

УДК 621.57

В. Ф. ЧЕГРИНЦЕВ¹, Б. В. ДЫМО², Н. И. РАДЧЕНКО², Ф. А. ЧЕГРИНЦЕВ²¹ ГП НПКГ "Зоря"- "Машипроект", Украина² Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ В СИСТЕМАХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

Рассмотрен метод оценки эффективности применения рекуперативных теплообменников в системах утилизации теплоты энергетических установок при разной степени рекуперации. Метод дает возможность получать количественные соотношения технических и эксплуатационно-экономических показателей в виде обобщенных комплексов, что позволяет определять оптимальный вариант и производить оценку влияния изменения конъюнктурных показателей, в частности, стоимости топлива и величины поверхности термосифона, а также времени работы установки в году. В качестве примера приведены результаты расчетов для рекуперативных теплообменников газотурбинного двигателя.

Ключевые слова: система утилизации теплоты, энергетическая установка, рекуперативный теплообменник, степень рекуперации.

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Утилизация теплоты двигателей – традиционный способ снижения расхода топлива, а наиболее распространенный ее вариант – применение рекуперативного теплообменника (РТ), в частности, термосифонов [1, 2]. Общая оценка эффективности использования термосифонов требует достаточно точного расчета их основных теплотехнических характеристик. Ввиду трудности аналитического описания довольно сложных процессов, протекающих в термосифонах, предпочтение отдается результатам экспериментальных исследований. Имеющиеся в литературе обобщающие расчетные зависимости для описания рабочих процессов в термосифонах в ряде случаев дают значительные расхождения. В связи с этим возникает необходимость сопоставления и анализа данных по расчету термосифонных теплообменников.

Применение РТ не только усложняет конструкцию установки, но и приводит к увеличению аэродинамического сопротивления за компрессором ΔP_k , т.е. к необходимости повышения мощности компрессора газотурбинной установки на величину ΔN_k . При этом уменьшается полезная мощность турбины на величину ΔN_T из-за противодействия (сопротивления газовыпускного тракта с рекуператором ΔP_T). В итоге для обеспечения заданной выходной мощности газотурбоагрегата N_{T1} необходимо увеличить установленную мощность и самой турбины на величину ΔN_T . Поэтому для оценки эф-

фективности применения типа РТ и принятой для него степени рекуперации P целесообразно использовать экономический показатель.

Целью исследования является получение количественных соотношений технических и эксплуатационно-экономических показателей в виде комплексов, позволяющих в обобщенном виде определить оптимальный вариант (P_{opt}) и оценить влияния на его параметры изменения конъюнктурных показателей, в частности, стоимости топлива $K_{тп}$ и величин поверхности термосифона K_k и K_T , времени работы установки в году t .

2. Результаты исследования

Сравнивая изменение разнонаправленных конкурирующих составляющих – расхода топлива, величины поверхности теплообмена РТ и стоимости агрегата при изменении P – можно ожидать наличие экстремума у величины критерия эффективности – целевой функции в виде изменения приведенных годовых затрат $\Delta ПЗ$ на установку.

В общем случае $\Delta ПЗ = (E_n + \sum Д) \cdot \Delta КЗ + \Delta ЭЗ$, грн/год $\rightarrow \min$, где E_n – нормативный коэффициент эффективности ($E_n = 0,4$); $\sum Д$ – коэффициент отчислений; $\Delta КЗ$ – изменение капитальных затрат, грн.; $\Delta ЭЗ$ – изменение годовых эксплуатационных затрат, грн/год.

Вычислив соответствующие составляющие для изменяемых элементов установки с РТ: теплообменника – стоимости, камеры сгорания (КС) – расхода топлива, компрессора К и турбины Т – из-

менения их мощности, стоимости и расхода топлива, можно получить $\Delta PЗ$ в развернутом виде при сохранении условий сравнения для $N \tau_1 = \text{const}$:

$$\Delta PЗ = \delta_{пр} F_T K_T + \delta_{пр} F_K K_K + (K_{Тп} b_e \tau + \delta_{пр} K_N) \cdot \\ \cdot C_K a F_K + (K_{Тп} b_e \tau + \delta_{пр} K_N) \cdot C_T a F_T + \\ + \frac{G_{нв} q_{кв} 3600 \cdot \tau \cdot K_{Тп}}{Q_H^P},$$

где $\delta_{пр} = E_n + \Sigma \delta$; $\Delta N_K \approx N_K \frac{\Delta P_K}{P_2 - P_1}$;

$$\Delta N_{T \approx (N_T + N_{Т1})} \frac{\Delta P_T}{P_3 - P_4} \text{ и } \Delta N_K \approx C_K \Delta P_K,$$

$\Delta N_T \approx C_T \Delta P_T, N_K$ – номинальная мощность компрессора, кВт; $N_T + N_{Т1}$ – номинальная мощность турбин, кВт.

Коэффициенты C_K и C_T при проведении анализа являются константами (характеристики турбоагрегата, кВт/Па).

Величины K_T, K_K – стоимости одного m^2 испарительной и конденсационной поверхности термосифона, грн/ m^2 ; $K_{Тп}$ – стоимость кг топлива для КС, грн/кг; b_e – удельный расход топлива на агрегат, кг/(кВт·ч); τ – время работы установки в году, ч/год; $G_{нв}$ – расход газа в КС, кг/с, ($G_{нв} = g_{нв} \cdot \alpha + g_r$), кг/с, $g_{нв} = 12 - 14$ (кг.в)/(кг.т), α – коэффициент избытка воздуха; g_r – расход топлива, кг/с; K_N – удельная стоимость турбоагрегата, грн/кВт; $q_{кв}$ – теплота, выделяемая в КС при сжигании топлива, кДж/кг (и сохранения в цикле температуры $t_3 = \text{const}$). Ее количество изменяется при изменении величины P и, соответственно, температуры t''_2 ; Q_H^P – теплотворная способность топлива, кДж/кг.

Очевидно, что варианту с минимальным значением $\Delta PЗ$ соответствует наибольшая экономическая эффективность.

Для анализа целевой функции $\Delta PЗ$ представим величину аэродинамического сопротивления РТ со стороны выхлопных газов ΔP_T – испарительной части и со стороны воздуха ΔP_K – конденсационной части в виде статистических зависимостей от величин поверхностей F_T и F_K : $\Delta P_T = a \cdot F_T$ и $\Delta P_K = b \cdot F_K$, где a и b – коэффициенты, зависящие от типа поверхности, Па/ m^2 .

Тогда величина $\Delta N_K = C_K \cdot a \cdot F_K$ и $\Delta N_T = C_T \cdot b \cdot F_T$, кВт и в развернутом виде для $\Delta PЗ$ получим:

$$\Delta PЗ = \delta_{пр} F_T K_T + \delta_{пр} F_K K_K + (K_{Тп} b_e \tau + \delta_{пр} K_N) \cdot \\ \cdot C_K a F_K + (K_{Тп} b_e \tau + \delta_{пр} K_N) \cdot C_T a F_T + \\ + \frac{G_{нв} q_{кв} 3600 \cdot \tau \cdot K_{Тп}}{Q_H^P}, \text{ грн / год.}$$

При $P = \text{const}$ однозначно определяются тепловая нагрузка на РТ, величины поверхности теплообмена F_K и F_T , а также величина $q_{кв} = C_p \cdot (T_3 - T_2)''$, где C_p – теплоемкость газа и T_2 – температура воздуха после РТ на входе в КС (ее величина определяется значением P). Воспользуемся методом «базовой точки» для обобщенного анализа функции $\Delta PЗ$ в преобразованном виде для определения эффективного варианта: $\delta PЗ = \frac{\Delta PЗ}{\overline{\Delta PЗ}} - 1 \rightarrow \min$, где $\Delta PЗ$ – текущее значение величин затрат при изменении P ;

$\overline{\Delta PЗ}$ – базовое значение $\Delta PЗ$ (для одного расчетного «базового» варианта при принятом $\overline{P} = \text{const}$ и $\overline{F_K}, \overline{F_T}, \overline{q_{кв}}, \overline{a}, \overline{b}, \overline{K_K}, \overline{K_T}, \overline{K_N}$).

Для оценки экономической эффективности любого типа поверхности (а не только термосифонного типа), имеющей свои показатели: F_K, F_T, K_K и $K_T, a, b, q_{кв}$ представим в виде:

$$\delta PЗ = \left(\frac{F_K}{\overline{F_K}} \frac{K_K}{\overline{K_K}} - 1 \right) \cdot A + \left(\frac{F_T}{\overline{F_T}} \frac{K_T}{\overline{K_T}} - 1 \right) \cdot B + \\ + \left(\frac{F_K}{\overline{F_K}} \frac{a}{\overline{a}} - 1 \right) \cdot C + \left(\frac{F_T}{\overline{F_T}} \frac{b}{\overline{b}} - 1 \right) \cdot D + \left(\frac{T_3 - T_2}{\overline{T_3 - T_2}} - 1 \right) \cdot L.$$

Разделив все слагаемые $\delta PЗ$ на A , получим обобщенное уравнение

$$\delta PЗ = \left(\frac{F_K}{\overline{F_K}} \frac{K_K}{\overline{K_K}} - 1 \right) + \left(\frac{F_T}{\overline{F_T}} \frac{K_T}{\overline{K_T}} - 1 \right) \frac{B}{A} + \left(\frac{F_K}{\overline{F_K}} \frac{a}{\overline{a}} - 1 \right) \cdot \\ \cdot \frac{C}{A} + \left(\frac{F_T}{\overline{F_T}} \frac{b}{\overline{b}} - 1 \right) \cdot \frac{D}{A} + \left(\frac{T_3 - T_2}{\overline{T_3 - T_2}} - 1 \right) \cdot \frac{L}{A},$$

где A, B, C, D, L – безразмерные комплексы, состоящие из технических и эксплуатационно-экономических показателей, определенных для «базового» варианта при принятом $\overline{P} = \text{const}$. Для лучшего варианта $\delta PЗ' = \min$.

Определение оптимального значения величины P для одного конкретного типа поверхности РТ позволяет уменьшить число слагаемых в формуле для определения $\delta PЗ'$ и получить ее в преобразованном виде:

$$\delta PЗ' = \left(\frac{F_K}{\overline{F_K}} - 1 \right) + \left(\frac{F_T}{\overline{F_T}} - 1 \right) \frac{B + D}{A + C} + \\ + \left(\frac{T_3 - T_2}{\overline{T_3 - T_2}} - 1 \right) \cdot \frac{L}{A + C}$$

или в окончательном виде при тех же условиях:

$$\delta\Pi_3'' = \left(\frac{F_K}{F_K} - 1\right) + \left(\frac{F_T}{F_T} - 1\right)N + \left(\frac{T_3 - T_2''}{T_3 - T_2''} - 1\right) \cdot M,$$

где $N = \frac{B+D}{A+C}$, $M = \frac{L}{A+C}$ – коэффициент влияния.

Для экономически наиболее эффективного варианта $\delta\Pi_3'$ и $\delta\Pi_3'' = \min$. Значения безразмерных комплексов вычисляются один раз для базового варианта:

$$A = \frac{\delta_{\text{пр}} \overline{F_K K_K}}{A_0}, \quad B = \frac{\delta_{\text{пр}} \overline{F_T K_T}}{A_0},$$

$$C = \frac{(K_{\text{ТП}} b_e \tau + \delta_{\text{пр}} K_N) a \overline{F_K C_K}}{A_0},$$

$$D = \frac{(K_{\text{ТП}} b_e \tau + \delta_{\text{пр}} K_N) b \overline{F_T C_T}}{A_0},$$

$$L = \frac{3600 \cdot G_{\text{НВ}} \cdot \tau \cdot K_{\text{ТП}} C_P (T_3 - T_2'')}{A_0 Q_H^P}.$$

Величина $A_0 = \overline{\delta\Pi_3}$, т.е.

$$A_0 = \delta_{\text{пр}} \cdot \overline{F_T K_T} + \delta_{\text{пр}} \cdot \overline{F_K K_K} + (K_{\text{ТП}} b_e \tau + \delta_{\text{пр}} K_N) \cdot \overline{C_K a F_K} + (K_{\text{ТП}} b_e \tau + \delta_{\text{пр}} K_N) \cdot \overline{C_T b F_T} + \frac{G_{\text{НВ}} 3600 \tau \cdot K_{\text{ТП}} C_P (T_3 - T_2'')}{Q_H^P}.$$

Дальнейший анализ комплекса $\delta\Pi_3''$ с целью определения оптимального значения $P_{\text{опт}}$ проводится следующим образом:

1. Для базового варианта \bar{P} (любого значения из принятого диапазона 0–1) рассчитывают значения базовых комплексов A_0, A, B, C, D, L , затем коэффициенты влияния N и M .

2. Задавая шагвым значением величины P , например равным 0,1, вычисляют значения функции $\delta\Pi_3''$ с предварительным определением величин F_K, F_T и $q_{\text{кв}}(t_2'')$. Из диапазона расчетных значений P лучший экономически вариант будет соответствовать минимуму $\delta\Pi_3''$.

В качестве примера были выполнены расчеты для РТ с использованием термосифонов двух типов в газотурбинной установке при $N_{\text{ТТ}} = 6600$ кВт; $N_K = 12000$ кВт; расходе газа $G_T = 64$ кг/с; $\bar{P} = 0,5$; $P = 0,1, 0,3$ и $0,9$; $t_2 = 170$ °С; $t_3 = 1060$ °С и $t_4 = 400$ °С; степени повышения давления $\pi_K \sim 4,3$. Получено для термосифонов с круглыми ребрами

$P_{\text{опт}} = 0,3$; для сетчатого оребрения $P_{\text{опт}} = 0,5$, что соответствует минимальным затратам.

Наибольшее влияние на затраты при использовании РТ с термосифонами в газотурбинной установке оказывает величина тепловой нагрузки (расход топлива) на камеру сгорания (при коэффициенте влияния $M = 7,8$), меньшее влияние – величина поверхности теплообмена испарительной части термосифона F_T (при коэффициенте $N = 1,3$), наименьшее – величина поверхности конденсационной части термосифона F_K (при коэффициенте влияния $\alpha = 1$).

Полученные уравнения для $\delta\Pi_3$ ($\delta\Pi_3''$) инвариантны: при любом изменении отдельных эксплуатационно-экономических показателей с однонаправленным пропорциональным изменением величин коэффициентов влияния N и M (или при их неизменности) значение полученного $P_{\text{опт}}$ остается неизменным. Варьируя численными значениями любых конъюнктурных и эксплуатационных показателей (например, стоимостью теплообменников и топлива, временем работы установки), прогнозируется смещение оптимального значения параметра P под влиянием изменения единичного показателя или блока их сочетания.

Выводы

Рассмотрен метод технико-экономической оценки эффективности применения рекуперативных теплообменников в системах утилизации теплоты энергетических установок при разной степени рекуперации. Метод позволяет определять оптимальный вариант и оценить влияние стоимости топлива и поверхности термосифона, а также продолжительности работы установки. В качестве примера приведены результаты расчетов для рекуперативных теплообменников газотурбинного двигателя. Показано, что наибольшее влияние на затраты оказывает тепловая нагрузка, меньшее – величина поверхности теплообмена испарительной части термосифона, наименьшее – поверхность конденсационной части термосифона.

Литература

1. Chang, Shangmo. Research on convective heat transfer performance of castiron elliptical finned tubes [Текст] / Shangmo Chang // Paper presented in conference on Heat and mass transfer. Wuhan, China. November, 1984. – P. 120–130.
2. Чегринцев, В. Ф. Оценка эффективности использования термосифонных теплообменников для утилизации теплоты в рекуператорах газотурбинной установки [Текст] / В. Ф. Чегринцев, А. Б. Дымо // 36. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2009. – № 1 (424). – С. 141–147.

Поступила в редакцію 19.02.2014, рассмотрена на редколлегии 11.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, профессор М. Г. Хмельнюк, Одесская национальная академия пищевых технологий, Одесса.

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ РЕКУПЕРАТИВНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ В СИСТЕМАХ ЕНЕРГОУСТАНОВОК

В. Ф. Чегринцев, Б. В. Дымо, М. І. Радченко, Ф. О. Чегринцев

Розглянуто метод оцінки ефективності застосування рекуперативних теплообмінників в системах утилізації теплоти енергетичних установок при різній степені рекуперації. Метод дає можливість отримувати кількісні співвідношення технічних і експлуатаційно-економічних показників у вигляді узагальнених комплексів, що дозволяє визначати оптимальний варіант і виконувати оцінку впливу зміни кон'юнктурних показників, зокрема вартості палива та величини поверхні термосифону, а також тривалості роботи установок упродовж року. Як приклад наведено результати розрахунків для рекуперативних теплообмінників газотурбінного двигуна.

Ключові слова: система утилізації тепла, енергетична установка, рекуперативний теплообмінник, ступінь рекуперації.

ESTIMATION OF EFFICIENCY OF THE USE OF RECUPERATIVE HEAT EXCHANGERS IN THE SYSTEMS OF POWER PLANTS

V. F. Chegrincev, B. V. Dymo, N. I. Radchenko, F. A. Chegrincev

The method of estimation of efficiency of the use of recuperative heat exchangers in the systems of heat utilization of power plants with varies number of recuperation is considered. The method allows to receive quantity relative values of technical and performance economical characteristics in the form of integral complexes, that provides determination of optimal variant and estimation of influence of conjuncturefactors first of all fuel price and the value of thermosiphon surface and also the time of plant performance in the year. As an example the results of calculations for recuperative heat exchangers of gas turbine engine are presented.

Key words: system of heat utilization, power plant, recuperative heat exchanger, number of recuperation.

Чегринцев Валентин Феликсович – конструктор, ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект", Николаев, Украина.

Дымо Борис Васильевич – канд. техн. наук, проф., зав. кафедрой технической теплофизики и судовых парогенерирующих установок, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина.

Радченко Николай Иванович – д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой кондиционирования и рефрижерации, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Чегринцев Феликс Александрович – канд. техн. наук, доц., доц. кафедры кондиционирования и рефрижерации, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина.