины. В связи с этим при неизменном расходе топлива на парогенератор увеличивается расход острого пара или питательной воды, что приводит к изменению мощности паровой ступени;

возрастанию потери давления газового тракта, что в свою очередь влияет на полезную работу газовой ступени; уменьшению расхода воды через ЭК-II ступени. Увеличение расхода острого пара или питательной воды и уменьшение расхода конденсата через ЭК-II можно получить из общего теплового баланса парогенератора и ЭК-III до и после утилизации тепла. В результате получаем:

$$\Delta D_{пв} = \frac{\Delta Q_{11}^{т-1} + \Delta Q_{11}}{t_6 + \gamma \Delta t_{пв} - t_{пв}}; \quad (3)$$

$$\Delta D_{\text{ЭЭ}}^{\text{пр}} = - \frac{\Delta Q_{\text{ЭЭ}}^{\text{пр}}}{(i_{\text{пр.г.}} - i_{\text{пр.в.}})} \quad (4)$$

где $\Delta Q_{\text{ЭЭ}}^{\text{пр}}$ — количество дополнительно утилизируемого тепла за счет углубления охлаждения газов в э.к.—1;

$\Delta Q_{\text{г.}}$ — количество тепла, идущего на преодоление гидравлических сопротивлений за счет этого углубления.

Изменение мощности паровой ступени определяется из полного дифференциала функции $D_{\text{пр}} = f(N^{\text{пр}}; \Sigma Q_{\text{от.г.}})$, который имеет следующий вид:

$$\Delta N^{\text{пр}} = \frac{\Delta Q_{\text{от.г.}} (1 - \xi_{\text{от.г.}}^{\text{пр}}) + \Delta Q_{\text{г.}}}{q_{\text{пр}}^{\text{пр}}} \quad (5)$$

где $q_{\text{пр}}^{\text{пр}}$ — удельный расход паротурбинной установки с нормально развитой регенерацией;

$\xi_{\text{от.г.}}^{\text{пр}}$ — среднее значение к. э. тепла вытесняемых отборов паровой ступени [2, 3, 4].

Величина $\xi_{\text{от.г.}}^{\text{пр}}$ можно определить по средневзвешенным выражениям или по среднеарифметическим:

$$(\xi_{\text{от.г.}}^{\text{пр}})_{\text{ср}} = \frac{\Sigma (i_{\text{от.г.}}^{\text{пр}} - q_{\text{от.г.}}^{\text{пр}}) D_i}{\Sigma (i_{\text{от.г.}}^{\text{пр}} - q_{\text{от.г.}}^{\text{пр}}) D_i} ; \quad (\xi_{\text{от.г.}}^{\text{пр}})_{\text{ар}} = \frac{\Sigma \xi_i}{n}$$

где n — число вытесняемых отборов, подключенных к регенеративным подогревателям на линии В. Изменение мощности газовой ступени учитывается следующим выражением:

$$\Delta N^{\text{г.}} = - 0,0115 \Delta Q_{\text{г.}} \quad (6)$$

С учетом (5) и (6) общее изменение мощности парогазовой установки будет иметь вид:

$$\Delta N^{\text{пр.г.}} = \Delta N^{\text{пр}} + \Delta N^{\text{г.}} = \frac{\Delta Q_{\text{от.г.}} (1 - \xi_{\text{от.г.}}^{\text{пр}})}{q_{\text{пр}}^{\text{пр}}} - \Delta Q_{\text{г.}} \left(\frac{1}{860} - \frac{1}{q_{\text{пр}}^{\text{пр}}} \right) \quad (7)$$

На основании (2), учитывая изменение мощности ПГУ согласно (7), получим следующее выражение к. э. тепла уходящих газов для ЭК—1

$$\xi_{\text{ЭЭ}}^{\text{пр}} = \frac{\gamma_{\text{пр}} \gamma_{\text{пр.г.}} [(1 - \xi_{\text{от.г.}}^{\text{пр}}) - \Delta Q_{\text{г.}} \Delta Q_{\text{от.г.}} \left(\frac{1}{\gamma_{\text{пр}}} - 1 \right)]}{1 + \frac{\Delta Q_{\text{г.}}}{860} \cdot \gamma_{\text{пр}} (1 - \xi_{\text{от.г.}}^{\text{пр}})} \quad (8)$$

где $\frac{\gamma_{\text{пр}}}{\gamma_{\text{пр.г.}}} = \frac{q_{\text{пр.г.}}}{q_{\text{пр}}}$ — экономия в удельном расходе тепла, обеспечиваемая парогазовым циклом, по сравнению с паротурбинной установкой. Многочисленными исследованиями выявлено, что эта экономия составляет примерно 5—11% и зависит от установленной мощности и параметров сравниваемых схем.

Применительно к конкретной тепловой схеме ПГУ—200—130 на Невинномысской ГРЭС по схеме Центрального котло-турбинного института (ЦКТИ) были проведены расчеты для нескольких значений температур газов за ЭК-I ступени. Результаты расчетов приведены на рис. 2 (кривая 1). Низкие значения

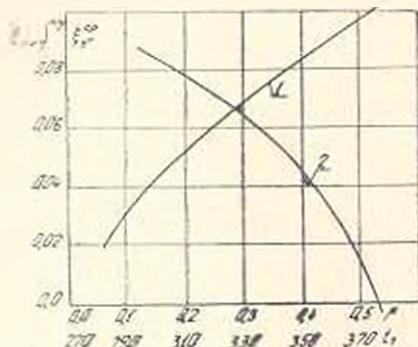


Рис. 2. Кривая зависимости $\varepsilon_{г1}^{сп}$ от $t_{г1}^{сп}$. 1 — Изменение коэффициента энергонеэффективности тепла уходящих газов экономайзера первой ступени в схеме ПГУ с высоконапорным парогенератором.

означают, что изменение степени утилизации тепла в ЭК-I в схеме ПГУ—200—130 не может привести к заметной экономии топлива. Вместе с тем полученные значения для $\varepsilon_{г1}^{сп}$ могут быть использованы при выборе оптимальной температуры газов за ЭК-I. Для этого необходимо учитывать изменение суммарных расчетных затрат в зависимости от степени утилизации тепла в ЭК-I и определить энергоэкономический коэффициент для этой ступени, который будет иметь вид, аналогичный выражению (2).

3. Среди многообразия отечественных и зарубежных парогазовых схем можно отметить значительное количество перспективных тепловых схем, где газоздушный регенератор является неотъемлемой частью газовой ступени. Вместе с тем в некоторых исследованиях [5, 6, 7] указывается, что установка регенератора в схеме ПГУ может привести не к улучшению, а, наоборот, к ухудшению эффективности тепловой схемы. Поэтому исследование вопроса об оптимальной степени регенерации в газовой ступени ПГУ представляет существенный интерес. В процессе исследования необходимо учитывать, что уходящие газы из газовой турбины дополнительно охлаждаются в экономайзерных ступенях. С учетом этого фактора выражение (2) представим в следующем виде:

$$\varepsilon_{г1} = (\varepsilon_{г1}^{сп})_{г1}^{дгу} \cdot \frac{Q_{г1}^{сп} (\Sigma \Delta Z)^{дгу}}{C_{г1}^{сп} h_{г1}^{сп} (\Delta Q_{г1})^{дгу}} \quad (9)$$

где $(\varepsilon_{г1}^{сп})_{г1}^{дгу}$ — энергоэкономический коэффициент утилизируемого тепла в схеме ПГУ;

$(\Sigma \Delta Z)^{дгу}$ — суммарные расчетные затраты по экономайзеру и регенератору в схеме ПГУ.

Множитель $\frac{\Delta t_{г1}}{\Delta t_{г1}}$, в скрытом виде входящий в первое слагаемое (9), учитывающий влияние изменения температуры уходящих газов вследствие изменения температуры газов за газовой турбиной, выведен на основе тепловых балансов ЭК-II и ЭК-III и точки смешения 2 (рис. 3) при условии постоянства поверхностей нагрева и

коэффициента теплопередачи, можно представить в следующем виде:

$$\frac{\Delta t_{yx}}{\Delta t_0} = \frac{d t_{yx}}{d t_0} = \frac{K_1 K_2}{m_1 m_2 - m_3 \left[m_2 \left(1 - \frac{1}{b'a} \right) + K_2 \cdot \frac{b}{a} \left(1 + \frac{1}{b'b} \right) \right]} \quad (10)$$

Для упрощения аналитических зависимостей в выражении (10) ЭК—II и ЭК—III (рис. 3) условно объединены. Величины K_1 , m_1 , K_2 и m_2 зависят от критерия Банзена, соотношения водяных эквивалентов и от постоянных a и b , значения которых выбираются из условия $a \cdot b = 1$.

Расчеты были проведены для тепловой схемы ПГУ-200—130 (рис. 3) с газовой ступенью ГТ-35—700. Для нескольких значений температур за регенератором и при фиксированном значении температуры за ЭК—I t_7 , подсчитано изменение температуры питательной воды $t_{ав}$ и $t_{ав,1}$ и также увеличение поверхности нагрева ЭК—I при полном отсутствии регенератора в схеме ПГУ. Доля расхода воды через ЭК—II и ЭК—III была определена по выбранным значениям соотношений водяных эквивалентов этой ступени. Результаты расчетов приведены на рис. 2 (кривая 2) и рис. 4. На рис. 4 показано изменение расчетных затрат по регенератору и экономайзеру (кривые 1, 2) и изменение расчетных затрат компенсирующих мощностей, требующихся для преодоления гидравлических сопротивлений по регенератору и экономайзеру (кривые 3, 4). На рис. 2 кривая 2 отображает эффективность газовой регенерации в схеме ПГУ. Кривая получена при стоимости 1 м² поверхности нагрева пластинчатого регенератора и экономайзера 12 и 19,6 руб. и удельной стоимости замещаемой мощности 60 руб. Стоимость одной тонны условного топлива принята 10 руб. В расчетах учтены дополнительные расходы на монтаж и на строительные работы по регенератору и экономайзеру.

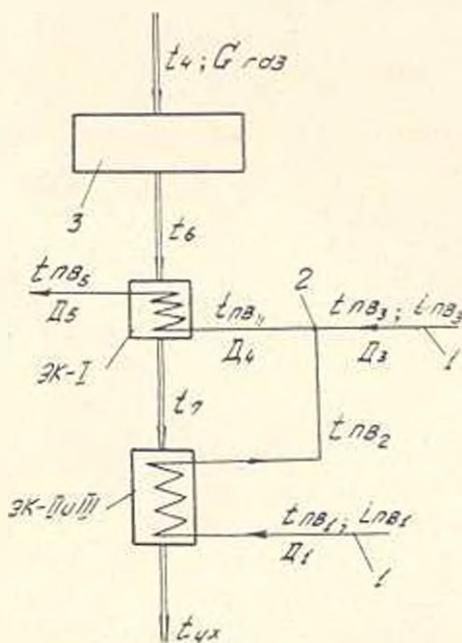


Рис. 3. Схема подогрева воздуха и питательной воды в парогазовой установке. 1— поступление питательной воды из системы регенерации; 2— точка смешения параллельно нагреваемых потоков воды.

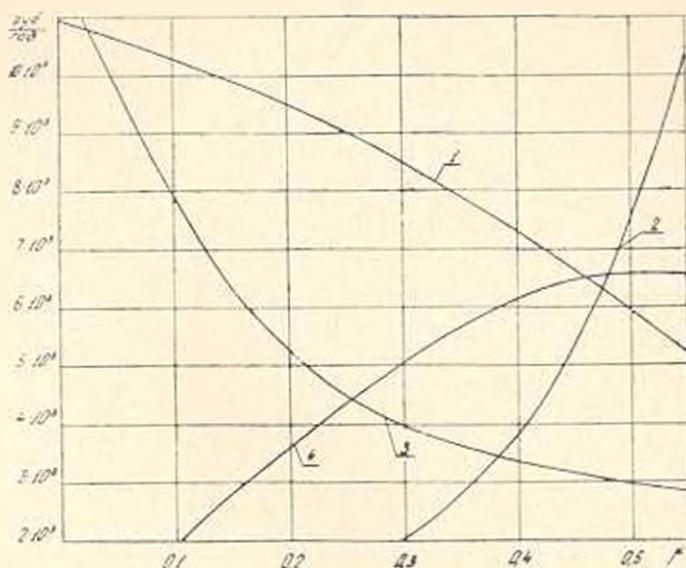


Рис. 1. Зависимость суммарных расчетных затрат от степени регенерации в схеме парогазовой установки.

Полученные результаты расчетов не сходятся с выводами, приведенными в [3]. Это расхождение является результатом использования в наших расчетах высокоэффективного пластинчатого регенератора типа НЗЛ с учетом влияния паровой регенерации и изменений охлаждения уходящих газов на эффективность газовой регенерации в схеме парогазовой установки.

Выводы

1. Показатели энергетической и энергоэкономической ценности тепла могут быть использованы при анализе и оптимизации тепловых схем парогазовых установок.

2. При анализе метода утилизации тепла газотурбинных и парогазовых установок, показатели энергетической ценности тепла должны быть дополнены стоимостными показателями поверхностей нагрева теплообменников, а также затратами, связанными с преодолением сопротивления, что требует введения показателя энергоэкономической ценности тепла.

3. Расчеты показывают, что эффективность утилизации тепла в регенераторе газовой ступени резко падает в условиях схемы ПГУ, при наличии включенных за ним (по ходу газов) экономайзеров утилизаторов. В связи с этим оптимальная степень регенерации в таком регенераторе падает с 0,70—0,75 до 0,50—0,52.

Է. Մ. ՄԻՏՉՅԱՆ

ԳՈՋԱՏՈՒՐԲԻՆԱՅԻՆ ԵՎ ՇՈՔԵԳՈՋԱՅԻՆ ՏՆՂԱՊԱՅՈՒՄՆԵՐԻ ԶԵՐՄԱՅԻՆ ՍԽԵՄԱՆԵՐԻ ՎԵՐԼՈՒՄԻՔՅԱՆ ՀՈՒՐՋՈՒՄ

Ա մ փ ո փ ու մ

Հողվածում ցույց է տրվում էներգետիկական ու էներգաէկոնոմիական գործակիցների մեթոդիկայի կիրառման հնարավորությունը գազատուրբինային և շոքեգոջային սեղակայումների ցածր ջերմաստիճանային սեղամասերի տալազման մակերևույթների ցուցանիշների վերլուծման և օպտիմալացման համար: Քննված են կոնկրետ ջերմային սխեմաների հաշվարկման օրինակներ և ստացված են փերր նշված զործակիցների արժեքների մեծությունները: Բացառությամբ է իրիկայային սեղեններատորների կիրառման էֆեկտիվությունը դազատուրբինային և շոքեգոջային սեղակայումներում: Հետագոյ գազերի ջերմության էներգետիկական և էներգաէկոնոմիական արժեքի զործակիցները միջոցով կատարված է շոքեգոջային սեղակայումների ջերմային սխեմաների վերլուծություն՝ գազային սեղեներացիայի օպտիմալ աստիճանն ընտրելու նպատակով: Ցույց է տրվում, որ գազային սեղեներացիայի էֆեկտիվությունը շոքեգոջային սեղակայումներում հիմնականում կախված է՝ տարացուցիչից (սեղեներատորից) հետո սեղավորված տարացման մակերևույթներում հետագոյ գազերի ջերմության օպտալործման մեթոդից, այդ մակերևույթների համար ընտրված օպտիմալ պայմաններից և շոքեգոջային սխեմայում գազային և զոլորչային սեղեներացիայի ամենալավ ժամանանների ամակցությունից:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Новикова М. Д. Расчет оптимальных параметров теплообменных аппаратов газотурбинных установок. Изд. Энергия, 1967.
2. Руоппинен Я. М. Некоторые вопросы тепловой схемы электростанций высокого давления. Сб. «Пар высокого давления и энергетика» Госэнергоиздат, 1950.
3. Шенстильников М. П. Определение коэффициентов ценности тепла для реальных тепловых схем паротурбинных установок. Журн. «Теплоэнергетика», № 7, 1957.
4. Гельман А. Э., Мкртчян А. М. Методика расчета коэффициентов энергоценности тепла из отборов паровых турбин в схеме ПГУ. Журн. «Энергомашиностроение», № 11, 1967.
5. Корнеев М. Н., Моисеев Г. П. Эффективность парогазовых установок средней и большой мощности с высоконапорным парогенератором. Журн. «Теплоэнергетика», № 5, 1960.
6. Андрущенко А. П., Липшов В. П. Парогазовые установки электростанций. Изд. Энергия, 1965.
7. Корнеев М. Н., Дробот В. П. Парогазовая установка с высоконапорными парогенераторами мощностью в блоке 175—200 мвт. Журн. «Энергомашиностроение», № 11, 1960.