

Multi-Level Estimation of the Heat Transfer Processes Efficiency in the Power Plants Elements

Kuznetsov V.V.

Admiral Makarov National University of Shipbuilding
Mykolaiv, Ukraine

Abstract. The increase of power plants efficiency by improving the processes of heat and mass transfer of the working fluid between their elements is a relevant problem. The influence of the heat transfer processes intensity on the values of the simple and complex cycles of power plants efficiency has been revealed. The most significant results of the work are: the dependences to determine the efficiency of heat conversion in power plants of simple and complex cycles, which take into account the thermal and hydrodynamic efficiency of the elements included in them have been proposed; to ensure the highest possible efficiency of heat transfer processes in the elements of power plants, the following levels have been proposed: heat transfer in a power plant element; heat exchange in the element of the power plant; heat transfer between the elements of the power plant. The significance of the obtained results lies in the possibility to increase the power plants efficiency at the design and modernization stages using the presented dependencies, which take into account the thermal and the hydrodynamic efficiency of heat transfer between the elements of the plants. According to the proposed dependencies, an assessment of the efficiency of heat conversion in a gas turbine plant with a heat recovery boiler operating on a steam turbine has been carried out. It has been found that due to the intensification of heat transfer along the gas side of the boiler, it is possible to increase the heat efficiency from 0.516 to 0.752.

Keywords: efficiency, heat, intensification, element, power plant.

DOI: 10.5281/zenodo.4018947

UDC: 621.43.016

Evaluarea pe mai multe niveluri a eficienței proceselor de transfer de căldură în elementele centralelor electrice

Kuznetsov V.V.

Universitatea Națională de Construcții Navale amiralul Makarov
Nikolaev, Ucraina

Rezumat. Creșterea eficienței motoarelor și instalațiilor termice prin îmbunătățirea proceselor de transfer de căldură și masă a fluidului de lucru între elementele lor este o problemă științifică și tehnică actuală. Lucrarea prezintă una dintre opțiunile pentru rezolvarea acestei probleme prin intensificarea proceselor de transfer de căldură între elementele instalației. Scopul lucrării este de a fundamenta influența asupra eficienței centralelor electrice a metodelor de intensificare a proceselor de transfer de căldură în elementele lor. Pentru a atinge acest obiectiv s-a investigat influența intensității proceselor de transfer de căldură asupra valorilor eficienței centralelor electrice de cicluri simple și complexe, s-a propus un sistem pe mai multe niveluri pentru evaluarea eficienței transferului de căldură în elementele centralelor electrice, pe baza cărora sunt determinate valorile lor marginale. S-a identificat în calitate de cele mai semnificativ rezultat următorul - pe baza primei legi a termodinamicii, se propun dependențe pentru a determina eficiența conversiei căldurii în instalații cu cicluri simple și complexe, care iau în considerare eficiența termică și hidrodinamică a elementelor incluse în instalații. Semnificația rezultatelor obținute constă în posibilitatea creșterii eficienței centralelor electrice în etapele de proiectare și modernizare a acestora utilizând dependențele prezentate, care iau în considerare nu numai eficiența termică, ci și eficiența hidrodinamică a transferului de căldură între elementele centralelor. S-a constatat, că datorită intensificării transferului de căldură de-a lungul părții de gaz a cazanului de utilizare datorită utilizării sistemelor de găuri, este posibilă creșterea eficienței conversiei căldurii de la 0.516 la 0.752.

Cuvinte-cheie: eficiență, căldură, intensificare, element, instalație energetică.

Многоуровневая оценка эффективности процессов переноса теплоты в элементах энергетических установок

Кузнецов В.В.

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова
Николаев, Украина

Аннотация. Повышение эффективности тепловых двигателей и установок за счет совершенствования процессов переноса теплоты и массы рабочего тела между их элементами является актуальной научно-технической проблемой. В работе представлен один из вариантов решения этой проблемы за счет

интенсификации процессов теплопередачи между элементами установки. Целью работы является обоснование влияния на эффективность энергетических установок способов интенсификации процессов переноса теплоты в их элементах. Для достижения указанной цели выявлено влияние интенсивности процессов теплопереноса на значения коэффициентов полезного действия энергетических установок простых и сложных циклов, предложена многоуровневая система оценки эффективности переноса теплоты в элементах энергетических установок, на базе которой определены их предельные значения. В качестве наиболее существенных результатов работы определены следующие. На основании первого закона термодинамики предложены зависимости для определения эффективности преобразования теплоты в установках простого и сложного циклов, которые учитывают тепловую и гидродинамическую эффективность элементов, входящих в установки. Для обеспечения максимально возможной эффективности процессов переноса теплоты в элементах энергетических установок предложены: I уровень – теплоотдача в элементе энергетической установки; II уровень – теплопередача в элементе энергетической установки; III уровень – перенос теплоты между элементами энергетической установки. Значимость полученных результатов заключается в возможности повышения эффективности энергетических установок на этапах их проектирования и модернизации с использованием представленных зависимостей, учитывающих не только тепловую, но и гидродинамическую эффективность переноса теплоты между элементами установок. Согласно предложенным зависимостям, проведена оценка эффективности преобразования теплоты в газотурбинной установке с утилизацией теплоты в утилизационном котле, работающем на паровую турбину. Получено, что за счет интенсификации теплопередачи по газовой стороне утилизационного котла за счет применения лучочных систем можно повысить эффективность преобразования теплоты с 0,516 до 0,752.

Ключевые слова: эффективность, теплота, интенсификация, элемент, энергетическая установка.

Введение

Постановка проблемы

Процессы рабочего тела в тепловых двигателях и энергетических установках в основном характеризуются законами термодинамики и теплообменом. Поэтому одним из рациональных направлений повышения эффективности тепловых двигателей и энергетических установок является повышение эффективности процессов переноса теплоты и массы рабочего тела между их элементами.

Анализ технико-экономической эффективности главных двигателей тепловых энергетических установок простых и сложных циклов с учетом резервов повышения эффективности переноса теплоты и массы, позволяет оценить повышение абсолютных значений эффективного установок КПД на 0,2...12%.

Заявляемый производителями ресурс энергетических установок до списания находится на уровне 100 тыс. часов [1-8].

Приведенные выше значения свидетельствуют о зависимости эффективности энергетических установок от эффективности теплообменных аппаратов.

При этом, предварительные оценки показывают, что увеличение эффективности теплообменного аппарата на 5% приводит к

увеличению этого показателя для всей установки до 2,2...2,8%.

Следовательно, развитие научно-технических основ повышения технико-экономической эффективности энергетических установок за счет интенсификации процессов теплопередачи в их элементах является *актуальной научно-технической проблемой*.

Определяющее влияние на повышение абсолютных значений эффективного КПД энергетической установки оказывают теплофизические свойства теплоносителей и условия их относительного движения и теплообмена.

Интенсификация процессов переноса теплоты и массы теплоносителей обеспечивает повышение эффективности и снижение массогабаритных показателей тепловых энергетических установок. Одновременно это приводит к повышению затрат энергии на перемещение теплоносителей, увеличению теплонапряженности и снижению ресурса ее элементов.

Рассмотрение процессов теплоотдачи, теплопередачи и переноса теплоты между элементами энергетической установки позволяет обосновать многоуровневый способ повышения эффективности тепловых двигателей и энергетических установок.

Анализ последних исследований и публикаций

Для определения эффективности процессов переноса теплоты в энергетических установках используется эффективный абсолютный КПД, определяемый как [9]:

$$\eta_e^{эв} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \prod_{j=1}^n \eta_{e(j)},$$

где η_t и η_{oi} – соответственно термический и внутренний относительный КПД установки; $\prod_{j=1}^n \eta_{e(j)}$ – произведение эффективных КПД, характеризующих необратимые потери во всех n -х элементах установки.

Составляющие последней формулы определяются системой балансовых уравнений следующим набором параметров:

- $N_e = F(n_{дв}, g_e, t_{oc}, \dots)$ – эффективная мощность двигателя
 - $G_j = F(N_e, t_{oc}, \dots)$ – расходы рабочих сред
 - $T_j = F(N_e, g_e, \dots)$ – температуры рабочих сред
 - $p_j = F(N_e, p_{oc}, \dots)$ – давления рабочих сред
 - t_{oc}, p_{oc} – параметры окружающей среды, при которых рассчитываются эксплуатационные параметры
 - Q_n^p – низшая теплоты сгорания используемого в установке топлива
 - t_m, G_m, t_T – температуры масла и топлива и расход масла.
- (1)

Указанный набор параметров обычно приводится в инструкциях по эксплуатации установки или главного двигателя.

В работах [10-12] для оценки эффективности процессов теплоотдачи при переносе теплоты в элементах энергетических установок предлагается использовать показатель фактора аналогии Рейнольдса

$$FAR = \frac{Nu/Nu_0}{f/f_0} \quad (2)$$

где Nu – число Нуссельта со стороны оцениваемой теплоотдачи, f – коэффициент сопротивления на достижение этой теплоотдачи. Индекс «0» определяет базовый канал, обычно гладкий, с которым производится сравнение. Результаты сравнения представляются в графической форме в виде зависимостей $FAR = z(f/f_0)$ [11].

Однако, его особенностью является то, что результат представлен как обработка полученных экспериментальных данных в виде дискретных значений для отдельных способов интенсификации. В общем случае теплопередача в трубных пучках определяется их компоновкой и гидравлическим сопротивлением. Таким образом, целесообразно представить показатель эффективности FAR в виде зависимостей от отношений

$$Nu/Nu_0 = f(Re, Pr, s_1/d, s_2/d) \quad \text{и} \\ Eu/Eu_0 = f(Re, Pr, s_1/d, s_2/d),$$

где s_1/d , и s_2/d – поперечный и продольный шаги пучка соответственно, что даст возможность не только определять локальную эффективность процессов теплоотдачи, но и исследовать ее зависимость от режимных параметров течения и компоновки трубных пучков.

В работах [13, 14] эффективность передачи теплоты в установке определяется путем отдельного анализа эффективность входящих в установку элементов.

В работах [15-17] авторами предложено эффективность переноса теплоты определять на основании числа единиц эффективности в эталонном режиме, которое не зависит от расхода рабочей среды, ее скорости в канале и перепада температур. Определяющее значение в предложенном показателе имеют геометрические характеристики и компоновка поверхности теплообмена.

В работах [18, 19] эффективность процессов переноса теплоты оценивается на основании критерия энергетической эффективности М.В. Кирпичева, определяемого как отношение количества передаваемой тепловой энергии к механической энергии, затрачиваемой на прокачку теплоносителя.

В работах [20, 21] авторами для оценки теплопередающей способности теплообменных аппаратов предложен энергетический КПД теплообменника,

который представлен в виде функции от теплового КПД.

В работе [22] эффективность элемента установки определяется в зависимости от температур сред, осуществляющих передачу теплоты.

Эффективность процессов интенсификации теплоотдачи в работе [23] авторы определяют экспериментальным путем на основании уравнений теплового баланса на экспериментальной установке, имитирующей реальные условия работы.

В работе [24] эффективность процессов интенсификации теплопередачи определяется в зависимости от геометрических параметров теплоносителя.

В работе [25] эффективность преобразования теплоты в энергетической установке представлена в виде зависимости удельного расхода топлива от температуры реагирующих топливных элементов.

В работах [26, 27] использован укрупненный операционный показатель энергетической эффективности установок.

Авторы работы [28] предлагают определять эффективность преобразования теплоты в энергетической установке на основе балансовых уравнений ее элементов.

В работах [29, 30] для повышения эффективности преобразования теплоты в энергетических установках рассмотрены вопросы снижения температуры воздуха на входе в двигатель, а результаты оценки эффективности представлены в виде зависимостей удельного расхода топлива от температуры окружающей среды.

Проведенный анализ показал, что имеющиеся научные результаты посвящены только оценке эффективности процессов теплоотдачи в элементах установок и не учитывают их эффективности в их составе в целом.

Следовательно, исследования эффективности процессов переноса теплоты и обоснование многоуровневой интенсификации процессов теплопередачи в элементах энергетических установок является направлением повышения технико-экономической эффективности энергетических установок и позволяет сформулировать *цель исследования* – обоснование влияния на эффективность энергетических установок способов интенсификации процессов переноса теплоты в их элементах.

Для этого в работе выявлено влияние интенсивности процессов теплопереноса на значения коэффициентов полезного действия энергетических установок различных циклов, обоснована многоуровневая система оценки эффективности переноса теплоты в элементах энергетических установок, что составляет основное отличие представленной работы от ранее опубликованных.

На базе предложенной системы оценки эффективности определены, как пример, предельные значения эффективности газотурбинной установки с утилизацией теплоты.

МЕТОДЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Для определения влияния интенсивности процессов переноса теплоты на значения коэффициентов полезного действия энергетических установок различных термодинамических циклов рассмотрена обобщенная структурная схема переноса теплоты и массы между теплоносителями и элементами энергетической установки (рис.1).

В качестве установки простого цикла принята установка, обеспечивающая реализацию основных термодинамических процессов, однако к этому же циклу отнесены и процессы, обеспечивающие работоспособность элементов установки – охлаждение масла, воды и парциальное охлаждение элементов установки при расширении рабочего тела. Для работы установки простого цикла (*Simple cycle*) подводится теплота или от источника теплоты (*Heat source*) или от источника топлива (*Fuel source*) в количестве Q_1 . Также для этого может использоваться определенное количество внешней энергии E_1 . В результате получается полезная работа L_1 и теплота Q_2 , которая отводится в окружающую среду – воздух (Q_2^{air}) или воду (Q_2^{wat}). Для реализации сложного цикла (*Complex cycle*) может использоваться теплота в количестве $\Delta Q_{c.c.}$, для чего может затрачиваться работа $\Delta L_{c.c.}$.

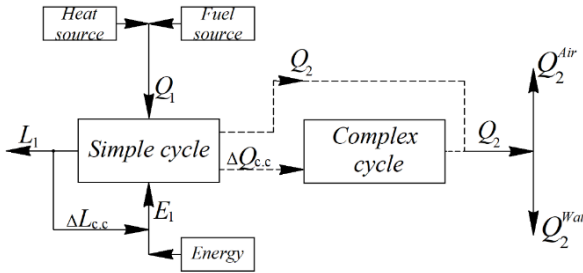


Рис. 1. Обобщенная структурная схема переноса теплоты и массы в энергетической установке.

Fig. 1. Generalized block diagram of heat and mass transfer in a power plant.

Эффективность преобразования теплоты в установке простого цикла определится на основании первого закона термодинамики как

$$\eta_{\text{пр}} = \frac{Q_1 - Q_2 - (QL)_{\text{пр}}}{Q_1} \quad (3)$$

где $Q_1 - Q_2 = L_0$ – полезная работа, полученная в цикле, $(QL)_{\text{пр}} = \Delta Q_{\text{пр}} + \Delta L_{\text{пр}}$ – затраты на преобразование теплоты, учитывающие тепловые ($\Delta Q_{\text{пр}}$) и гидравлические ($\Delta L_{\text{пр}}$) потери при охлаждении масла, воды и парциальном охлаждении элементов установки при расширении рабочего тела.

После преобразования выражения (3) получено

$$\eta_{\text{пр}} = \frac{Q_1 - Q_2 - (QL)_{\text{пр}}}{Q_1} = \eta_t \cdot \eta_{Q_{\text{пр}}} \cdot \eta_{L_{\text{пр}}}, \quad (4)$$

где – тепловая эффективность преобразования теплоты в элементе энергетической установки

$$\eta_{Q_{\text{пр}}} = 1 - \frac{\Delta Q_{\text{пр}}}{Q_1 \cdot \eta_t} \quad (5)$$

– гидродинамическая эффективность преобразования теплоты в элементе энергетической установки

$$\eta_{L_{\text{пр}}} = 1 - \frac{\frac{\Delta L_{\text{пр}}}{Q_1 \cdot \eta_t}}{1 - \frac{\Delta Q_{\text{пр}}}{Q_1 \cdot \eta_t}} \quad (6)$$

Затраты, учитывающие тепловые потери $\Delta Q_{\text{пр}}$ определяются по уравнению теплопередачи

$$\Delta Q_{\text{пр}} = k \cdot F \cdot \Delta t.$$

На преодоление гидравлических потерь затрачивается определенная мощность ΔN , которая может быть рассчитана по выражению

$$\Delta N = \frac{G \cdot \Delta p}{\rho \cdot \eta},$$

где G – расход среды, кг/с; Δp – полное сопротивление, Па; ρ – плотность среды, кг/м³; η – КПД насоса или вентилятора.

Если принять время $\tau = 1$ с, то $(\Delta L_{\text{пр}} / \tau = 1\text{с}) \cong \Delta N$, и гидравлические потери будут определяться потерями на преодоление сопротивления Δp .

Для определения эффективности преобразования теплоты в энергетической установке простого цикла необходимо наличие зависимостей $G_1 = f(G_2)$ где G_1 и G_2 – расход горячей и холодной сред соответственно, и $\Delta p = f(G)$ для элементов установки, в которых учитываются потери.

Тогда, используя данные системы (1), определяется термический КПД установки η_t , в соответствии с зависимостями (5) и (6) определяется тепловая и гидродинамическая эффективность преобразования теплоты (если она не приводится в инструкциях по эксплуатации), а по уравнению (4) определяется эффективность преобразования теплоты в установке.

Если же величина $\Delta Q_{\text{пр}}$ задается, то из уравнения теплопередачи с учетом выражений (5) и (6) возможно определение условий для достижения рациональных массогабаритных показателей поверхностей теплопередачи.

Эффективность преобразования теплоты в энергетической установке сложного цикла можно представить в виде

$$\eta_{\text{сл.ц}} = \frac{Q_1 - Q_2 - L_{\text{топл}} - L_{\text{масл}} - Q_2^{\text{охл}} - E_1 + \Delta Q_{\text{сц}} - \Delta L_{\text{сц}}}{Q_1}$$

где $L_{\text{топл}}$ – потери при сжигании топлива, $L_{\text{масл}}$ – потери, связанные с эффективностью отвода теплоты маслом, $Q_2^{\text{охл}}$ – теплота, используемая для охлаждения конструктивных элементов установки при расширении рабочего тела, E_1 – используемая для работы установки внешняя энергия, $\Delta Q_{\text{сц}}$ – количество полученной в сложном цикле теплоты, $\Delta L_{\text{сц}}$ – потери, связанные с использованием дополнительного количества теплоты.

После преобразования получено

$$\eta_{\text{сц.ц}} = \eta_{\text{пц}} \eta_{L_{\text{сц}}} \left(1 + \frac{\delta Q_{\text{сц}}}{\eta_{\text{пц}} \eta_{L_{\text{сц}}}}\right) \quad (7)$$

Для обеспечения максимально возможной эффективности процессов переноса теплоты в элементах энергетических установок предлагаются следующие уровни для анализа:

I уровень – теплоотдача в элементе энергетической установки

II уровень – теплопередача в элементе энергетической установки

III уровень – перенос теплоты между элементами энергетической установки.

Для обоснования способа интенсификации теплоотдачи на I уровне получило дальнейшее развитие направление, предложенное академиком А.А.Халатовым. На основании этого целесообразно знаменатель выражения (2) представить в виде безразмерных чисел Эйлера Eu/Eu_0 . Тогда показатель эффективности на первом уровне оценки определится как

$$FAR = \frac{Nu/Nu_0}{Eu/Eu_0} \quad (8)$$

Представляя в уравнение (2) $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°C); d – диаметр трубы, м; λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·°C) для теплоносителей со схожими теплофизическими свойствами нетрудно показать, что

$$FAR = \frac{Nu/Nu_0}{Eu/Eu_0} \cong \frac{\alpha/\alpha_0}{f/f_0} \quad (9)$$

Согласно [31] «коэффициент теплоотдачи α характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой», а «коэффициент теплопередачи k характеризует интенсивность передачи теплоты от одной жидкости к другой через разделяющую стенку». Таким образом, для учета и оценки эффективности процессов интенсификации теплопередачи на втором уровне можно предложить модифицированный фактор аналогии Рейнольдса $FAR_{\text{мод}}$, определяемый как

$$FAR_{\text{мод}} = \frac{k/k_0}{Eu_1/Eu_{10} + Eu_2/Eu_{20}}$$

или

$$FAR_{\text{мод}} = \frac{k/k_0}{f_1/f_{10} + f_2/f_{20}} \quad (10)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·K), f – коэффициент гидродинамического сопротивления, индексы 0, 1 и 2 соответствуют базовому, обычно гладкому каналу с обеих сторон (как наиболее теплогидравлически изученному), а также горячему и холодному теплоносителю.

В настоящей работе рассматривается эффективность передачи теплоты в теплообменных аппаратах, для которых $d_{\text{нар}}/d_{\text{вн}} \leq 1.8$, поэтому коэффициент теплопередачи в уравнении (10) определяется по выражению (при условии $F_1 \approx F_2$) [31]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (11)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи со стороны горячего и холодного теплоносителя соответственно, Вт/(м²·K); $\delta_{\text{ст}}$ и $\lambda_{\text{ст}}$ – толщина стенки, м, и коэффициент теплопроводности материала

теплопередающей поверхности, Вт/(м·К) соответственно.

Принимая допущения, что термическое сопротивление теплопроводности намного меньше термического сопротивления теплоотдачи, последнее выражение преобразуется к виду

$$FAR_{\text{мод}} = \frac{\alpha_{10} \cdot FAR_1 \cdot f_1 \cdot \alpha_{20} \cdot FAR_2 \cdot f_2 \cdot f_{10} \cdot f_{20}}{k_0 \cdot f_{10} \cdot f_{20} \cdot (\alpha_{10} \cdot FAR_1 \cdot \frac{f_1}{f_{10}} + \alpha_{20} \cdot FAR_2 \cdot \frac{f_2}{f_{20}}) \cdot (f_1 \cdot f_{20} + f_2 \cdot f_{10})} \quad (13)$$

Максимальное значение $FAR_{\text{мод}}$ достигается при условии равенства максимального значения коэффициентов теплоотдачи со стороны горячего теплоносителя коэффициенту теплоотдачи со стороны холодного теплоносителя, т.е.

$$\alpha_1 \cong \alpha_2 \quad (14)$$

или

$$\alpha_{10} \cdot FAR_1 \cdot \frac{f_1}{f_{10}} = \alpha_{20} \cdot FAR_2 \cdot \frac{f_2}{f_{20}}$$

Подставляя последнее выражение в (10) и выполняя преобразования

$$FAR_{\text{мод}} = \frac{FAR_1}{2} \cdot \frac{1 + \frac{\alpha_{10}}{\alpha_{20}}}{1 + \frac{f_2 \cdot f_{10}}{f_{20} \cdot f_1}} \quad (15)$$

Последнее выражение получено для условий схожих теплофизических свойств теплоносителей, например, отработавшие газы-воздух. В более общем виде оно должно быть представлено как

$$FAR_{\text{мод p}} = \frac{\frac{k_p}{k_0}}{\frac{f_{1p}}{f_{10}} + \frac{f_2}{f_{20}}} = \frac{f_{10} \cdot f_{20} \cdot (\alpha_{10} + \alpha_{20})}{(f_{1p} \cdot f_{20} + f_2 \cdot f_{10}) \cdot \alpha_{10} \cdot \alpha_{20} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_{1np}} \cdot \frac{F_2}{F_{1pc}} \right)} \quad (17)$$

В случае $\alpha_2 \approx \alpha_{1np}$ полученные выражения преобразуются к виду

$$FAR_{\text{мод p}} = \frac{FAR_{1np}}{1 + \frac{F_2}{F_{1pc}}} \cdot \frac{1 + \frac{\alpha_{10}}{\alpha_{20}}}{1 + \frac{f_2 \cdot f_{10}}{f_{20} \cdot f_{1p}}} \quad (18)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (12)$$

Выполняя преобразования уравнения (10) получено

$$FAR_{\text{мод}} = \frac{FAR_1}{2} \cdot \frac{1 + \frac{Nu_{10}}{Nu_{20}}}{1 + \frac{Eu_2}{Eu_{20}} \cdot \frac{Eu_{10}}{Eu_1}} \quad (16)$$

Для ребренных поверхностей $F_1 \neq F_2$ и выражение для коэффициента теплопередачи определится выражением

$$k_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{1np}} \cdot \frac{F_2}{F_{pc}}} \approx \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_{1np}} \cdot \frac{F_2}{F_{pc}}},$$

где F_2 – площадь поверхности без ребер со стороны «холодного» теплоносителя; приведенный коэффициент теплоотдачи со стороны «горячего» теплоносителя согласно [31] определится как

$$\alpha_{1np} = \alpha_{1p} E \frac{F_{1p}}{F_{1pc}} + \alpha_{1c} \frac{F_{1c}}{F_{1pc}},$$

где $F_{1pc} = F_{1p} + F_{1c}$, E – коэффициент эффективности ребра.

Выполняя преобразования аналогично как для гладкой стенки

В случае гладкой стенки значение $FAR_{\text{нр}} = FAR_1$ а $\frac{F_2}{F_{1\text{рс}}} \approx 1$ и уравнение (18)

переходит в (15). Полученные выражения (15) и (18) позволяют проводить анализ эффективности способов интенсификации

$$FAR_{\text{мод}} = \frac{\frac{k}{k_0}}{\sum \frac{Eu}{Eu_0}} = \frac{FAR_{\alpha_1} \cdot \frac{Eu_1}{Eu_{10}} \cdot FAR_{\alpha_2} \cdot \frac{Eu_2}{Eu_{20}} \cdot \left(\frac{\lambda_1}{d_1} Nu_{10} + \frac{\lambda_2}{d_2} Nu_{20} \right)}{\frac{\lambda_1}{d_1} Nu_{10} \cdot FAR_{\alpha_1} \cdot \frac{Eu_1}{Eu_{10}} + \frac{\lambda_2}{d_2} Nu_{20} \cdot FAR_{\alpha_2} \cdot \frac{Eu_2}{Eu_{20}} \cdot \left(\frac{Eu_1}{Eu_{10}} + \frac{Eu_2}{Eu_{20}} \right)} \quad (19)$$

Для определения эффективности передачи теплоты на III уровне оценки передаваемый тепловой поток представлен как

$$Q_{\text{та}} = F(Q_{1\text{та}}, Q_{2\text{та}}, Q_{\text{м}}^{12}, \delta p_1, \delta p_2, \dots)$$

где $Q_{1\text{та}}$ – передаваемый тепловой поток от горячего теплоносителя, $Q_{2\text{та}}$ –

$$Q_{1\text{ТАj}}^1 = Q_{2\text{ТАj}}^1 + Q_{\text{потТАj}}^1$$

$$Q_{1\text{ТАj}}^1 = \alpha_{1j}^1 \cdot \Delta t_{1j}^1 \cdot F_{1j}^1 = \alpha_{10j}^1 \cdot FAR_{\alpha_{1j}}^1 \cdot \left(\frac{Eu_1}{Eu_{10}} \right) \cdot \Delta t_{1j}^1 \cdot F_{1j}^1$$

$$Q_{2\text{ТАj}}^1 = k_{12j}^1 \cdot \Delta t_{12j}^1 \cdot F_{12j}^1 = k_{120j}^1 \cdot FAR_{k_{1j}}^1 \cdot \left(\sum \frac{Eu}{Eu_0} \right) \cdot \Delta t_{12j}^1 \cdot F_{12j}^1,$$

где $Q_{\text{потТАj}}^1$ – тепловые потери при передаче теплоты от горячего теплоносителя к холодному.

теплопередачи с целью определения наиболее эффективных параметров интенсификации.

В случае, если условие (14) не выполняется, то показатель $FAR_{\text{мод}}$ определится как

воспринимаемый тепловой поток холодным теплоносителем, $Q_{\text{та}}^{12}$ – потери теплоты при передаче от горячего источника к холодному.

Передаваемый тепловой поток от горячего теплоносителя определится как

Воспринимаемый холодным теплоносителем тепловой поток определится следующими выражениями

$$Q_{1\text{ТАj}}^2 = Q_{2\text{ТАj}}^2 + Q_{\text{потТАj}}^2$$

$$Q_{2\text{ТАj}}^2 = \alpha_{2j}^2 \cdot \Delta t_{2j}^2 \cdot F_{1j}^2 = \alpha_{20j}^2 \cdot FAR_{\alpha_{2j}}^2 \cdot \left(\frac{Eu_2}{Eu_{20}} \right) \cdot \Delta t_{2j}^2 \cdot F_{1j}^2$$

$$Q_{2\text{ТАj}}^2 = k_{12j}^2 \cdot \Delta t_{12j}^2 \cdot F_{12j}^2 = k_{120j}^2 \cdot FAR_{k_{1j}}^2 \cdot \left(\sum \frac{Eu}{Eu_0} \right) \cdot \Delta t_{12j}^2 \cdot F_{12j}^2$$

Потери при передаче теплоты определяются как

$$Q_{1\text{ТАj}}^{12} = Q_{2\text{ТАj}}^{12} + Q_{\text{потТАj}}^{12}$$

$$Q_{1\text{ТАj}}^{12} = \alpha_{1j}^{12} \cdot \Delta t_{1j}^{12} \cdot F_{1j}^{12}$$

$$Q_{2\text{ТАj}}^{12} = k_{12j}^{12} \cdot \Delta t_{12j}^{12} \cdot F_{12j}^{12}$$

На основании зависимостей (7) и (16) проведена оценка эффективности преобразования теплоты в газотурбинной установке с утилизацией теплоты в утилизационном котле, работающем на паровую турбину.

Исходными данными для расчета являлись значения величин, приведенные в [32], основные из которых:

– газотурбинный двигатель $UGT25000$, $N_e=26200$ кВт;

– удельный расход топлива двигателя $g_e = 0,232$ кг/(кВт·ч);

– расход газа $G_r = 87$ кг/с;

– паропроизводительность котла $G_{\text{п}}=19,5$ кг/с;

– температура газов на входе в котел $t_{\text{газ.вх}}^{\text{ук}} = 485^\circ\text{C}$;

– температура газов на выходе из котла $t_{\text{газ.вых}}^{\text{ук}} = 164^\circ\text{C}$;

- аэродинамическое сопротивление поверхности нагрева $\Delta p_{\text{газ}}=2222$ Па;
- гидравлическое сопротивление поверхности нагрева $\Delta p_{\text{вод}}=203886$ Па;
- КПД паровой турбины [33] $\eta_{\text{пар.т}} = 0,61$;

Остальные исходные данные детально приведены в [32].

Для рассматриваемого случая, (7) необходимо представить в виде

$$\eta_{\text{сл.ц}} = \eta_{\text{пт}} \cdot \eta_{\text{Л.сл}} \cdot \eta_{\text{пар.т}} \cdot \left(1 + \frac{\delta Q_{\text{сл}} \cdot \eta_{\text{пар.т}}}{\eta_{\text{пт}} \cdot \eta_{\text{Л.сл}}} \right) \quad (20)$$

Рассчитанное по выражению (20) эффективность преобразования теплоты составляет $\eta_{\text{сл.ц}} = 0,516$. Увеличение эффективности возможно за счет дополнительного количества теплоты, получаемого в сложном цикле $\delta Q_{\text{сл}}$, путем интенсификации процессов теплопередачи в утилизационном котле.

Из уравнения (7)

$$\delta Q_{\text{сл}} = \frac{\Delta Q_{\text{сл}}}{Q_1 \cdot \eta_t},$$

где $\Delta Q_{\text{сл}}$ – количество теплоты, полученное в данном случае в котле, которое на основании уравнения (18) можно представить как

$$\Delta Q_{\text{сл}} = k_0 \cdot FAR_{\text{мод}} \cdot \left(\sum Eu / Eu_0 \right) \cdot F \cdot \Delta t \cdot$$

Рассмотрен вариант повышения эффективности передачи теплоты за счет интенсификации теплоотдачи в котле по газовой стороне использованием интенсификаторов, выступающих в поток, исходные данные для расчета которых приняты по [11].

Представленная на рис.2 зависимость показывает эффективность применения интенсификации теплопередачи в элементе установки – утилизационном котле – для повышения эффективности в целом всей установки. Дальнейшее повышение эффективности возможно за счет разработки более эффективных интенсификаторов теплоотдачи, в которых рост эффективности теплоотдачи превышает рост гидродинамического сопротивления при обтекании поверхности. При этом, при анализе процессов теплопередачи установлено, что эффективность преобразования теплоты зависит от комплекса $FAR_{\text{мод}} \cdot \left(\sum Eu / Eu_0 \right)$. Граничное же значение комплекса $\left(\sum Eu / Eu_0 \right)$ будет

определяться максимальным значением гидродинамического сопротивления теплообменного аппарата, которой в свою очередь зависит от максимального противодавления на выходе из двигателя.

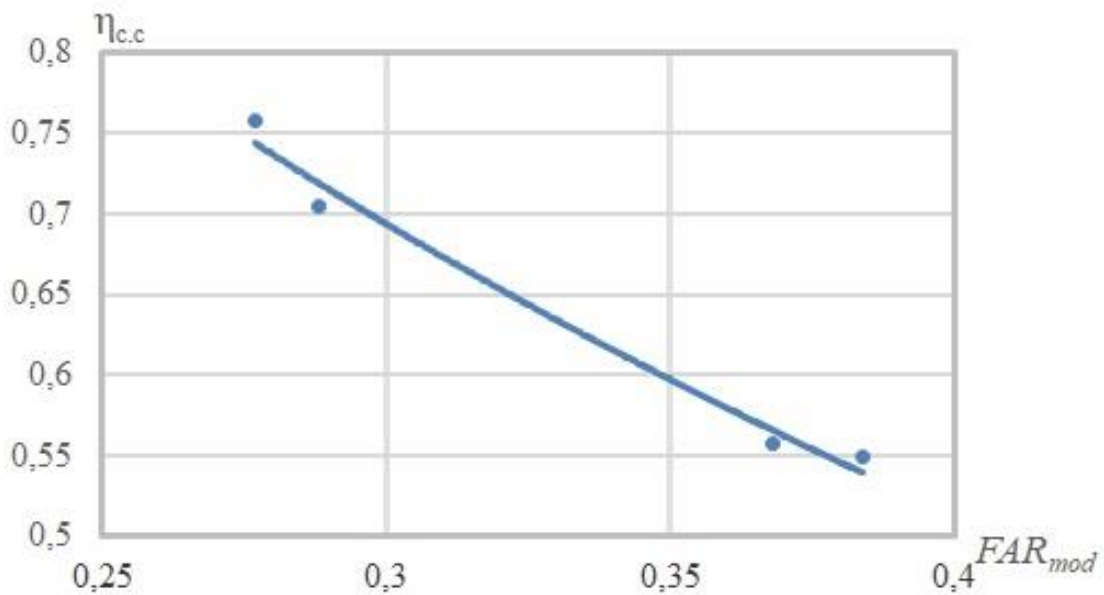


Рис.2. Зависимость эффективности передачи теплоты в энергетической установке сложного цикла.
Fig. 2. Dependence of the heat transfer efficiency in a complex cycle power plant.

Заклучение

1. Обоснован обобщенный показатель эффективности процессов переноса теплоты, учитывающий тепловые и гидравлические потери при ее преобразовании, в энергетической установке простого и сложного циклов;
2. Предложена трехуровневая модель оценки эффективности процессов переноса теплоты в элементах энергетических установок, которая учитывает не только процессы теплоотдачи, но и теплопередачи между элементами установки;
3. На основании предложенной модели показана возможность повышения эффективности преобразования теплоты в газотурбинной установке с утилизацией теплоты в утилизационном котле с 51,6 до 75,2%.
4. Установлено, что граничные значения показателя эффективности будут определяться максимально допустимым гидродинамическим сопротивлением элемента энергетической установки;
5. Полученные результаты будут использованы для определения влияния интенсификации процессов переноса теплоты и массы теплоносителей на массогабаритные и ресурсные показатели элементов энергетических установок.

Литература (References)

[1] Molyakov V.D., Tumashev R.Z. Obosnovaniye skhem i parametrov vysokoeffektivnykh gazoturbinnnykh ustanovok dlya maloy energetiki [Substantiation of schemes and parameters of highly efficient gas turbine plants for small-scale power generation]. *Izvestiya VUZov. Mashinostroyeniye*, 2012, no. 10, pp.52-58. (In Russian).

[2] Movchan S.N., Bochkarev Y.V., Solomonyuk D.N. Regeneratory proyekta TSNIOKR "Mashproyekt" dlya stacionarnykh i sudovykh gazoturbinnnykh ustanovok [Regenerators of the TsNIOKR "Mashproekt" project for stationary and marine gas turbine plants]. *Naukovi pratsi. Seriya «Tekhnohenna bezpeka». Tom 111: Vydavnytstvo MDHU im. P.Mohyly*, 2009, no 98, pp. 206-215. (In Russian).

[3] Shiganov A.B., Shiganov A.A. Regeneratsiya teploty otrabotavshikh gazov GTU v skhemakh s promezhutochnym okhlazhdeniyem vozdukh [Heat recovery of exhaust gases from gas turbine plants in circuits with intermediate air cooling]. *Problemy energetiki*, 2010, no 7-8. pp.20-28. (In Russian).

[4] www.ge.com/power/gas/gas-turbines/9ha (accessed 28.08.2020).

[5] <https://www.siemens-energy.com/global/en/offers/power-generation/gas-turbines/sgt-a45.html> (accessed 27.08.2020).

[6] <https://new.siemens.com/global/en/products/energy/power-generation/gas-turbines/sgt-700.html> (accessed 28.08.2020).

[7] www.rolls-royce.com/products-and-services/defence/naval/gas-turbines/mt30-marine-gas-turbine.aspx (accessed 29.08.2020).

[8] <https://mandieselturbo.com/docs/librariesprovider6/technical-papers/waste-heat-recovery-system.pdf> (accessed 30.08.2020).

[9] Schmidt A. (2019). *Technical Thermodynamics for Engineers*. doi:10.1007/978-3-030-20397-9.

[10] *Heat transfer and hydrodynamics near surface depressions (holes)*. K.: In-t tekhnicheskoy teplofiziki NAN Ukrainy, 2005. 140 p. (Rus. ed.: Khalatov A.A. *Teploobmen i gidrodinamika okolo poverkhnostnykh uglubleniy (lunok)*, K.: In-t tekhnicheskoy teplofiziki NAN Ukrainy, 2005. 140 p). (In Russian).

[11] Khalatov A.A., Okishev A.V., Onishchenko V.N. Obobshcheniye opytnykh dannyykh po faktoru analogii Reynol'dsa dlya intensivatorov teploobmena razlichnykh tipov [Generalization of experimental data on the Reynolds analogy factor for heat transfer intensifiers of various types]. *Promysh. Teplotekhnika*, 2010, t.32, no 5. pp. 5-13. (In Russian).

[12] Zhenchuan Wang, Chao Liu, Songsong Zhang. Heat Transfer Characteristics and Energy Efficiency Analysis of Finned Tube Heat Exchangers. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2019, Volume 721, International Conference on Boilers and Heat Exchangers (ICBHE2019) 1–4 November 2019, Hangzhou, China.

[13] V. Bavane, P. Rindhe. Energy Analysis of Thermal Power Plant International Journal of Research in Advent Technology (IJRAT) *Special Issue National Conference "CONVERGENCE 2017"*, 09th April 2017.

[14] Zhang H., Liang W., Liu J., Wang J. Modeling and Energy Efficiency Analysis of Thermal Power Plant with High Temperature Thermal Energy Storage (HTTES). *Journal of Thermal Science*, 2020. doi:10.1007/s11630-020-1310-6.

[15] Liu L., Zhang L. Performance Analysis on Combustion and Heat Transfer of the Ship Power Plant. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2020, p 546. doi:10.1088/1755-1315/546/2/022012.

[16] Fakheri A. Heat Exchanger Efficiency. *Journal of Heat Transfer*, 2007, no. 129(9), p. 1268. doi:10.1115/1.2739620.

[17] Fakheri A. Efficiency analysis of heat exchangers and heat exchanger networks.

International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, no. 76, pp. 99–104. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.04.027.

[18] Ahmed T. Al-Sammarraie, Kambiz Vafa Thermal-Hydraulic Performance Analysis of a Convergent Double Pipe Heat Exchanger. *ASME Journal of Heat Transfer*, 2019, no. 1.

[19] Pattanayak L., Padhi B. N., & Kodamasingh B. Thermal performance assessment of steam surface condenser. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2019, no. 14. doi:10.1016/j.csite.2019.100484.

[20] Carril J. C., Insua Á. B., Gómez J. R., Gómez, M. R. HTR-Based Power Plants' Performance Analysis Applied on Conventional Combined Cycles. *Science and Technology of Nuclear Installations*, 2015, pp. 1–11. doi:10.1155/2015/716572.

[21] Herwig H., Wenterodt T. Heat Transfer and Its Assessment. *Heat Transfer - Theoretical Analysis, Experimental Investigations and Industrial Systems*, 2011. doi:10.5772/13834.

[22] Mahood H. B., Campbell A. N., Thorpe, R. B., & Sharif, A. O. Heat transfer efficiency and capital cost evaluation of a three-phase direct contact heat exchanger for the utilization of low-grade energy sources. *Energy Conversion and Management*, 2015, no. 106, pp. 101–109. doi:10.1016/j.enconman.2015.09.023.

[23] Selvam C., Solaimalai Raja R., Mohan Lal, D., & Harish, S. Overall heat transfer coefficient improvement of an automobile radiator with graphene based suspensions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, no. 115, pp. 580–588. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.08.071.

[24] Abd A. A., Kareem M. Q., Naji S. Z. Performance analysis of shell and tube heat exchanger: Parametric study. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2018, no. 12, pp. 563–568. doi:10.1016/j.csite.2018.07.009.

[25] Cherednichenko O., Serbin S. Analysis of Efficiency of the Ship Propulsion System with Thermochemical Recuperation of Waste Heat. *Journal of Marine Science and Application*, 2018, no. 17(1), pp. 122–130. doi:10.1007/s11804-018-0012-x.

[26] Cherednichenko O., Mitienkova V. Analysis of the Impact of Thermochemical Recuperation of

Waste Heat on the Energy Efficiency of Gas Carriers. *J. Marine. Sci. Appl*, 2020, no. 19, pp. 72–82. doi:10.1007/s11804-020-00127-5.

[27] Cherednichenko O. Efficiency Analysis of Methanol Usage for Marine Turbine Power Plant Operation Based on Waste Heat Chemical Regeneration. *Problemele Energeticii Regionale*, 2019, pp. 102–111. doi:10.5281/zenodo.2650429.

[28] Kornienko V., Radchenko M., Radchenko R., Konovalov D., Andreev, A., Pyrysunko, M. Improving the efficiency of heat recovery circuits of cogeneration plants with combustion of water-fuel emulsions. *Thermal Science OnLine-First*, 2020, p 154.

[29] Trushliakov, E., Radchenko, M., Radchenko, A., Kantor, S., & Zongming, Y. [Statistical Approach to Improve the Efficiency of Air Conditioning System Performance in Changeable Climatic Conditions]. *5th International Conference on Systems and Informatics (ICSAI)*, 2018. doi:10.1109/icsai.2018.8599434.

[30] Radchenko R., Kornienko V., Pyrysunko M., Bogdanov M., Andreev A. [Enhancing the efficiency of marine diesel engine by deep waste heat recovery on the base of its simulation along the route line] *Nechyporuk Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. Advances in Intelligent Systems and Computing*, 2020, vol.1113, pp 337–350.

[31] Kutateladze S. S. *Heat transfer and flow resistance: Reference manual*. M.: Energoatomizdat, 1990, 367 p. (Rus. ed.: Kutateladze S. S. *Teplotperedacha i gidrodinamicheskoye soprotivleniye: Spravochnoye posobiye*. M.: Energoatomizdat, 1990, 367 p).

[32] Industrial gas turbines for power engineering. Available at: https://zmturbines.com/wp-content/uploads/2017/09/2017_Буклет-по-энергетике_ukr.pdf. (accessed 28.08.2020).

[33] Efficiency: More value to your facility. Available at: <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uid:5428122ca5a675845eae3f573452a9e58e65b254/steam-turbine-product-overview-01-2018.pdf>. (accessed 29.08.2020).

Сведения об авторе.



Кузнецов Валерий Валериевич,

кандидат технических наук, докторант
НУК им. адмирала Макарова. Область
научных интересов: повышение
эффективности процессов
теплопередачи в элементах
энергетических установок
E-mail: kuznetsov_v_v@ukr.net