Влияние расходов теплоносителей на параметр теплообменника при переменных режимах его работы

Т.А. Рафальская¹, В.Я. Рудяк^{1,2}

¹Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин)
(НГАСУ (Сибстрин)), 630008, г. Новосибирск, ул. Ленинградская, д. 113;

²Новосибирский государственный университет (НГУ),
630090, г. Новосибирск, ул. Пирогова, д. 2

АННОТАЦИЯ

Введение. Теплообменные аппараты, применяемые в различных отраслях промышленности, чаще всего работают в условиях переменных расходов и температур. Существующие теории расчета режимов теплообменных аппаратов основаны на использовании постоянных безразмерных параметров при любом режиме работы. Данные соотношения, учитывающие влияние скоростей теплоносителей на коэффициент теплопередачи теплообменника, привязаны к конкретным типам теплообменников и могут применяться только при постоянных температурах теплоносителей. Цель данной работы — получение зависимостей для определения влияния расходов теплоносителей на переменный параметр теплообменника.

Материалы и методы. Определены основные переменные режимы работы для водо-водяных теплообменников в системах теплоснабжения. Методом моделирования в пакете MathCad найдены зависимости, описывающие изменение параметра теплообменника для всех рассмотренных переменных режимов, что позволило получить общую формулу изменения параметра теплообменника при меняющихся расходах теплоносителей. Коэффициенты в этой формуле учитывают влияние температур теплоносителей, которые при расчете переменных режимов обычно не известны, особенно при работе связанных теплообменников.

Результаты. Для проверки существующих соотношений, описывающих изменение параметра теплообменника и полученной формулы, проведены расчеты большого числа теплообменников в переменных режимах работы. Сравнение с результатами моделирования показало, что соотношения известных теорий теплообменных аппаратов хорошо работают только в режиме с постоянными температурами теплоносителей, использование их в других режимах работы приводит к значительным ошибкам.

Выводы. Формула дает возможность найти влияние расходов теплоносителей на переменный параметр теплообменника. Формулу можно применять для прогнозирования режимов крупных систем, включающих большое количество теплообменников различных типов.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: теплообменный аппарат, теплоноситель, параметр теплообменника, коэффициент теплопередачи, переменный режим работы

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Рафальская Т.А., Рудяк В.Я. Влияние расходов теплоносителей на параметр теплообменника при переменных режимах его работы // Вестник МГСУ. 2019. Т. 14. Вып. 5. С. 621–633. DOI: 10.22227/1997-0935.2019.5.621-633

Influence of coolant flow rates on the heat exchanger parameter at variable operation modes

Tatyana A. Rafalskaya¹, Valery Ya. Rudyak^{1,2}

¹Novosibirsk State University of Architecture and Civil Engineering (Sibstrin) (NSUACE (Sibstrin)),
113 Leningradskaya st., Novosibirsk, 630008, Russian Federation;

²Novosibirsk State University (NSU), 2 Pirogova st., Novosibirsk, 630090, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. Being used in various industries, heat exchangers most often work under conditions of variable coolant flows and temperatures. At the same time, the existing theories of calculating the heat exchanger operation modes are based on the use of constant unitless parameters at any operation mode. Taking into account the effect of coolant rates on the heat transfer coefficient of the heat exchangers, the given relations are bound to specific types of heat exchangers and can only be used at constant coolant temperatures. The purpose of this study is to obtain expressions for determining the effect of coolant flow rates on the variable heat exchanger parameter.

Materials and methods. The main variable operation modes for water-to-water heat exchangers used in heat supply systems are determined. Using simulation in the PTC Mathcad software, dependencies describing the change in the heat exchanger parameter for all the considered variable operation modes are defined. This made it possible to obtain a general formula for the change in the heat exchanger parameter for varying coolant flow rates. Coefficients in this formula take into

consideration the effect of coolant temperatures, which cannot be known when calculating variable conditions, especially when the interconnected heat exchangers are operating.

Results. To test applicability of the existing relations describing the change in the heat exchanger parameter and of obtained formula, a large number of heat exchangers is calculated at variable operation modes. Comparison with the simulation results shows that the correlations of heat exchanger theories work well at the mode with constant coolant temperatures only, while their use at other operation modes can lead to large calculation errors.

Conclusions. The obtained formula allows finding the effect of coolant flow rates on the variable heat exchanger parameter. The formula can be used to predict the operation modes of large systems including a large number of various-type heat exchangers.

KEYWORDS: heat exchanger, coolant, heat exchanger parameter, heat transfer coefficient, variable operation mode

FOR CITATION: Rafalskaya T.A., Rudyak V.Ya. Influence of coolant flow rates on the heat exchanger parameter at variable operation modes. *Vestnik MGSU* [Proceedings of Moscow State University of Civil Engineering]. 2019; 14(5):621-633. DOI: 10.22227/1997-0935.2019.5.621-633 (rus.).

ВВЕДЕНИЕ

Теплообменные аппараты широко применяются во многих отраслях промышленности. В этих аппаратах используются различные виды теплообмена, разные теплоносители и схемы их движения. Чаще всего теплообменники работают в условиях переменных расходов и температур, т.е. при меняющейся тепловой производительности аппарата. Вместе с тем обычно применяющаяся для расчета теплообменных аппаратов теория Е.Я. Соколова¹, получившая развитие в работах Н.М. Зингера², основана на использовании постоянных параметров теплообменников:

$$\Phi_0 = \frac{(kF)_c}{\sqrt{W_{pc}W_{hc}}}, \quad (1)$$

где Φ_0 — тепловая производительность аппарата, отнесенная к 1 °С средней разности температур и единице расходов греющего и нагреваемого теплоносителей; $(kF)_c$ — произведение коэффициента теплопередачи теплообменника на его площадь в установочном (расчетном) режиме, Вт/К; W_{pc} , W_{hc} — установочные эквиваленты расходов первичного (греющего) и вторичного (нагреваемого) теплоносителей, Вт/К.

Для расчета эффективности воздушных теплообменников регенеративного [1] и рекуперативного типов [2–4], теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем [5–7], форсуночных камер [8, 9], авиационных двигателей [10], аппаратов химической промышленности [11], а также микроканаль-

ных теплообменников [12, 13], Е.В. Стефановым³ был предложен метод чисел единиц переноса NTU, хорошо согласующийся с теорией Е.Я. Соколова и Н.М. Зингера^{1, 2} и с методикой В.М. Кэйса, А.Л. Лондона⁴. В частности, для теплоносителей с одинаковым массовым расходом G (например, для рекуператоров утилизации теплоты и охлаждения газов в условиях сухого теплообмена), число единиц переноса NTU находится по формуле [12, 14]

$$NTU = \frac{(kF)_c}{W_{\min}}, \quad (2)$$

где $W_{\min} = G \cdot c_p$ — меньший эквивалент расхода; c_p — удельная изобарная теплоемкость газа.

Формула (1) применяется при расчете переменных режимов работы водо-водяных теплообменников (см., например, [15–17] и цитированную там литературу). Для определения и сравнения эффективности теплообменников разных типов применяются постоянные параметры, определяемые по формуле (2) [18–20] или другим формулам, в зависимости от типа теплообменного аппарата и вида теплообмена [21, 22]. Использование постоянных параметров при расчете переменных режимов работы теплообменных аппаратов неоднократно подвергалось критике, поскольку параметр теплообменника при этом в общем случае существенно меняется. В работе [23] показано, что на параметр теплообменника Φ могут влиять все величины, определяющие изменение коэффициента теплопередачи. Φ незначительно отклоняется от установочного значения, лишь, если и температурный перепад, и расходы теплоносителей, увеличиваются с увеличением те-

¹ Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. М.: Изд-во МЭИ, 2001. 472 с.

² Зингер Н.М. Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных систем. М.: Энергоатомиздат, 1986. 320 с.

³ Стефанов Е.В. Вентиляция и кондиционирование воздуха. СПб.: АВОК Северо-Запад, 2005. 402 с.

⁴ Кэйс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. М.: Энергия, 1967. 222 с.

пловой мощности теплообменника. В то же время расходы первичного и вторичного теплоносителей могут меняться почти неограниченно. В реальных условиях обычно типичен другой режим работы, сопровождающийся увеличением температурного напора в теплообменнике при снижении его тепловой мощности. Это делает невозможным использование соотношений с постоянными параметрами даже для расчета отдельного теплообменника.

На практике для определения параметров теплообменников широко применяются формулы, полученные Н.М. Зингером² для трубчатых секционных и пластинчатых водо-водяных подогревателей. При турбулентном и переходном режимах течения воды в трубках удельный (отнесенный к метру длины труб l , 1/м) параметр секционного водо-водяного подогревателя имеет, соответственно, вид

$$\Phi_{sp} = \frac{\Phi}{l} = \frac{C}{\left(\frac{f_{its}}{f_{is}}\right)^{0,5} d_{int}^{0,2} \frac{w_{its}^{0,2}}{A_{is}} \left[\frac{A_{is}}{A_{its}} \left(\frac{d_{eq}}{d_{int}}\right)^{0,2} \left(\frac{w_{ts}}{w_{its}}\right)^{0,5}\right] + \left(\frac{w_{its}}{w_{ts}}\right)^{0,3}}}, \quad (3)$$

$$\Phi_{sp} = \frac{\Phi}{l} = \frac{C}{\left(\frac{f_{its}}{f_{is}}\right)^{0,5} \left[d_{eq}^{0,2} \frac{w_{its}^{0,2}}{A_{ist}} \left(\frac{w_{ts}}{w_{its}}\right)^{0,5}\right] + \frac{v_{ts} \cdot 10^3}{B d_{int}} \left(\frac{w_{its}}{w_{ts}}\right)^{0,5}}, \quad (4)$$

где f_{its} и f_{is} — площади межтрубного и трубного пространства, m^2 ; $d_{eq} = \frac{D_{int}^2 - n d_{out}^2}{D_{int} + n d_{out}}$ — эквивалентный диаметр межтрубного пространства, m ; D_{int} — внутренний диаметр корпуса подогревателя, m ; d_{out} — наружный диаметр трубок, m ; n — число трубок; w_{ts} , w_{its} — скорости теплоносителей в трубках и межтрубном пространстве, m/c ; v_{ts} — кинематическая вязкость воды в трубках, m^2/c ; A_{is} , A_{its} — коэффициенты, зависящие от средней температуры воды в трубках t_{is}^m или в межтрубном пространстве t_{its}^m : $A = 1410 + 21t^m - 0,044(t^m)^2$;

$$C = \frac{4\mu}{d_{int} (c_{its} c_{is} \rho_{its} \rho_{is})^{0,5}},$$

где c_{its} , ρ_{its} и c_{is} , ρ_{is} — соответственно теплоемкость, $Дж/(кг \cdot K)$ и плотность, $кг/м^3$, теплоносителя в межтрубном пространстве и в трубках; $\mu = d_m/d_{int}$; d_m и d_{int} — средний и внутренний диаметр трубок, mm .

Соответствующее выражение для удельного параметра пластинчатых водо-водяных подогревателей, отнесенного к числу ходов теплообменника, имеет вид

$$\Phi_{sp} = \frac{\Phi}{x} = \frac{P}{\left(\frac{B_1}{w_1^{0,73}} + B_3 + \frac{B_2}{w_2^{0,73}}\right) w_1^{0,5} w_2^{0,5}}, \quad (5)$$

где $P = 2F'/f$, F' — теплопередающая поверхность одной пластины, m^2 ; f — площадь сечения канала, m^2 ; w_1 , w_2 — скорости первичного и вторичного теплоносителей, m/c ; коэффициент B_1 для первичного теплоносителя определяется так

$$B_1 = \frac{d_{eq}^{0,27} v_1^{0,73} (\rho_1 \rho_2 c_1 c_2)^{0,5}}{A \lambda_1 Pr_1^{0,43}},$$

аналогично определяется коэффициент B_2 для вторичного теплоносителя. Здесь d_{eq} — эквивалентный диаметр канала, m ; v_1 , v_2 — кинематическая вязкость первичного и вторичного теплоносителей, m^2/c ; c_1 , ρ_1 и c_2 , ρ_2 — соответственно теплоемкость, $Дж/(кг \cdot K)$ и плотность, $кг/м^3$, первичного и вторичного теплоносителей; A — постоянный коэффициент, зависящий от типа и площади пластин; λ_1 , λ_2 — теплопроводность теплоносителей, $Вт/(м \cdot K)$; $Pr = a/v$ — число Прандтля; a_1 , a_2 — температуропроводность первичного и вторичного теплоносителей, m^2/c ;

$$B_3 = \frac{\delta_{wall}}{\lambda_{wall}} (\rho_1 \rho_2 c_1 c_2)^{0,5};$$

δ_{wall} , λ_{wall} — толщина, m , и теплопроводность, $Вт/(м \cdot K)$, стенки пластины.

Формулы (3)–(5) используются многими авторами в расчетах и при переменных режимах работы [16, 17]. Однако они также не свободны от недостатков. В этих формулах влияние температур теплоносителей на коэффициент теплопередачи теплообменника учитывается только при конструктивном расчете (в установочном режиме). Это связано, в частности, с тем, что в переменных режимах работы температуры теплоносителей часто просто не известны, и их необходимо предварительно определить. Фактически поэтому формулы (3)–(5) нельзя использовать при переменных температурах теплоносителей. Важным обстоятельством является и то, что эти формулы привязаны к конкретным типам теплообменников и требуют знания их характеристик. При замене типа теплообменника (или даже его марки) необходим пересчет режимов его работы. Это делает практически невозможным расчет режимов работы группы разных теплообменников, что достаточно типично для многих теплотехнических систем.

Таким образом, до сих пор отсутствует какая-либо последовательная теория или даже полуэм-

пирические или эмпирические соотношения, позволяющие определять, не проводя громоздких расчетов, переменные параметры теплообменников. Вместе с тем это совершенно необходимо для построения адекватной системы автоматизации и регулирования тепловых потоков, что особенно важно в аварийных режимах эксплуатации. Выводу таких полуэмпирических соотношений и посвящена настоящая работа. Верификация полученных соотношений проведена с помощью большой серии численного моделирования наиболее типичных и практически важных переменных режимов работы теплообменников.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Основные переменные режимы работы теплообменников

Сложность расчета работы теплообменных устройств и последующее ее моделирование определяется широким спектром возможных при этом переменных режимов. Вообще говоря, перечень таких режимов почти неограничен. Существующие на сегодняшний день теории и формулы для описания и моделирования работы теплообменных устройств пригодны лишь в нескольких достаточно простых условиях. Чтобы рассчитывать более сложные ситуации работы теплообменных аппаратов при переменных режимах, следует вывести новые соотношения. Однако трудно получить соотношения, пригодные для моделирования любых переменных режимов. Будет вполне удовлетворительно, если полученные соотношения позволят описывать работу теплообменников в наиболее типичных и практически важных переменных режимах. Ниже в этом разделе и определяется перечень таких режимов.

Режим I. Режим, реализуемый при постоянных температурах греющего $t_{p1} = \text{const}$ и нагреваемого $t_{h1} = \text{const}$ теплоносителей на входе в теплообменник при любой тепловой мощности теплообменника Q . В этом случае изменение параметра $\Phi(Q)$, как следует из формулы (1), будет обратно пропорционально $\sqrt{W_p W_h}$, т.е. будет иметь вид гиперболы.

Режим II. Режим, реализуемый при постоянной температуре греющего теплоносителя $t_p = \text{const}$, и увеличивающейся с ростом тепловой мощности Q температуре нагреваемого теплоносителя t_h .

Режим III. Режим, реализуемый при постоянной температуре греющего теплоносителя $t_{p1} = \text{const}$, и уменьшающейся с ростом тепловой мощности температуре нагреваемого теплоносителя t_{h1} . Такой режим характерен для работы связанных теплообменников, например, для подогревателя горячего водоснабжения второй ступени в тепловом пункте.

В работе [23] показано, что в режимах II и III соотношение (1) выполняется практически точно и $\Phi(Q) \approx \Phi_0$, несмотря на значительное изменение расходов теплоносителей.

Режим IV. Режим, реализуемый при постоянной температуре нагреваемого теплоносителя $t_{h1} = \text{const}$, и увеличивающейся с ростом тепловой мощности температуре греющего теплоносителя t_{p1} .

Режим V. Режим, реализуемый при постоянной температуре нагреваемого теплоносителя $t_{h1} = \text{const}$, и уменьшающейся с ростом тепловой мощности температуре греющего теплоносителя t_{p1} .

В режимах IV и V параметр $\Phi(Q)$ отклоняется от Φ_0 , особенно в случае $W_h > W_p$ [23] (где W_p и W_h — эквиваленты расходов первичного (греющего) и вторичного (нагреваемого) теплоносителей соответственно). Таким образом, в этом случае $\Phi(Q) = \Phi_0$ не в точке, где равны эквиваленты расходов теплоносителей W_h и W_p , а при их существенном отклонении. Это дополнительно влияет на изменение расходов теплоносителей, что и вызывает отклонение $\Phi(Q)$ от Φ_0 . В то же время в режимах с $t_{h1} = \text{const}$ мало меняется тепловая мощность теплообменника при изменении t_{p1} и расходов теплоносителей.

Режим VI. Режим, реализуемый при увеличивающихся температурах греющего t_{p1} и нагреваемого t_{h1} теплоносителей с ростом тепловой мощности.

Режим VII. Режим, реализуемый при увеличивающейся температуре греющего t_{p1} и уменьшающейся температуре нагреваемого теплоносителя t_{h1} с ростом тепловой мощности.

Режим VIII. Режим, реализуемый при уменьшающихся температурах греющего t_{p1} и нагреваемого t_{h1} теплоносителей с ростом тепловой мощности.

Режим IX. Режим, реализуемый при уменьшающейся температуре греющего t_{p1} и увеличивающейся температуре нагреваемого теплоносителя t_{h1} с ростом тепловой мощности.

В режимах VI–IX $\Phi(Q) = \Phi_0$ лишь при $W_h = W_p$ [23]. В остальных случаях $\Phi(Q)$ может отклоняться от Φ_0 как в большую, так и в меньшую сторону в зависимости от соотношений расходов и температур. Таким образом, функциональная зависимость $\Phi(Q)$ в общем случае описывается достаточно сложной немонотонной кривой.

Режим X. Режим, реализуемый при постоянных расходах греющего $W_p = \text{const}$ и нагреваемого $W_{h1} = \text{const}$ теплоносителей. В этом случае переменный параметр $\Phi(Q)$ теплообменника меняется очень значительно. Эта зависимость имеет вид логарифмической кривой [23], и изменение Φ зависит только от изменения температур теплоносителей, которое вызывает изменение тепловой мощности Q .

Формула для определения переменных параметров теплообменников

Для режима I ($t_{p1} = \text{const}$, $t_{h1} = \text{const}$) из формулы (1) следует, что параметр Φ будет зависеть только от тепловой мощности Q и эквивалентов расходов теплоносителей W_p , W_h , поскольку температурный напор в теплообменнике будет постоянным и равным установочному $\Delta t = \Delta t_c$, т.е.

$$\Phi(Q) = \frac{kF}{\sqrt{W_p W_h}} = \frac{Q}{\Delta t_c \sqrt{W_p W_h}}. \quad (6)$$

Таким образом, в данном случае, зная эквиваленты расходов теплоносителей, можно легко найти Φ при изменении Q . Для остальных режимов эта зависимость не столь однозначная. Моделирование режимов работы теплообменника, выполненное в [23], позволило получить формулу, описывающую с погрешностью не выше 15 % изменение параметров теплообменника при средних значениях, и с большей погрешностью при малых и больших значениях Q . Эта формула имеет вид

$$\Phi(Q) = \Phi_0 \frac{Q}{\Delta t_c \sqrt{W_p W_h}} \left(\frac{W_p}{W_h} - 1 \right) \frac{1}{J} \pm \Phi_0, \quad (7)$$

где знак « $\pm$ » относится к режимам, в которых температура t_{h1} постоянна, а « $+$ » — ко всем остальным режимам. Здесь J — постоянный коэффициент, зависящий от режима работы теплообменника.

При использовании формулы (7) погрешность увеличивается при работе теплообменников по переменным температурным графикам с участками постоянных температур, а также при большом изменении расходов теплоносителей и тепловой мощности. Это связано с использованием постоянного коэффициента J .

Как показал анализ возможных переменных режимов работы, параметр теплообменника в общем случае существенно меняется. Для режима I это изменение описывается формулой (6). Заменим в формуле (7) параметр Φ_0 выражением $Q_c / (\Delta t_c \sqrt{W_{pc} W_{hc}})$. Кроме того, чтобы дополнительно учесть отклонение параметра Φ при одновременном изменении температур t_{p1} и t_{h1} , добавим комплекс $\sqrt{W_p W_h} / \sqrt{W_{pc} W_{hc}}$, а вместо постоянного коэффициента J используем некоторую степень параметра W_p / W_h . Конечно, характер изменения параметра теплообменника при вариации всех величин, определяющих его работу, чрезвычайно сложный. Поэтому, чтобы описать его эволюцию приходится ввести ряд констант, значения которых могут быть определены либо экспериментально, либо систематическим численным моделированием режимов, указанных в предыдущем разделе. В результате мы приходим к следующей формуле

$$\Phi(Q) = \frac{Q}{\Delta t_c \sqrt{W_p W_h}} \left\{ A \left[\left(\frac{W_p}{W_h} \right)^{B \frac{Q_c}{Q} + C} - (1 + D) \left[\left(\frac{\sqrt{W_p W_h}}{\sqrt{W_{pc} W_{hc}}} \right)^E + \frac{Q_c}{Q} \frac{\sqrt{W_p W_h}}{\sqrt{W_{pc} W_{hc}}} \right] \right\}, \quad (8)$$

где A — коэффициент, определяющий знак « $+$ » или « $-$ » в формуле (8). Коэффициент B определяет вид кривой $\Phi(Q)$ на начальном участке, т.е. при малых значениях Q , чем он больше, тем больше будет отклонение Φ от Φ_0 . Коэффициент C задает величину и направление отклонения Φ от Φ_0 при средних и больших Q , а D — смещение по вертикали кривой $\Phi(Q)$. Этот коэффициент применяется для режимов с $t_{h1} = \text{const}$. Наконец, E — коэффициент, позволяющий учесть нелинейность зависимости $\Phi(Q)$, в частности, при больших значениях Q в режимах с $t_{p1} \neq \text{const}$ и $t_{h1} \neq \text{const}$.

Коэффициенты A , B , C , D , E были определены в результате систематического моделирования режимов I–X. Методика моделирования подробно изложена в труде [23] (см. также [24, 25]). Расчет проводился методом последовательных приближений, где на начальном этапе, для того чтобы уменьшить количество неизвестных в системе уравнений теплопередачи и теплового баланса, использовались приближенные формулы теории Е.Я. Соколова и Н.М. Зингера. Затем полученные данные итерационно уточнялись до получения заданной сходимости. Результаты моделирования некоторых из указанных выше режимов показали [23], что параметр теплообменника Φ может существенно (на десятки процентов) отклоняться от установочного (постоянного) значения Φ_0 , определенного по формуле (1). На коэффициент теплопередачи теплообменника в переменном режиме влияют как расходы теплоносителей, так и их температуры. Вид кривой, описывающей переменный параметр Φ , зависит от режима работы теплообменного аппарата, определяемого заданным изменением температур теплоносителей (температурным графиком). Поэтому, выражение в фигурных скобках в формуле (8) представляет собой отношение $\Delta t_c / \Delta t$.

В результате моделирования для всех указанных режимов были получены зависимости $\Phi(Q)$, которые затем аппроксимировались формулой (8). По результатам этой аппроксимации были установлены зависимости для коэффициентов A , B , C , D , E , определяемых в установочном режиме. Значения коэффициентов приведены в табл. 1. Анализ полученных зависимостей позволил выделить четыре группы режимов работы теплообменника, определяемые характером изменения температур теплоносителей.

лей на входе в теплообменник. В табл. 1 в первом столбце приведены коэффициенты, а в последующих — их значения. Также необходимо отметить, что использование формулы (8) возможно и при неизвестных температурах теплоносителей на входе в теплообменник в переменном режиме, поскольку коэффициенты в формуле определяются только по установочным данным, которые всегда задаются при выборе теплообменника. Важно только знать режим (I–X) работы теплообменного аппарата, причем участки срезов температурного графика достаточно точно описываются формулой (8) с коэффициентами, определенными для основного режима. Это обстоятельство особенно важно при отклонении эксплуатационного температурного графика от принятого расчетного, а также при расчете режимов работы связанных теплообменников, где количество

неизвестных значительно больше, чем при расчете отдельного теплообменника.

Подставив значения коэффициентов из табл. 1 в формулу (8) для режима I, нетрудно убедиться, что в этом случае она сводится к выражению (6). Однако в остальных случаях ситуация сложнее, поскольку часть коэффициентов B , C , D для ряда режимов не являются константами. Они в общем случае зависят как от режима работы теплообменника, так и от установочных условий и их следует предварительно определить в установочном режиме. С практической точки зрения это существенно усложняет использование формулы (8) в инженерных расчетах. Если удовлетворительной в таких расчетах является точность 10–15 %, то вместо коэффициентов из табл. 1 можно использовать их средние значения. Эти значения приведены в табл. 2. Они с указанной

Табл. 1. Коэффициенты в формуле (8)

Table 1. Coefficients in the formula (8)

Коэффициент / Coefficient	Режим работы теплообменника / Heat exchanger operation mode			
	$t_{p1} = \text{const};$ $t_{h1} = \text{const}$	$t_{h1} = \text{const}$	$t_{p1} = \text{const}$	$t_{p1} \neq \text{const};$ $t_{h1} \neq \text{const}$
A	–1	–1	1	1
B	0,200	$0,015 - 0,0001(t_{pc1} - t_{hc1}) \geq 0$		$0,12 \frac{W_{hc}}{W_{pc}}$
C	$0,28 - 0,001(t_{pc1} - t_{hc1})$		$0,016 - 0,0001(t_{pc1} - t_{hc1}) +$ $+ 0,0015 \frac{W_{hc}}{W_{pc}} \geq 0$	$0,09 \frac{W_{hc}}{W_{pc}}$
D	$1,94 - 3,631 \frac{W_{hc}}{W_{pc}} +$ $+ 1,318 \left(\frac{W_{hc}}{W_{pc}} \right)^2$	$-1,371 + 0,017(t_{pc1} - t_{hc1}) -$ $- 5,453 \cdot 10^{-5} (t_{pc1} - t_{hc1})^2$	0	0
E	0	0	0	1

Табл. 2. Средние значения коэффициентов B , C , D Table 2. Average values of the coefficients B , C , D

Коэффициент / Coefficient	Режим работы теплообменника / Heat exchanger operation mode			
	$t_{h1} = \text{const}$	$t_{p1} = \text{const}$	$t_{p1} \neq \text{const};$ $t_{h1} \neq \text{const}$	$W_{p1} = \text{const};$ $W_{h1} = \text{const}$
A	–1	1	1	1
B	0,008	0,008	0,04	1
C	0,18	0,012	0,015	0
D	–0,2 для $(t_{pc1} - t_{hc1}) \geq 50^\circ\text{C}$ –0,8 для $(t_{pc1} - t_{hc1}) < 50^\circ\text{C}$	0	0	0
E	0	0	1	0

погрешностью описывают все рассмотренные переменные режимы работы теплообменников при разности температур теплоносителей в установочном режиме ($t_{pc1} - t_{hcl}$) от 15 до 200 °С и при любом изменении расходов теплоносителей.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для проверки области применимости формул (3)–(5) и (8) были проведены расчеты переменных режимов работы большого числа теплообменников по методике [23]. Расчет поверхности трубчатых и пластинчатых теплообменников проводился на основании так называемой «рациональной» скорости теплоносителей, определяемой допустимой потерей напора в теплообменном аппарате. Результаты расчетов для каждой группы тепловых режимов в соответствии с табл. 1 показаны на рис. 1–6.

На рис. 1 сравнивались значения удельных параметров теплообменников $\bar{\Phi} = \Phi/\Phi_0$ при постоянных значениях температур теплоносителей на входе в теплообменный аппарат (режим I). Как и отмечалось выше, все формулы в этом случае хорошо работают в широком диапазоне температур теплоносителей. Рассматривались как случай с увеличением тепловой мощности теплообменника в переменном режиме $Q > Q_c$ (рис. 1, а), так и с уменьшением тепловой мощности $Q < Q_c$ (рис. 1, б). И в том, и в другом случае на изменение Φ влияют только значения эквивалентов расходов первичного и вторичного

теплоносителей. В то же время параметр Φ существенно отклоняется от постоянного значения.

При постоянной температуре вторичного теплоносителя на входе в теплообменник (рис. 2) и небольшом изменении температуры первичного теплоносителя все соотношения также хорошо работают, поскольку режим близок к режиму I ($t_p \approx \text{const}$, $t_h = \text{const}$), см. рис. 2, а. При этом, чем выше установочная тепловая мощность теплообменника и чем меньше величина нагрева воды, тем меньше будет изменение тепловой мощности в переменном режиме, т.е. теплообменник будет работать в условиях, близких к установочным. Однако при большом изменении температуры первичного теплоносителя влияние температур теплоносителей на коэффициент теплопередачи увеличивается. В качестве примера на рис. 2, б показана работа теплообменника по отопительно-бытовому графику 150–70 °С, с изломом при 70 °С, с постоянной температурой нагреваемой воды на входе в теплообменник 37 °С. Применение соотношений (3), (4) в этом случае приводит к большим (на десятки процентов) ошибкам. С другой стороны, соотношение (5) для пластинчатых теплообменников описывает изменение параметра Φ достаточно хорошо.

При постоянной температуре первичного теплоносителя (рис. 3) наблюдается аналогичная картина. При большой разнице температур теплоносителей (рис. 3, а) формулы (3)–(5) качественно отличаются от точного расчетного значения [23].

Рис. 1. Удельный параметр теплообменника при постоянных температурах теплоносителей: а — $Q_c = 200$ кВт; $t_{p1} = 120$ °С; $t_{h1} = 55$ °С; б — $Q_c = 630$ кВт; $t_{p1} = 80$ °С; $t_{h1} = 55$ °С; 1 — расчет по методике [23]; 2 — по формуле (7); 3 — по формуле (8), коэффициенты по табл. 1; 4 — по формулам (3), (4); 5 — по формуле (5)

Fig. 1. Specific heat exchanger parameter at constant coolant temperatures: а — $Q_c = 200$ kW; $t_{p1} = 120$ °С; $t_{h1} = 55$ °С; б — $Q_c = 630$ kW; $t_{p1} = 80$ °С; $t_{h1} = 55$ °С; 1 — calculation according to the method [23]; 2 — according to the formula (7); 3 — according to the formula (8), the coefficients in the table 1; 4 — according to the formulae (3) and (4); 5 — according to the formula (5)

Рис. 2. Удельный параметр теплообменника при постоянной температуре вторичного теплоносителя: *a* — $Q_c = 900$ кВт; $t_{p1} = 80-70$ °C; $t_{h1} = 55$ °C; *b* — $Q_c = 600$ кВт; $t_{p1} = 150-70$ °C; $t_{h1} = 37$ °C; 1 — расчет по методике [23]; 2 — по формуле (8), коэффициенты по табл. 1; 3 — по формуле (8), коэффициенты по табл. 2; 4 — по формулам (3), (4); 5 — по формуле (5)

Fig. 2. Specific heat exchanger parameter at constant secondary coolant temperature: *a* — $Q_c = 900$ kW; $t_{p1} = 80$ to 70 °C; $t_{h1} = 55$ °C; *b* — $Q_c = 600$ kW; $t_{p1} = 150$ to 70 °C; $t_{h1} = 37$ °C; 1 — calculation according to the method [23]; 2 — according to the formula (8), see coefficients in Table 1; 3 — according to the formula (8), see coefficients in Table 2; 4 — according to the formulae (3) and (4); 5 — according to the formula (5)

Рис. 3. Удельный параметр теплообменника при постоянной температуре первичного теплоносителя: *a* — $Q_c = 200$ кВт; $t_{p1} = 150$ °C; $t_{h1} = 30-60$ °C; *b* — $Q_c = 1700$ кВт; $t_{p1} = 70$ °C; $t_{h1} = 30-60$ °C. Цифры — см. обозначения к рис. 2

Fig. 3. Specific heat exchanger parameter at constant primary coolant temperature: *a* — $Q_c = 200$ kW; $t_{p1} = 150$ °C; $t_{h1} = 30$ to 60 °C; *b* — $Q_c = 1700$ kW; $t_{p1} = 70$ °C; $t_{h1} = 30$ to 60 °C. See Fig. 2 legend for figures

С уменьшением разности температур теплоносителей эти ошибки уменьшаются (рис. 3, *b*).

При увеличении температуры первичного теплоносителя с ростом тепловой мощности (рис. 4) соотношение (1) также выполняется достаточно хорошо. При одновременном уменьшении температуры вторичного теплоносителя на входе, общее изменение температур (в большую для первичного и в меньшую для вторичного) компенсирует влияние температур теплоносителей на коэффициент теплопередачи, который зависит в основном от из-

менения расходов теплоносителей. Таким образом, соотношения (3), (4), (6) в этом случае могут с определенной погрешностью применяться для описания Φ в этом режиме.

Часто температура первичного теплоносителя увеличивается при уменьшении тепловой мощности теплообменника (см. рис. 5). Например, так работает подогреватель горячего водоснабжения второй ступени в тепловых пунктах систем теплоснабжения. В этом случае соотношения (3), (4) и особенно (5) работают плохо. При уменьшении разности

Рис. 4. Удельный параметр теплообменника при увеличивающейся температуре первичного теплоносителя с ростом тепловой мощности теплообменника: *a* — $Q_c = 2700$ кВт; $t_{p1} = 70\text{--}150$ °С; $t_{h1} = 55\text{--}15$ °С; *b* — $Q_c = 270$ кВт; $t_{p1} = 60\text{--}70$ °С; $t_{h1} = 50\text{--}15$ °С. Цифры — см. обозначения к рис. 2

Fig. 4. Specific heat exchanger parameter at increasing primary coolant temperature and increasing heat exchanger calorific power: *a* — $Q_c = 2700$ kW; $t_{p1} = 70$ to 150 °C; $t_{h1} = 55$ to 15 °C; *b* — $Q_c = 270$ kW; $t_{p1} = 60$ to 70 °C; $t_{h1} = 50$ to 15 °C. See Fig. 2 legend for figures

Рис. 5. Удельный параметр теплообменника при уменьшающейся температуре первичного теплоносителя с ростом тепловой мощности теплообменника: *a* — $Q_c = 450$ кВт; $t_{p1} = 150\text{--}70$ °С; $t_{h1} = 60\text{--}20$ °С; *b* — $Q_c = 1650$ кВт; $t_{p1} = 100\text{--}70$ °С; $t_{h1} = 55\text{--}20$ °С. Цифры — см. обозначения к рис. 2

Fig. 5. Specific heat exchanger parameter at decreasing primary coolant temperature and increasing heat exchanger calorific power: *a* — $Q_c = 450$ kW; $t_{p1} = 150$ to 70 °C; $t_{h1} = 60$ to 20 °C; *b* — $Q_c = 1650$ kW; $t_{p1} = 100$ to 70 °C; $t_{h1} = 55$ to 20 °C. See Fig. 2 legend for figures

температур теплоносителей погрешность применения соотношений (3) и (4) для трубчатых теплообменников уменьшается. Тем не менее все эти формулы не дают качественного описания зависимости Φ от Φ_0 в этом режиме.

Если расходы теплоносителей постоянны (рис. 6), режимы теплообменника невозможно опи-

сать формулами (3)–(5), поскольку они не отражают зависимости Φ от тепловой мощности Q . В то же время, при изменении тепловой мощности и постоянных расходах теплоносителей параметр теплообменника будет меняться при изменении температур теплоносителей, которые вызовут значительное изменение коэффициента теплопередачи теплообменника.

Рис. 6. Удельный параметр теплообменника при постоянных расходах теплоносителей: $Q_c = 600$ кВт; $t_{pl} = 150-70$ °С; $t_{hl} = 60-20$ °С. Цифры — см. обозначения к рис. 2

Fig. 6. Specific heat exchanger parameter at constant coolant flow rates: $Q_c = 600$ kW; $t_{pl} = 150$ to 70 °С; $t_{hl} = 60$ to 20 °С. See Fig. 2 legend for figures

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Применяемые в настоящее время соотношения с постоянными параметрами не во всех случаях адекватно описывают переменные режимы работы теплообменников. Кроме того, в целях энергосбережения часто применяются связанные группы теплообменников, работающие по различным температурным графикам, т.е. в разных режимах. Ошибка определения тепловой производительности в этом случае может значительно возрасти.

Получена новая формула, описывающая влияние расходов теплоносителей на параметр те-

плообменника в переменных режимах работы, не связанная с конкретным типом теплообменника. Формула (8) позволяет найти переменный параметр теплообменного аппарата без расчета переменных режимов работы теплообменника, который часто можно выполнить только методом последовательных приближений. Для инженерных расчетов возможно применение средних коэффициентов в формуле, что может увеличить погрешность расчетов не более чем на 10–15 %. Данную формулу можно использовать для прогнозирования режимов крупных систем, включающих большое количество теплообменников различных типов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Nellis G.F., Klein S.A. Regenerative heat exchangers with significant entrained fluid heat capacity // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2006. Vol. 49. No. 1–2. Pp. 329–340. DOI: 10.1016/j.ijheat-masstransfer.2005.06.021
2. Fernández-Torrijos M., Almendros-Ibáñez J.A., Sobrino C., Santana D. ε -NTU relationships in parallel-series arrangements: Application to plate and tubular heat exchangers // *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 99. Pp. 1119–1132. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.02.003.
3. Самарин О.Д. Учет неравномерности водопотребления в системах утилизации теплоты вытяжного воздуха на нужды горячего водоснабжения // *Вестник МГСУ*. 2017. Т. 12. Вып. 3 (102). С. 341–345. DOI: 10.22227/1997-0935.2017.3.341-345
4. Kayabasi E., Kurt H. Simulation of heat exchangers and heat exchanger networks with an economic aspect // *Engineering Science and Technology, an International Journal*. 2018. Vol. 21. Issue 1. Pp. 70–76. DOI: 10.1016/j.jestch.2018.02.006
5. Самарин О.Д. Оценка температурной эффективности теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем по безразмерным параметрам // *Известия высших учебных заведений. Строительство*. 2009. № 2 (602). С. 54–58.
6. Navarro H.A., Cabezas-Gómez L., Filho J.R.B.Z., Ribatski G., Saiz-Jabardo J.M. Effectiveness — NTU data and analysis for air conditioning and refrigeration air coils // *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2010. Vol. 32. No. 3. Pp. 218–226. DOI: 10.1590/s1678-58782010000300004

7. *Mirgolbabaei H.* Numerical investigation of vertical helically coiled tube heat exchangers thermal performance // *Applied Thermal Engineering*. 2018. Vol. 136. Pp. 252–259. DOI: 10.1016/j.applthermaling.2018.02.061
8. *Ren C.Q.* Effectiveness–NTU relation for packed bed liquid desiccant–air contact systems with a double film model for heat and mass transfer // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2008. Vol. 51. No. 7–8. Pp. 1793–1803. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.07.038
9. *Еремкин А.И., Аверкин А.Г.* Совершенствование методики расчетов контактных аппаратов для тепловлажностной обработки воздуха // *Строительство и реконструкция*. 2015. № 2 (58). С. 105–114.
10. *Арбеков А.Н., Суровцев И.Г., Дермер П.Б.* Эффективность теплопередачи в рекуперативных теплообменниках с высокоскоростными газовыми потоками при низких числах Прандтля // *Теплофизика высоких температур*. 2014. Т. 52. № 3. С. 463–468. DOI: 10.7868/S004036441403003X
11. *Хавин Г.Л.* Расчет пластинчатого теплообменника с каналами разных типов в одном аппарате // *Проблемы машиностроения*. 2011. Т. 14. № 4. С. 40–45.
12. *Валуева Е.П., Горяев А.Б., Клименко А.В.* Особенности гидродинамики и теплообмена при течении в микроканальных технических устройствах. М. : Издательский дом МЭИ, 2016. 140 с.
13. *Popescu T., Marinescu M., Pop H., Popescu G., Feidt M.* Microchannel heat exchangers — present and perspectives // *U.P.B. Sci. Bull. Series D*. 2012. Vol. 74. Issue 3. Pp. 55–70.
14. *Белоголов Н.В., Пронин В.А.* Расчет эффективности перекрестно-точных пластинчатых теплообменников // *Вестник международной академии холода*. 2004. № 4. С. 12–15.
15. *Горишенин В.П.* Анализ методов решения задачи центрального качественного регулирования отпуска теплоты в водяных системах централизованного теплоснабжения // *Строительство и реконструкция*. 2011. № 5 (37). С. 8–13.
16. *Ротов П.В.* Совершенствование систем централизованного теплоснабжения, подключенных к ТЭЦ, путем разработки энергоэффективных технологий обеспечения нагрузок отопления и горячего водоснабжения : дис. ... д-ра техн. наук. Ульяновск, 2015. 40 с.
17. *Черненко В.П., Лихачев И.Д., Барышев М.С., Рахматулина М.Б.* Расчет графиков регулирования тепловой нагрузки в независимых автоматизированных системах теплоснабжения // *Вестник инженерной школы Дальневосточного федерального университета*. 2017. № 3 (32). С. 27–31. DOI: 10.5281/zenodo.896992
18. *Iliev I.K., Uzuneanu K., Kamburova V., Voutev V.* Study of integral characteristics and efficiency of a heat exchanger of thermosyphon type with finned tubes // *Thermal Science*. 2016. Vol. 20. Issue suppl. 5. Pp. 1227–1235. DOI: 10.2298/TSCI16S5227I
19. *Han C., Zou L.* Study on the heat transfer characteristics of a moderate-temperature heat pipe heat exchanger // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015. Vol. 91. Pp. 302–310. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.07.107
20. *Wu Z.-C., Zhu X.-P.* Comparison of heat transfer efficiency between heat pipe and tube bundles heat exchanger // *Thermal Science*. 2015. Vol. 19. No. 4. Pp. 1397–1402. DOI: 10.2298/tsci1504397w
21. *Sharqawy M.H., Zubair S.M.* Heat exchangers design under variable overall heat transfer coefficient: improved analytical and numerical approaches // *Heat Transfer Engineering*. 2010. Vol. 31. No. 13. Pp. 1051–1056. DOI: 10.1080/01457631003640313
22. *Xu Y., He Y.L., Li Y.-Q., Song H.-J.* Exergy analysis and optimization of charging-discharging processes of latent heat thermal energy storage system with three phase change materials // *Solar energy*. 2016. Vol. 123. Pp. 206–216. DOI: 10.1016/j.soler.2015.09.021
23. *Рафальская Т.А., Рудяк В.Я.* О применимости соотношений с постоянными параметрами для расчета переменных режимов теплообменных аппаратов // *Известия высших учебных заведений. Строительство*. 2018. № 8 (716). С. 91–107. DOI: 10.32683/0536-1052-2018-716-8-91-107
24. *Rafalskaya T.A.* Investigation of failures in operation of heat networks of large heat supply systems // *Thermal Engineering*. 2017. Vol. 64. No. 4. Pp. 313–317. DOI: 10.1134/s0040601517010086
25. *Рафальская Т.А., Мансуров Р.Ш., Ефимов Д.И., Косова Е.Ю.* Проблемы энергетической эффективности систем централизованного теплоснабжения // *Известия высших учебных заведений. Строительство*. 2016. № 10–11 (694–695). С. 32–48.

Поступила в редакцию 1 февраля 2019 г.

Принята в доработанном виде 4 апреля 2019 г.

Одобрена для публикации 26 апреля 2019 г.

ОБ АВТОРАХ: **Рафальская Татьяна Анатольевна** — кандидат технических наук, доцент кафедры теплогазоснабжения и вентиляции, **Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин) (НГАСУ (Сибстрин))**, 630008, г. Новосибирск, ул. Ленинградская, д. 113, rafalskaya.ta@yandex.ru;

Рудяк Валерий Яковлевич — доктор физико-математических наук, профессор, профессор кафедры теоретической механики, главный научный сотрудник, **Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин) (НГАСУ (Сибстрин))**, 630008, г. Новосибирск, ул. Ленинградская, д. 113; профессор кафедры нанокompозитных материалов, **Новосибирский государственный университет (НГУ)**, 630090, г. Новосибирск, ул. Пирогова, д. 2, valery.rudyak@mail.ru.

REFERENCES

1. Nellis G.F., Klein S.A. Regenerative heat exchangers with significant entrained fluid heat capacity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2006; 49(1-2):329-340. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.06.021
2. Fernández-Torrijos M., Almendros-Ibáñez J.A., Sobrino C., Santana D. ϵ -NTU relationships in parallel-series arrangements: Application to plate and tubular heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. 2016; 99:1119-1132. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.02.003
3. Samarin O.D. Accounting for nonuniformity of water consumption in the exhaust air heat reclamation systems for hot water supply. *Vestnik MGSU* [Proceedings of Moscow State University of Civil Engineering]. 2017; 12:3(102):341-345. DOI: 10.22227/1997-0935.2017.3.341-345 (rus.).
4. Kayabasi E., Kurt H. Simulation of heat exchangers and heat exchanger networks with an economic aspect. *Engineering Science and Technology, an International Journal*. 2018; 21(1):70-76. DOI: 10.1016/j.jestch.2018.02.006
5. Samarin O.D. Evaluation of the temperature efficiency of heat exchangers with an intermediate coolant by dimensionless parameters. *News of Higher Educational Institutions. Construction*. 2009; 2(602):54-58. (rus.).
6. Navarro H.A., Cabezas-Gómez L., Filho J.R.B.Z., Ribatski G., Saiz-Jabardo J.M. Effectiveness — NTU data and analysis for air conditioning and refrigeration air coils. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2010; 32(3):218-226. DOI: 10.1590/s1678-58782010000300004
7. Mirgolbabaei H. Numerical investigation of vertical helically coiled tube heat exchangers thermal performance. *Applied Thermal Engineering*. 2018; 136:252-259. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.02.061
8. Ren C.Q. Effectiveness-NTU relation for packed bed liquid desiccant-air contact systems with a double film model for heat and mass transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2008; 51(7-8):1793-1803. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.07.038
9. Eremkin A.I., Averkin A.G. Calculation technique improvement contactors for steam curing air. *Construction and Reconstruction*. 2015; 2(58):105-114. (rus.).
10. Arbekov A.N., Surovtsev I.G., Dermer P.B. Heat transfer efficiency in recuperative heat exchangers with high-speed gas flows at low Prandtl numbers. *High Temperature Thermal Physics*. 2014; 52(3):463-468. DOI: 10.7868/S004036441403003X (rus.).
11. Havin G.L. Calculation of a plate heat exchanger with channels of different types in one unit. *Problems of mechanical engineering*. 2011; 14(4):40-45. (rus.).
12. Valueva E.P., Garyaev A.B., Klimenko A.V. *Features of hydrodynamics and heat transfer during flow in microchannel technical devices*. Moscow, Publishing House MPEI, 2016; 140. (rus.).
13. Popescu T., Marinescu M., Pop H., Popescu G., Feidt M. Microchannel heat exchanger — present and perspectives. *U.P.B. Sci. Bul. Series D*. 2012; 74(3):55-70.
14. Belonogov N.V., Pronin V.A. Calculation of the efficiency of cross-precision plate heat exchangers. *Bulletin of the International Academy of Cold*. 2004; 4:12-15. (rus.).
15. Gorshenin V.P. Analysis of methods for solving the problem of central quality regulation of heat supply in water district heating systems. *Construction and Reconstruction*. 2011; 5(37):8-13. (rus.).
16. Rotov P.V. *Improvement of centralized heat supply systems connected to CHP plants through the development of energy efficient technologies for ensuring loads of heating and hot water supply : thesis for the degree of Doctor of Technical Sciences*. Ul'yanovsk, 2015; 410. (rus.).
17. Chernenkov V.P., Likhachev I.D., Baryshev M.S., Rakhmatulina M.B. The method of calculating diverse heat load by connecting heat-exchange equipment. *Bulletin of the Engineering School of Far Eastern Federal University*. 2017; 3(32):27-31. (rus.).
18. Iliev I.K., Uzuneanu K., Kamburova V., Voutev V. Study of integral characteristics and efficiency of a heat exchanger of thermosiphon type with finned tubes. *Thermal Science*. 2016; 20(suppl. 5):1227-1235. DOI: 10.2298/TSCI16S5227I
19. Han C., Zou L. Study on the heat transfer characteristics of a moderate-temperature heat pipe heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015; 91:302-310. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.07.107
20. Wu Z.-C., Zhu X.-P. Comparison of heat transfer efficiency between heat pipe and tube bundles heat

exchanger. *Thermal Science*. 2015; 19(4):1397-1402. DOI: 10.2298/tsci1504397w

21. Sharqawy M.H., Zubair S.M. Heat exchangers design under variable overall heat transfer coefficient: improved analytical and numerical approaches. *Heat Transfer Engineering*. 2010; 31(13):1051-1056. DOI: 10.1080/01457631003640313

22. Xu Y., He Y.L., Li Y.-Q., Song H.-J. Exergy analysis and optimization of charging-discharging processes of latent heat thermal energy storage system with three phase change materials. *Solar energy*. 2016; 123:206-216. DOI: 10.1016/j.solener.2015.09.021

23. Rafalskaya T.A., Rudyak V.Ya. On the applicability of the ratios with constant parameters for cal-

culatation of variable modes of heat exchangers. *News of Higher Educational Institutions. Construction*. 2018; 8(716):91-107. DOI: 10.32683/0536-1052-2018-716-8-91-107 (rus.).

24. Rafalskaya T.A. Investigation of failures in operation of heat networks of large heat supply systems. *Thermal Engineering*. 2017; 64(4):313-317. DOI: 10.1134/s0040601517010086

25. Rafalskaya T.A., Mansurov R.Sh., Efimov D.I., Kosova E.Yu. Problems of power efficiency of systems of the centralized heat supply. *News of Higher Educational Institutions. Construction*. 2016; 10-11(694-695):32-48. (rus.).

Received February 1, 2019

Adopted in a modified form on April 4, 2019

Approved for publication April 26, 2019

B I O N O T E S: **Tatyana A. Rafalskaya**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Heat and Gas supply and Ventilation, **Novosibirsk State University of Architecture and Civil Engineering (Sibstrin) (NSUACE (Sibstrin))**, 113 Leningradskaya st., Novosibirsk, 630008, Russian Federation, rafalskaya.ta@yandex.ru;

Valery Ya. Rudyak, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor, Professor of the Department of Theoretical Mechanics, Chief Researcher, **Novosibirsk State University of Architecture and Civil Engineering (Sibstrin) (NSUACE (Sibstrin))**, 113 Leningradskaya st., Novosibirsk, 630008, Russian Federation; Professor of nanocomposite materials Department, **Novosibirsk State University (NSU)**, 2 Pirogova st., Novosibirsk, 630090, Russian Federation, valery.rudyak@mail.ru.