

УДК 621.1

Обобщение данных по теплообмену и сопротивлению в каналах пластинчатых теплообменников

А. Л. Ефимов, М. Ю. Юркина, В. С. Глазов, В. С. Беляев, В. Д. Гришин

Сведения об авторах:

Ефимов Андрей Львович (03.07.1940 — 07.05.2016) — кандидат технических наук, профессор кафедры Теплообменных процессов и установок МЭИ

Юркина Мария Юрьевна — кандидат технических наук, доцент кафедры Теплообменных процессов и установок МЭИ, e-mail: YurkinaMY@mpei.ru

Глазов Василий Степанович — кандидат технических наук, доцент кафедры Теплообменных процессов и установок МЭИ

Беляев Василий Сергеевич — аспирант кафедры Теплообменных процессов и установок МЭИ

Гришин Владимир Дмитриевич — аспирант кафедры Теплообменных процессов и установок МЭИ

Приведены обобщенные зависимости в форме уравнений подобия по теплообмену и гидравлическому сопротивлению при вынужденном течении воды и конденсирующемся водяном паре в каналах одноходовых пластинчатых теплообменников с поверхностями теплообмена из гофрированных пластин, применяемых в тепловых пунктах водяных систем теплоснабжения коммунально-бытового сектора и промышленных предприятий.

Зависимости получены при обобщении результатов расчетов теплообменников с помощью компьютерных программ для 35 вариантов теплообменников из типоразмерного ряда ЗАО «ТехноИнжПромСтрой» и ЗАО «Ридан». Обобщение выполнено для более широких диапазонов скоростей, температур и потерь давления теплоносителей, реализуемых, как правило, в таких теплообменниках на практике. Полученные зависимости могут быть использованы для оценки интенсивности теплообмена и гидравлических потерь в аналогичных теплообменниках, выпускаемых другими фирмами. Сравнение полученных зависимостей с аналогичными зависимостями других исследователей, в том числе зарубежных, позволило выявить наличие общих моментов в подходе к выбору определяющих чисел подобия и имеющие место различия.

Кроме того, в статье представлены:

результаты оцифровки экспериментальных данных, полученных в ходе исследований теплообмена и гидродинамики в каналах теплообменных аппаратов с интенсификаторами теплообмена в форме сферических сегментов;

анализ результатов обобщения по теплоотдаче и сопротивлению в каналах, образованных пластинами с интенсификаторами теплообмена в виде углублений и выступов, которые расположены в шахматном или коридорном порядке.

Воздухонагреватели и воздухоохладители с низким коэффициентом теплопередачи и значительными габаритами рекомендуется заменить теплообменниками с указанными усилителями теплообмена. Наличие подобных интенсификаторов позволяет сократить пространство, требуемое для данного типа оборудования. Более того, при правильном выборе размера и распределения интенсификаторов по поверхности пластины возникает эффект быстрого роста интенсивности теплообмена по сравнению с увеличением сопротивления. Исследования показали, что этот эффект получается при использовании пластин с выемками в виде шаровых сегментов в большей степени, чем с поверхностными интенсификаторами с иной формой выступов.

Ключевые слова: пластинчатые теплообменники, гофрированные пластины, водогрейные установки, секционные кожухотрубчатые теплообменники, шаровые сегменты, обобщенные зависимости, теплообмен, сопротивление, интенсификация.

Generalization of data on heat transfer and pressure drop in the channels of plate heat exchangers

A. L. Efimov, M. Yu. Yurkina, V. S. Glazov, V. S. Belyaev, V. D. Grishin

Information about authors:

Efimov Andrey L. (03.07.1940 — 07.05.2016) — Ph.D. (Techn.), Professor of Heat-and-Mass Transfer Processes and Installations Dept., MPEI

Yurkina Maria Yu. — Ph.D. (Techn.), Assistant Professor of Heat-and-Mass Transfer Processes and Installations Dept., MPEI, e-mail: YurkinaMY@mpei.ru

Glazov Vasiliy S. — Ph.D. (Techn.), Assistant Professor of Heat-and-Mass Transfer Processes and Installations Dept., MPEI

Belyaev Vasiliy S. — Ph.D.-student of Heat-and-Mass Transfer Processes and Installations Dept., MPEI

Grishin Vladimir D. — Ph.D.-student of Heat-and-Mass Transfer Processes and Installations Dept., MPEI

The article presents the generalized dependences in the form of similarity equations for the heat transfer and pressure drop during forced flow of water and steam condensing in the channels of single-pass plate heat exchangers having heat transfer surfaces made of corrugated plates, which are used at the heat-supply stations of water heat supply systems for the household sector and industrial enterprises.

The above-mentioned dependencies were obtained by generalizing the results from calculations, using computer programs, of heat exchangers for 35 versions of heat exchangers from the standard series of apparatuses produced by JSC TehnoInzhPromStroy and JSC Ridan. The generalization is performed for wider ranges of coolant velocity, temperature and pressure drop, which as a rule take place in such heat exchangers in practice. The obtained dependences can be used for estimating the heat transfer intensity and hydraulic losses in similar heat exchangers produced by other manufacturers. A comparison of the obtained dependences with similar dependences obtained by other researchers, including foreign ones, made it possible to reveal common features in the methods used to select the determining similarity numbers and differences between them.

In addition, the article presents the following information:

the results from digitizing the experimental data obtained in the course of studying the heat transfer and hydrodynamics in the channels of heat exchangers fitted with heat transfer intensifiers having the shape of spherical segments;

an analysis of the results obtained from generalization of heat transfer and pressure drop data in channels formed by plates with heat transfer intensifiers in the form of recesses and protrusions arranged in a staggered or in-line manner.

It is recommended to replace air heaters and air coolers having a low heat transfer coefficient and significant dimensions by heat exchangers fitted with the above-mentioned heat transfer intensifiers. Heat exchangers fitted with such heat transfer intensifiers require a smaller space for accommodating them. Moreover, with the properly selected size and layout of intensifiers over the plate surface, it is possible to obtain the effect in which the heat transfer intensity grows more rapidly than does the pressure drop. Studies have shown that this effect---in case of using plates with recesses in the form of spherical segments (also known as dimples)---manifests itself to a greater extent than in case of using other surface intensifiers in the form of variously shaped protrusions.

Key words: plate heat exchangers, corrugated plates, hot water installations, sectional shell-and-tube heat exchangers, spherical segments, generalized dependences, heat transfer, pressure drop, enhancement.

Введение

Пластинчатые теплообменники, поверхности теплообмена которых формируются из собранных в пакет гофрированных пластин (рис. 1), получили в нашей стране распространение, начиная с 60-х годов прошлого столетия [1]. Так, в Москве к настоящему времени в большинстве центральных тепловых пунктов (ЦТП) водяных систем теплоснабжения старые водогрейные установки отопительного контура и контуров горячего

водоснабжения (ГВС), которые набирались из секционных кожухотрубчатых теплообменников с прямыми лагунами трубками, заменены преимущественно разборными пластинчатыми аппаратами с поверхностями теплообмена из гофрированных пластин.

Пластины изготавливаются из легированной (не ржавеющей) стали методом штамповки с последующей полировкой их рабочих поверхностей.

В настоящее время используются в основном два вида компоновки пластин в теплообменниках: сетчатопоточная и ленточно-поточная (по отечественной терминологии, см. ГОСТ 15518—78). В соответствии с принятой в настоящее время иностранной терминологией вторую стали называть «Free Flow» компоновкой (каналы типа «Free Flow»).

В первом случае пластины имеют, как правило, гофры, направленные под углом φ от 30 до 60° к продольной оси пластины. Профили соседних пластин являются зеркально отраженными. Поэтому при их объединении в пакет происходит фиксация высоты канала не только благодаря приданию специального профиля кромкам пластин, или за счет их соединения по периферии пайкой или сваркой, но и вследствие образования множественных точек соприкосновения соседних пластин по вершинам гофров.

Во втором случае пластины имеют поперечные (относительно продольной оси) гофры (см. рис. 1, б, з). Соседние пластины имеют эквидистантные профили и образуют волнистый или близкий к синусоидальному профилю канал. Для обеспечения жесткости и выдерживания заданного расстояния между пластинами они имеют, кроме прокладок, пайки или сварки по периферии, выштампованные продольные ребра жесткости, которые делят всю ширину межпластинного канала на несколько параллельных каналов меньшей ширины.

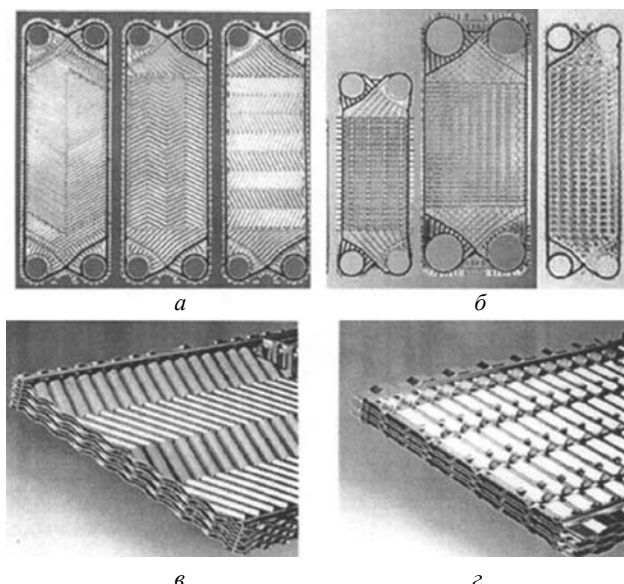


Рис. 1. Типы пластин и общий вид пакетов пластин:

а — пластины с гофрами «в елочку»; б — пластины с прямыми поперечными гофрами; в — сетчатопоточная компоновка пакета из пластин «в елочку»; г — ленточно-поточная компоновка пластин с прямыми продольными ребрами

Компоновка пластин второго типа предназначена для нагревания и охлаждения технологических жидкостей, загрязненных взвесями или обрывками волокон в технологических процессах обрабатывающей промышленности.

В результате замены установок с прямотрубными секционными кожухотрубными теплообменниками на пластинчатые с гофрированными пластинами и в процессе эксплуатации последних специалистам, работающим в области систем теплоснабжения, выявлены следующие их преимущества по сравнению с ранее применявшимися установками [1, 2]:

- интенсивность теплообмена в пластинчатых теплообменниках с гофрированными пластинами, используемых для нагрева или охлаждения капельных жидкостей, как правило, в два — четыре раза выше, чем кожухотрубных с прямыми трубками (т.е. без интенсификаторов теплообмена), при тех же скоростях теплоносителей;

- существенно ниже в них удельный расход материала, отнесенный к единице теплопередающей поверхности;

- они в три раза компактнее и до шести раз легче водогрейных кожухотрубных секций с пучками из прямых труб при одинаковой тепловой мощности.

При фиксированных значениях начальных и конечных значений температур теплоносителей (для пара — энтальпий) тепловую мощность разборных пластинчатых теплообменников изменяют добавлением или удалением необходимого количества пластин, что облегчает их эксплуатацию, или использованием пластин, отличающихся углом наклона гофров относительно их продольной оси. В случае кожухотрубчатых секций — добавлением или удалением целых секций, или заменой всех секций на секции большего или меньшего номера из типоразмерного ряда [1 — 3].

Основные геометрические размеры и технические характеристики пластинчатых теплообменников, выпускаемых фирмами, представленными на российском рынке, приведены в [2], на сайтах фирм. Много доступной информации в Интернете.

Наличие гофров на пластине обеспечивает периодический отрыв и присоединение потока к поверхности пластин. Течение теплоносителя в каналах, образованных соседними пластинами, сопровождается периодической перестройкой профилей скоростей и температур теплоносителя и его искусственной турбулизацией вследствие периодического выброса образующихся при этом вихрей в ядро потока. В результате указанных эффектов наблюдается существенная интенсификация процессов переноса и значительно замедляется образование отложений, что ведет к увеличению срока эксплуатации теплообменников без осуществления их чистки [1].

Переход от ламинарного режима течения к турбулентному в каналах таких теплообменников начи-

нается уже при числах Рейнольдса $Re \approx 50$, т.е. при существенно более низких значениях, чем в трубах и каналах с прямолинейными в направлении потока теплоносителя стенками. Наибольший интенсифицирующий эффект имеет место в области чисел Рейнольдса, соответствующих переходному режиму течения теплоносителя в прямых цилиндрических трубах ($Re = 2300 — 10\,000$) [1].

К недостаткам применяемых профилей пластин следует отнести опережающий рост гидравлического сопротивления по сравнению с интенсификацией теплообмена. Вследствие этого допустимое значение скорости воды в каналах теплообменников сетчатопоточной компоновки рекомендуется выбирать всего в пределах 0,2 — 0,8 м/с. Наибольшая интенсивность процессов переноса имеет место при поперечном расположении гофров. Чем меньше угол наклона гофра к продольной оси пластины, тем ниже их интенсивность.

Применяемые в настоящее время пластины с углом наклона гофра к направлению потока 60° имеют высоту гофров около 3 мм, шаг продольный около 10 — 11 мм, шаг по нормали к вершине гофра — 9 — 10 мм, толщину — 0,4 — 0,6 мм. Характерный поперечный размер каналов, рассчитываемый по формуле $d = 4f_y / \Pi_y$, где f_y — площадь узкого поперечного сечения канала между пластинами; Π_y — его смоченный периметр, 4 — 5 мм. Для сравнения, в отечественных пластинчатых теплообменниках первого поколения, результаты испытаний которых отражены в [1], пластины имели продольный шаг гофров 13 — 14 мм, высоту до 5 мм. Пластины изготавливались из отечественной легированной стали толщиной 1 — 2 мм. Характерный поперечный размер каналов составлял 7,6 — 11,5 мм [1, 2].

Используемый в пластинчатых аппаратах коллекторный способ распределения теплоносителя по каналам и отвода теплоносителя из них, а также значительное различие поперечного размера подводящего и отводящего коллекторов и ширины каналов между пластинами ведут к дополнительному снижению эффективности пластинчатых теплообменников. Это связано с отрицательным влиянием на процессы переноса неравномерности распределения потока по ширине каналов между пластинами и по глубине пакета пластин.

Постановка и решение задачи исследования

Расчет современных пластинчатых теплообменников выполняют, как правило, по компьютерным программам фирм-разработчиков и их дочерних компаний. Зависимости по теплообмену и гидравлическому сопротивлению таких аппаратов, заложенные в алгоритмы программ, пользователю в явном виде недоступны. Поэтому при необходимости сравнения аппаратов, выпускаемых различными фирмами, приходится обращаться непосредственно на фирмы, что

крайне неудобно. Особенно, если требуется провести многовариантные расчеты. Формулы по теплообмену и сопротивлению каналов пластинчатых теплообменников сетчато-поточной компоновки, которые приводятся в доступной для широкого круга специалистов литературе, в том числе в таких официальных документах, как ГОСТ на пластинчатые теплообменники, СНиП и СП по системам теплоснабжения, были получены при испытании аппаратов и поверхностей, которые уже давно не выпускаются и дают заниженные результаты.

Именно поэтому в НИУ «МЭИ» в течение ряда лет был выполнен комплекс расчетно-экспериментальных исследований теплообмена и сопротивления при вынужденном течении капельных жидкостей, а также при конденсации пара, движущегося в каналах пластинчатых теплообменников, образованных гофрированными пластинами, и выпускаемых ЗАО «ТехноИнжПромСтрой» и ЗАО «Ридан».

Обобщающие зависимости для теплообменников с гофрированными пластинами

Общий вид зависимостей, полученных нами на основе обобщения результатов расчетов, выполненных

с помощью компьютерных программ ЗАО «ТехноИнжПромСтрой» (ТИПС) и ЗАО «Ридан» для вынужденного течения жидкостей следующий:

$$Nu = A Re^n Pr^{0,4} (2F_0/f_0)^p X_{10}; \quad (1)$$

$$\xi = B Re^m Re^{mk} (2F_0/f_0)^q X_0, \quad (2)$$

где $Nu = ad/\lambda$; $Re = wd/\nu$; $Pr = \nu/a$; α — коэффициент теплоотдачи; d — характерный поперечный размер канала; λ , ν , a — коэффициенты теплопроводности, кинематической вязкости и температуропроводности при средней температуре теплоносителя; X_{10} , X_0 — поправочные коэффициенты для учета влияния на теплообмен и гидравлическое сопротивление неравномерности распределения потоков теплоносителей по ширине и глубине пакетов пластин.

Значения констант к формулам (1), (2) приведены в табл. 1, а геометрические характеристики теплообменников — в табл. 2, 3. Обобщение выполнено в диапазонах изменения чисел Рейнольдса от 300 до 60000 и Прандтля от 1,5 до 10.

Результаты обобщения в графической форме приведены на рис. 2, 3. Здесь и далее на графиках по оси абсцисс отложены значения чисел Рейнольдса, а по оси ординат — безразмерных комплексов.

Таблица 1

Константы к формулам (1), (2)

Тип пластин	Фирма	A	n	p	B	m	m_k	q
TL	«ТИПС»	0,0385	0,73	0,22	0,36	-0,037	0,012	0,011
TL	«РИ-ДАН»	0,5	0,60	—	6,2	-0,21	-0,025	—
TK	«ТИПС»	0,031	0,71	0,2	1,49	-0,068	0,0009	-0,34
TK	«РИ-ДАН»	0,138	0,66	—	1,11	-0,26	—	—
TM	«ТИПС»	0,028	0,73	0,2	0,05	-0,085	0,014	0,29
TM	«РИ-ДАН»	0,2	0,66	—	0,045	-0,22	—	—

Таблица 2

Характеристики теплообменников ЗАО «ТехноИнжПромСтрой»

Тип	d , мм	D_y , м	F_0 , м ²	$2F_0/f_0$	X_{10}	X_0	X_{10}	X_0	X_{10}	X_0
	Для каналов TL, TK, TM				Для TL		Для TK		Для TM	
S20A	0,48	0,05	0,021	918	0,970	1,022	0,85	1,075	—	—
S4A	0,48	0,032	0,042	318	1,038	0,949	—	—	—	—
S8A	0,48	0,032	0,084	635	0,925	0,898	—	—	—	—
S7A	0,48	0,50	0,073	319	1,076	1,357	1,183	1,352	—	—
S14	0,48	0,50	0,15	655	0,966	0,848	0,975	0,87	0,83	0,84
S47	0,48	0,1	0,5	1162	0,941	1,014	1,001	0,92	1,027	1,21
S21	0,48	0,1	0,24	577	0,970	1,000	1,054	1,176	1,143	1,13
S62	0,48	0,150	0,68	1220	1,038	1,204	1,020	1,151	1,071	1,135
S86	0,48	0,150	0,9	1670	1,076	0,970	0,965	1,201	1,018	0,9
S41	0,48	0,150	0,45	850	0,905	0,949	0,922	0,849	0,897	1,02
S65	0,48	0,200	0,68	886	0,966	0,848	1,121	0,96	1,065	1,0

Таблица 3

Характеристики теплообменников ЗАО «РИДАН»

Тип	d , мм	D_y , м	F_0 , м ²	$2F_0/f_0$	X_{r0}	X_0	X_{r0}	X_0	X_{r0}	X_0
	Для каналов TL, ТК, ТМ				Для TL	Для ТК		Для ТМ		
НН20А	0,48	0,05	0,021	918	1,055	0,978	—	—	—	—
НН4А	0,48	0,032	0,042	318	0,99	1,362	—	—	—	—
НН 8А	0,48	0,032	0,084	635	1,08	1,159	—	—	—	—
НН 7А	0,48	0,50	0,073	319	0,85	0,674	1,02	1,32	0,832	1
НН 14	0,48	0,50	0,15	655	0,98	1,159	1,11	1,027	0,959	0,99
НН 47	0,48	0,1	0,5	1162	1,07	1,014	0,91	0,665	1,069	1,15
НН 21	0,48	0,1	0,24	577	1	1,159	0,92	1,4	0,952	1,12
НН 62	0,48	0,150	0,68	1220	1,05	0,978	0,92	0,812	1,023	1
НН 86	0,48	0,150	0,9	1670	1,3	0,847	1,11	0,797	1,15	0,78
НН 65	0,48	0,200	0,68	886	1,07	0,978	1,12	0,978	1,02	1

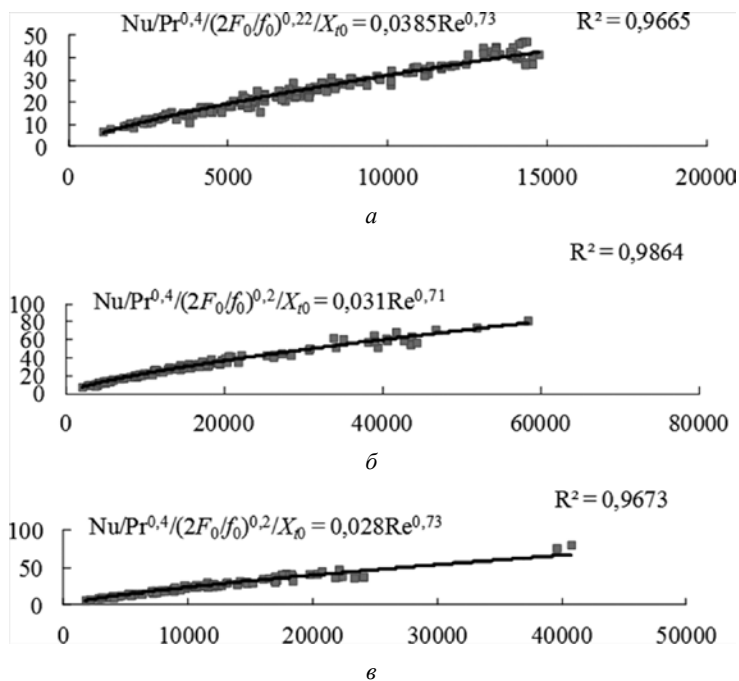


Рис. 2. Обобщенные зависимости по теплообмену в разборных одноходовых пластинчатых теплообменниках типа TL (а), ТК (б) и ТМ (в) при вынужденном течении жидкости

Обе указанные выше фирмы выпускают теплообменники, используя пластины одной и той же геометрии, поставляемые датской фирмой «Sondex». Тем не менее при обобщении результатов расчетов по компьютерным программам обеих фирм было выявлено различие данных по гидравлическим сопротивлениям при практическом совпадении (в пределах погрешности обобщения) результатов расчетов теплообмена (рис. 4), что свидетельствует о наличии влияния дополнительных факторов, помимо учетных при выборе определяющих чисел подобия. Но какие из них (допустимые степень износа штампов, уровень загрязнения поверхностей теплообмена, усилие сжатия пластин,

проведение гидравлических испытаний опытных образцов на холодной или горячей воде и др.), указать в настоящее время невозможно из-за отсутствия необходимой для этого информации.

Для случая конденсации водяного пара аналогичные зависимости имеют вид,

$$Nu_k = A_k Re_k^n \left(\frac{2F_0}{f_0} \right)^b K^{m_k} \left(\frac{\rho_k}{\rho_{II}} \right)^{l_k} \times \times Ku^{n_1} Pr_k^{0,4} \left(\frac{Pr_{k,H}}{Pr_{k,CT}} \right)^{0,25} X_{r0}, \quad (3)$$

где $Nu_k = ad/\lambda$; $Re_k = 4D/(\pi d \mu_k)$; $Ku = \rho_{II}^{0,5} w_{II} / [\sigma g (\rho_k - \rho_{II})]^{0,25}$ — число Кутателадзе; $K = r/(c_p \Delta t_1)$ — число фазового превращения; λ , μ — теплопроводность и динамическая вязкость конденсата; ρ_{II} , ρ_k — плотности пара и конденсата; σ — поверхностное натяжение конденсата; c_p — удельная изобарная теплоемкость конденсата; h — энтальпия пара; r — скрытая теплота парообразования; D_y — диаметр коллектора, практически совпадающий с диаметром условного прохода штуцера; D — расход пара кг/с; G — расход охлаждающего теплоносителя; w — скорость теплоносителя, м/с; k — коэффициент теплопередачи; свойства пара и конденсата определены при температуре насыщения, охлаждающего теплоносителя — при его средней температуре [5 — 7]:

$$\zeta_k = B_k Re^m (\rho_k / \rho_{II})^{l_k} (2F_0 / f_0)^b X_{r0}. \quad (4)$$

Значения констант к формулам (3) (4) приведены в табл. 4 — 6.

Обобщение выполнено при $Re_k = 100 — 2 \cdot 10^3$; $Pr_k = 1,2 — 2 \cdot 10^3$. Кроме того, необходимо указать, что

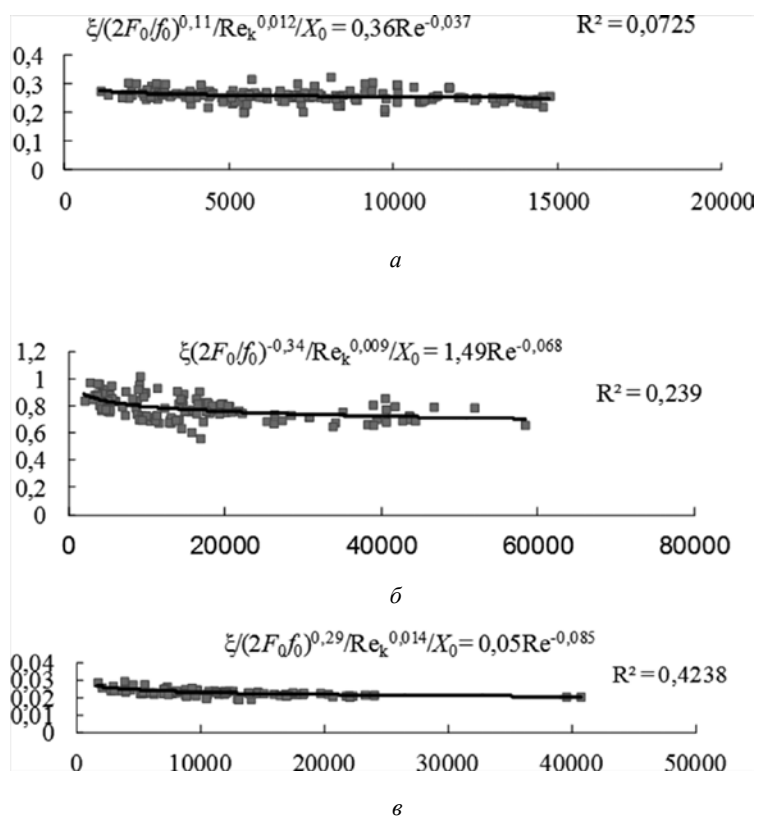


Рис. 3. Обобщенные зависимости по гидравлическому сопротивлению одноходовых разборных пластинчатых теплообменников типа TL (а), ТК (б) и ТМ (в) при вынужденном течении жидкостей

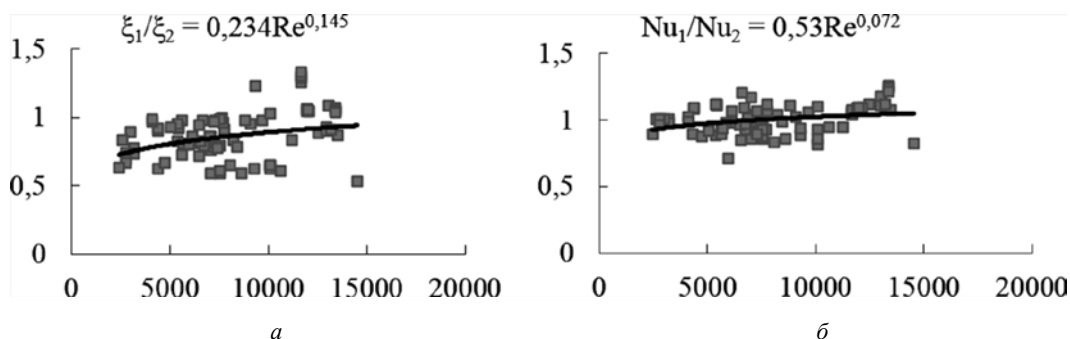


Рис. 4. Сравнение результатов расчета сопротивления (а) и теплообмена (б) для пластинчатых теплообменников ЗАО «ТехноИнж-ПромСтрой» (индекс «1») и ЗАО «РИДАН» (индекс «2») типа TL

Таблица 4

Константы к формуле (3)

Тип пластины	A_k	n	m_k	l_k	b	n_1
TL	42,3	0,91	0,75	0,13	-1,38	-0,025
TK	24,4	0,96	0,73	0,11	-1,35	-0,025
TM	183	0,9	0,7	0,11	-1,49	-0,29

относительная длина каналов $2F_0/f_0$ менялась в тех же пределах, что и при вынужденном движении однофазных теплоносителей; число фазового перехода K — от 11,5 до 60; отношение плотностей конденсата и пара от 358 до 884; число Кутателадзе от 3,72 до 27,1. Температура нагреваемой воды в диапазоне от 5 до

Таблица 5

Константы к формуле (4)

Тип пластины	B_k	m	l_k	b
TL	0,73	-0,55	0,14	0,01
TK	1,94	-0,66	0,061	-0,046
TM	1,21	-0,59	0,16	-0,085

120 °С. Температура насыщенного пара в диапазоне 120 — 150 °С.

Периодическое изменение формы и поперечных сечений каналов таких аппаратов позволяет рассматривать их как систему чередующихся начальных участков. Поэтому для учета изменения теплофизических свойств пленки конденсата на начальном участке кана-

Таблица 6

Коэффициенты влияния неравномерности распределения потока теплоносителя

№ поверхности теплообмена	ТЛ		ТК		ТМ	
	X_{r0}	X_{g0}	X_{r0}	X_{g0}	X_{r0}	X_{g0}
S 4A	0,994	1,027	—	—	—	—
S 8A	0,996	0,78	—	—	—	—
S7A	0,962	1,065	0,68	0,976	—	—
S 14	0,975	0,872	0,9	0,873	1,0	0,783
S20A	1,011	0,831	1,03	0,78	—	—
S 21	0,994	1,123	0,89	1,131	0,93	1,079
S 41	1,007	0,969	1,00	0,924	1,08	0,913
S 47	1,024	1,040	1,005	1,187	1,00	1,067
S 62	1,04	1,105	1,00	1,022	1,05	1,027
S 65	1,039	1,244	0,91	1,274	1,10	1,201
S 86	1,05	0,969	1,10	0,928	1,15	0,921

ла введена поправка в виде отношения чисел Прандтля, рассчитанных по температуре насыщения и стенки $(Pr_{к.ст}/Pr_{к.н})^{0,65}$ [8]. Результаты обобщения приведены на рис. 5 — 7.

На графиках зависимостей, представленных на рис. 5 — 7, по осям абсцисс отложены значения чисел Рейнольдса, по осям ординат — безразмерных комплексов $Nu_k/Pr^{0,4}/X_{r0}/(2F_0/f_0)^b/(\rho_k/\rho_n)^{jk}/K^{mk}/Ku^{n1}$ (рис. 5, а — 7, а) и $\xi/(\rho_k/\rho_n)^{jk}/(2F_0/f_0)^b/X_{g0}$ (рис. 5, б — 7, б) в исследованных диапазонах.

Коэффициенты гидравлических сопротивлений рассчитывались с учетом влияния теплообмена по формуле:

$$\zeta = \frac{2\Delta p_{тр}}{\rho_n w_0^2 \left(\frac{2 \cdot F_{г.ст}}{f_{г.н}} \right) \left(\frac{Pr}{Pr} \right)^{0,65} \left[1 - \frac{k\Delta t_1 \left(\frac{2F_0}{f_0} \right) \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{\rho} \right)}{2 \cdot 1000rw} \right]}$$

где w_0 — скорость пара на входе в канал; Δt_1 — разность температур пара и стенки.

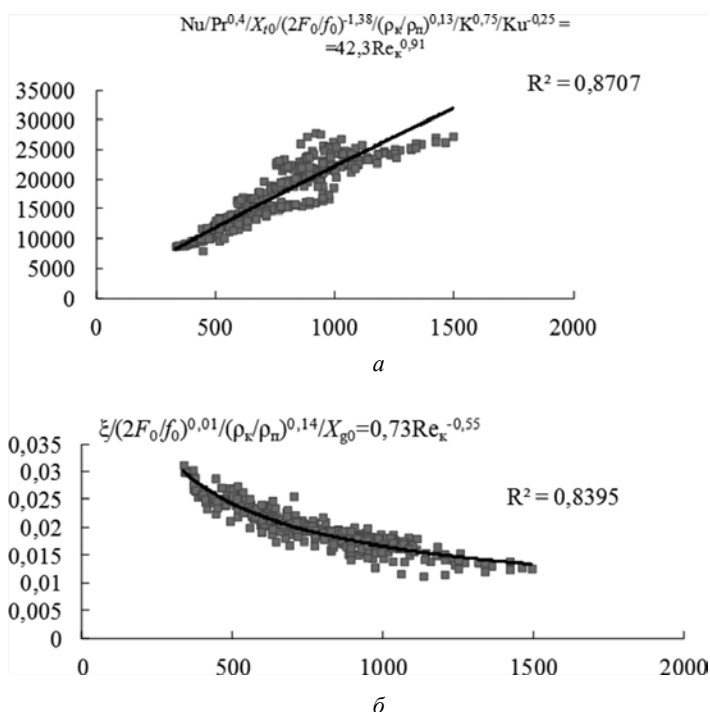


Рис. 5. Обобщенные зависимости по теплообмену (а) и сопротивлению (б) при конденсации пара в одноходовом разборном аппарате типа ТЛ

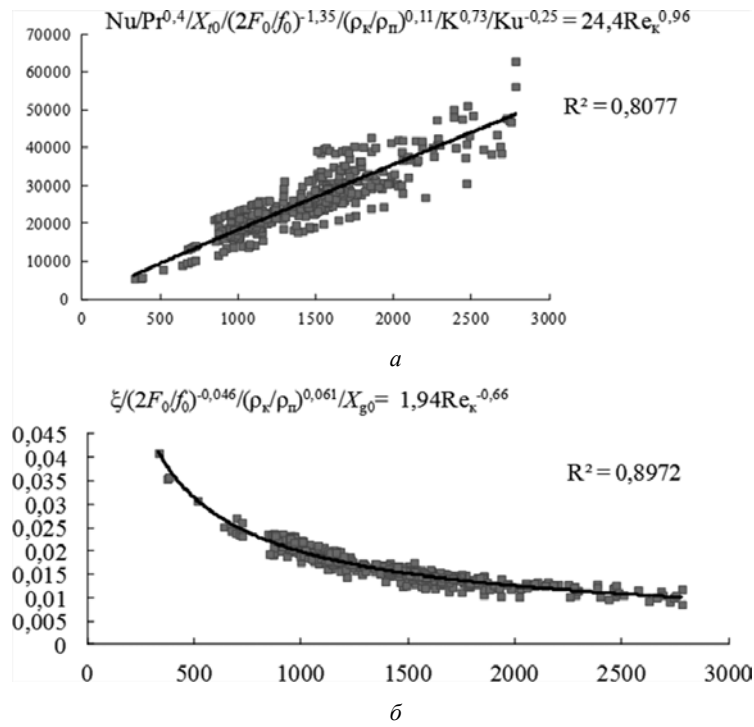


Рис. 6. Обобщенные зависимости по теплообмену (а) и сопротивлению (б) при конденсации пара в одноходовом разборном аппарате типа ТК

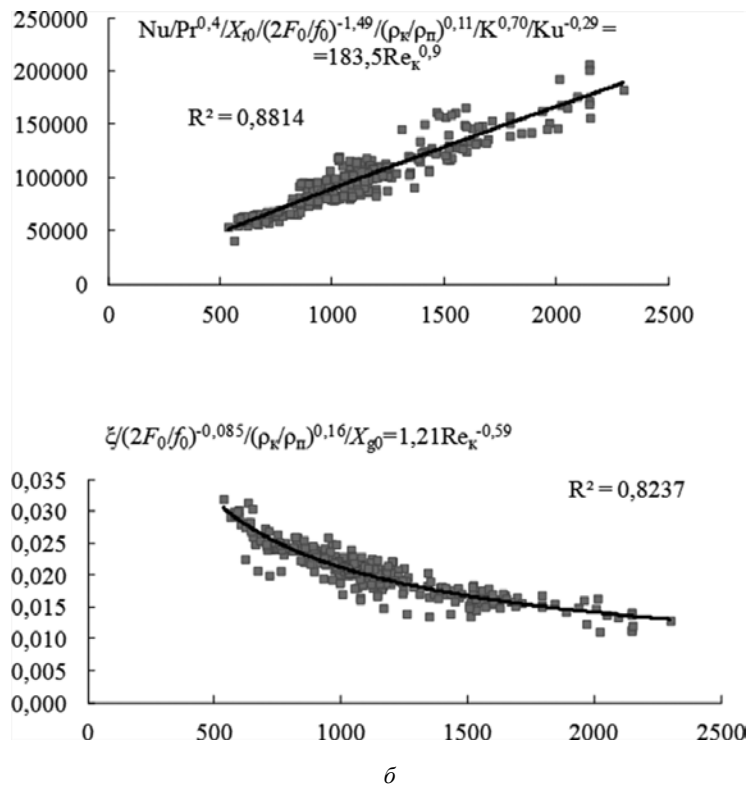


Рис. 7. Обобщенные зависимости по теплообмену (а) и сопротивлению (б) при конденсации пара в одноходовом разборном аппарате типа ТМ

Зависимости для пластины с интенсификаторами в виде полусферических лунок и выступов

Среди множества работ, посвященных определению гидравлического сопротивления каналов, содержащих выемки и выступы в виде шаровых сегментов, следует выделить исследования Попова И.А. [13]. Предложенные им эмпирические соотношения хорошо согласуются с экспериментальными данными для «олуненных» поверхностей в области варьирования чисел Рейнольдса $Re_{Дэ}$ от 40 до $5 \cdot 10^4$. Для выступов область варьирования чисел Рейнольдса заметно уже ($Re \in [100, 16000]$). Тем не менее представленные в работе [13] выражения могут быть использованы в расчете теплообменных аппаратов, но только для поверхностей с плотностью расположения луночных интенсификаторов равной 0,69. Почему авторы ограничились именно этим значением не ясно. Будет ли более или менее эффективным теплообменник с меньшей или большей плотностью расположения лунок и при других значениях чисел Рейнольдса, пока остается под вопросом. Очевидно, чтобы ответить на него, необходимо провести дополнительные исследования.

Анализ некоторых работ ([18, 19]) показал, что авторы не приводят расчетные выражения, с помощью которых можно определить коэффициенты теплоотдачи и сопротивление «олуненной» поверхности, но есть экспериментальный графический материал, иллюстрирующий влияние поверхностных углублений на сопротивление и теплоотдачу в потоке газа. Так, оцифровка графических данных работ [18, 19] и их математическая обработка позволила получить обобщенные выражения для расчета относительного коэффициента сопротивления трения:

$$\Phi(Re, \gamma_l) = \frac{C_{fл}}{C_{f,0}} = (\omega_{1,1}\gamma_l + \omega_{1,2})Re^{(\omega_{2,1}\gamma_l^{2,2} + \omega_{2,2})} + (\omega_{3,1}\gamma_l^{\frac{1}{3,2}} + \omega_{3,2}) \quad (4)$$

где $C_{fл}$, $C_{f,0}$ — коэффициенты трения для «олуненной»

и гладкой поверхности; $\omega = \begin{pmatrix} -9,386 & 2,825 \\ 0,554 & -0,018 \\ 10,459 & -3,337 \end{pmatrix}$ — эмпи-

рические константы; $\gamma_l \in [0,138, 0,236]$ — плотность расположения лунок; $Re \in [5 \cdot 10^4, 3,5 \cdot 10^5]$ — число Рейнольдса и относительного коэффициента теплоотдачи для канала, нижняя стенка которого содержит лунки, расположенные в коридорном порядке:

$$\theta_{Nu_{cor}}(Re) = Nu_{cor} / Nu_0 = \frac{8,344}{1000} Re^{0,306} + 0,804. \quad (5)$$

Здесь $\theta_{Nu_{cor}}(Re) = Nu_{cor} / Nu_0$ — относительный коэффициент теплоотдачи; Nu_{cor} , Nu_0 — числа Нуссельта для

олуненной и гладкой поверхности теплообмена; Re — число Рейнольдса, в диапазоне от $5,7 \cdot 10^4$ до $51 \cdot 10^4$.

Результаты аппроксимации экспериментальных данных зависимостями (8), (9) приведены на рис. 8 — 10.

Погрешность аппроксимации оцифрованных экспериментальных данных зависимостями (1), (2) представлена на рис. 9, 10. Видно, что погрешность в основном сосредоточена в диапазоне от -5 до $+5\%$.

Что касается коэффициента теплоотдачи для поверхностей с иной плотностью расположения луночных интенсификаторов, т.е. отличной от $f = 0,69$, то для его расчета можно рекомендовать выражения, представленные в работах [14 — 16].

Заключение

Среднеквадратичная погрешность обобщения по теплообмену и гидродинамике при вынужденном течении воды и конденсации пара находится в диапазоне от 7,5 до 15% при доверительном интервале R^2 от 0,81 до 0,88.

Сравнение полученных результатов с данными публикаций зарубежных авторов показало, что при вынужденном течении однофазных жидкостей в каналах пластинчатых теплообменников ими использованы те же числа подобия Nu , Re и Pt [9 — 12]. Отличие состоит лишь в том, что характерный поперечный размер каналов пластинчатых теплообменников они принимали равным двум расстояниям между соседними пластинами (как для плоской щели), а мы определяли его как отношение четырех поперечных узких сечений канала к смоченному периметру $4f_y / P_y$. Кроме того, показатель степени при числах Прандтля принят ими равным 0,333. В работах [1, 9, 10] показатель степени при числах Прандтля принят, как и в наших работах, равным 0,4. Для учета влияния относительной длины канала в [9, 10] так же, как в зависимостях (1) и (2), введено отношение $2F_0/f_0$. Сравнение обобщенных зависимостей, полученных при обработке результатов расчетов по программам фирм ЗАО «ТехноИнжПромСтрой» и ЗАО «Ридан» показал, что значения констант отличаются. Но несущественно.

При конденсации пара в каналах пластинчатых теплообменников экспериментальные данные по гидравлическим потерям обобщены зарубежными авторами в виде зависимости коэффициента трения от кинетической энергии потока конденсирующегося пара. Коэффициент трения рассчитан после вычитания из общих потерь давления гидростатической составляющей и составляющей, обусловленной ускорением потока. Обобщение экспериментальных данных по теплообмену проводилось авторами работ [11, 12] либо близко к тому, как это было выполнено нами при получении зависимости (3), либо в виде зависимости отношения Nu/Nu_0 от дополнительных чисел подобия, влияние которых проявляется при фазовых превращениях, где

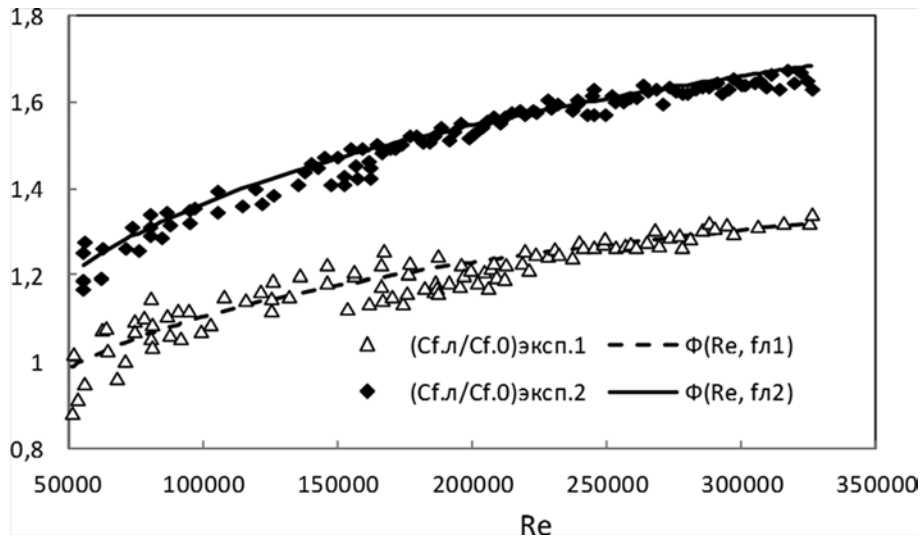


Рис. 8. Зависимость относительного коэффициента сопротивления трения от числа Рейнольдса ($Re \in [5,104; 35,104]$) и плотности расположения лунок в диапазоне от $\gamma_{л.1} = 0,138$ до $\gamma_{л.2} = 0,236$

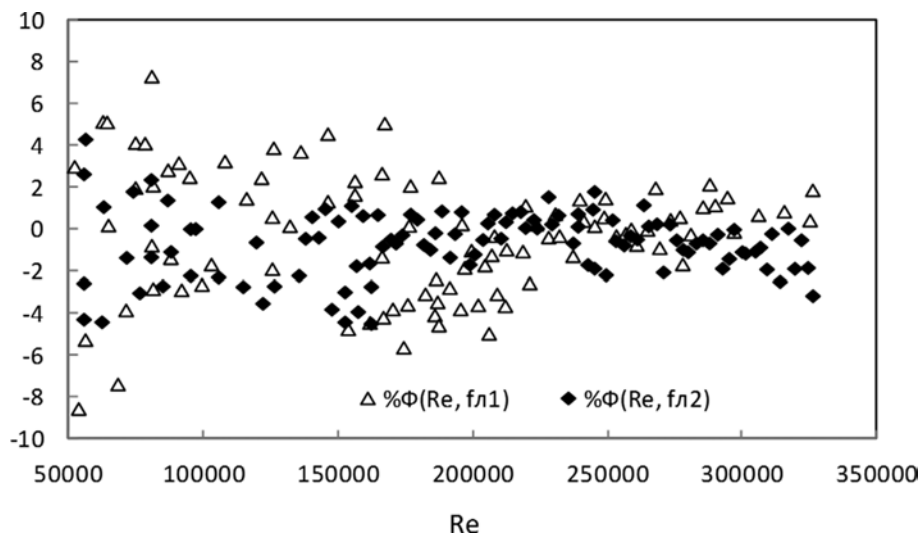


Рис. 9. Относительная погрешность аппроксимации экспериментальных данных обобщенной зависимостью (1)

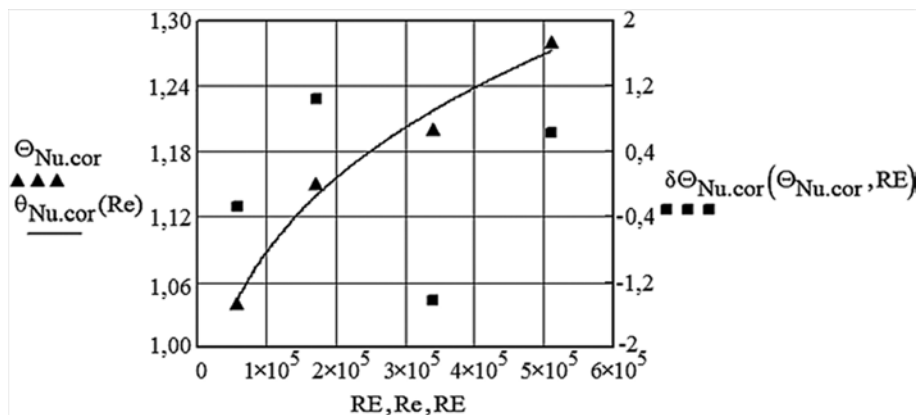


Рис. 10. Относительный коэффициент теплоотдачи и погрешность аппроксимации оцифрованных данных при коридорном расположении лунок с плотностью $\gamma = 0,184$

Nu_0 — число Нуссельта для случая вынужденного течения однофазной жидкости при тех же значениях чисел Re и Pr .

Использование данных по теплообмену и коэффициентам сопротивления в каналах пластинчатых теплообменников с интенсификаторами в виде шаровых сегментов (лунки/выступы) затруднено из-за отсутствия достаточной информации по влиянию размеров и плотности их распределения на теплогидродинамические свойства пластин. Кроме того, толщина пластин, из которых набираются поверхности теплообмена воздухоохладителей и воздухоподогревателей, как правило, не превышает 1 — 2 мм. Поэтому, при нанесении указанных интенсификаторов на пластину (штампованием) с одной ее стороны образуются впадины (лунки), а с другой — выступы. В этом случае для расчета теплообменников с такими поверхностями требуется информация, как по лункам, так и по выступам, учитывающая их размеры и плотность расположения.

Литература

1. Барановский Н.В., Коваленко Л.М., Ястребенецкий А.Р. Пластинчатые теплообменники. М.: Машиностроение, 1973.
2. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справочная серия / под общ. ред. А.В. Клименко и В.М. Зорина. М.: Издательский дом МЭИ, 2007.
3. Бакластов А.М. Промышленные тепломассообменные процессы и установки / под ред. А.М. Бакластова. М.: Энергоатомиздат, 1986.
4. Ефимов А.Л. Исследование теплообмена и гидродинамики в каналах теплообменных аппаратов сложной геометрии: Автореферат дисс. ... канд. техн. наук. М.: Изд-во МЭИ, 1980.
5. Ефимов А.Л., Такташев Р.Н. Расчет теплообмена при конденсации пара в каналах пластинчатых теплообменников // Вестник МЭИ. 2012. № 1. С. 36 — 42.
6. Ефимов А.Л., Такташев Р.Н. Расчет коэффициента гидравлического трения при конденсации пара в каналах пластинчатых теплообменников // Энергосбережение и водоподготовка. 2013. № 1. С. 30 — 33.
7. Горяев А.Б. и др. О моделировании процессов переноса в элементах систем холодоснабжения с аккумуляторами холода // Надежность и безопасность энергетики. 2013. № 1. С. 55 — 59.
8. Петухов Б.С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. М.: Энергия, 1967.
9. Арсеньева О.П. Взаимосвязь переноса тепла и импульса в каналах пластинчатых теплообменных аппаратов // Интегрированные технологии и Энергосбережение. 2011. № 1. С. 3 — 8.
10. Арсеньева О.П. Обобщенное уравнение для расчета гидравлического сопротивления каналов пластинчатых теплообменников // Интегрированные технологии и энергосбережение. 2010. № 4. С. 112 — 117.
11. Longo G.A., Gasparello A., Sartori R. Experimental heat transfer coefficient during refrigerant vaporization and condensation inside herringbone-type plate heat exchangers with enhanced surfaces // Int. J. Heat Mass Transfer. 2004. V. 47. P. 4125 — 4136.
12. Longo G.A., Gasparello A. Vaporization inside a commercial brazed plate heat exchanger // Experimental and Fluid Sci. 2007. V. 32. P. 107 — 116.
13. Попов И.А. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования при вынужденном и свободноконвективном движении теплоносителей: Материалы дисс. ... докт. техн. наук, Казань: КГТУ, 2008.
14. Титов А.А. Экспериментальное исследование влияния поверхностных углублений на теплообмен и сопротивление в потоке сжимаемого газа: Материалы дисс. ... канд. техн. наук. М.: ОИВТ РАН, 2010.
15. Власенко А.С. Увеличение эффективности теплообменников посредством интенсификации теплообмена на поверхностях со сферическими углублениями: Материалы дисс. ... канд. техн. наук. М.: МЭИ, 2011.
16. Алиев К.Б., Глазов В.С., Арбатский А.А. Влияние формы и плотности расположения интенсификаторов на теплообмен // Радиоэлектроника, электротехника и энергетика: Тезисы докл. XX МНТК студентов и аспирантов. М.: МЭИ, 2014. Т. 3. С. 148 — 149.
17. Арбатский А.А., Глазов В.С. Моделирование теплообмена в каналах со сферическими и овальными лунками // Энергосберегающие технологии в промышленности. Печные агрегаты. Экология: Сборник материалов VI Междунар. науч.-практ. конф. М.: Изд-во ООО «ИТЕП», НИТУ «МИСиС», 2012. С. 18 — 19.
18. Титов А.А. Экспериментальное исследование влияния поверхностных углублений на теплообмен и сопротивление в потоке сжимаемого газа: Материалы дисс. ... канд. техн. наук. М.: ОИВТ РАН, 2010.
19. Панова О.И. Исследование теплообмена и гидродинамики на поверхностях со сферическими углублениями при различных числах Рейнольдса // Мехатроника, технологии, системы автоматизированного проектирования. 2008. Вып. 48. С. 3 — 9.

Статья поступила в редакцию 02.06.2016