

УДК 621.1.016.4:542.48

В.М. КОШЕЛЬНИК, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков

В.С. ФОКИН, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков

А.В. КОШЕЛЬНИК, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН Украины, г. Харьков

Л.И. ЗБАРАЗ, инженер КП «Харьковские тепловые сети», г. Харьков

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ПЛАСТИНЧАТОМ ИСПАРИТЕЛЕ

Пропонується використовувати в теплотехнологічних системах у якості випарників теплообмінників пластинчатого типу зі збільшеною шириною каналів. Наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень теплообмінних процесів кипіння в вертикальних каналах, запропоновано нові критеріальні залежності для розрахунку інтенсивності теплообміну.

Lamellar heat exchangers with enlarged channel width are suggested to use as evaporators for thermal technological schemes. The results of theoretical and experimental investigations of heat exchange during boiling in vertical channels are presented. The new criterial dependences for calculation of heat exchange intensity are proposed.

Процессы кипения жидкости в трубах и каналах различной формы широко используются в теплотехнологических установках и теплообменных аппаратах различного целевого назначения, в том числе, в испарителях систем теплоснабжения, в выпарных аппаратах, в системах испарительного охлаждения высокотемпературных топливных печей металлургического и стекольного производства и т.д. В последнее время наблюдается место тенденция расширения области применения пластинчатых теплообменников, которые, по сравнению с трубчатыми аппаратами, имеют улучшенные массогабаритные показатели, отличаются высокой технологичностью при изготовлении, монтаже и эксплуатации [1]. Повышение энергоэффективности систем пароснабжения промышленных предприятий технологическим паром от ТЭЦ, использование низкопотенциального пара систем испарительного охлаждения высокотемпературных топливных печей связано с необходимостью разработки компактных и эффективных теплообменников-паропреобразователей пластинчатого типа [2, 3].

Проектирование и внедрение пластинчатых теплообменников в теплотехнологические схемы в качестве испарителей требует определения параметрических характеристик аппаратов, в которых реализуются сложные для исследования процессы с фазовыми переходами, включая кипение и конденсацию. Анализ публикаций показал необходимость проведения научных исследований в этом направлении. Нами предложено использовать в качестве испарителя пластинчатые теплообменные аппараты. В данной работе представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований процессов теплообмена в испарителе пластинчатого типа с вертикальными каналами. Предложено увеличить ширину каналов для этих аппаратов до 8–10 мм, что позволило учесть особенности развития процессов кипения в плоских вертикальных каналах. Практический интерес представляет определения паросодержания смеси на выходе из пластинчатого испарителя, определение интенсивности теплообмена при кипении жидкости в вертикальных каналах в определенном интервале давлений рабочей среды.

Отметим, что эти вопросы являются актуальными для систем испарительного охлаждения высокотемпературных агрегатов различного целевого назначения,

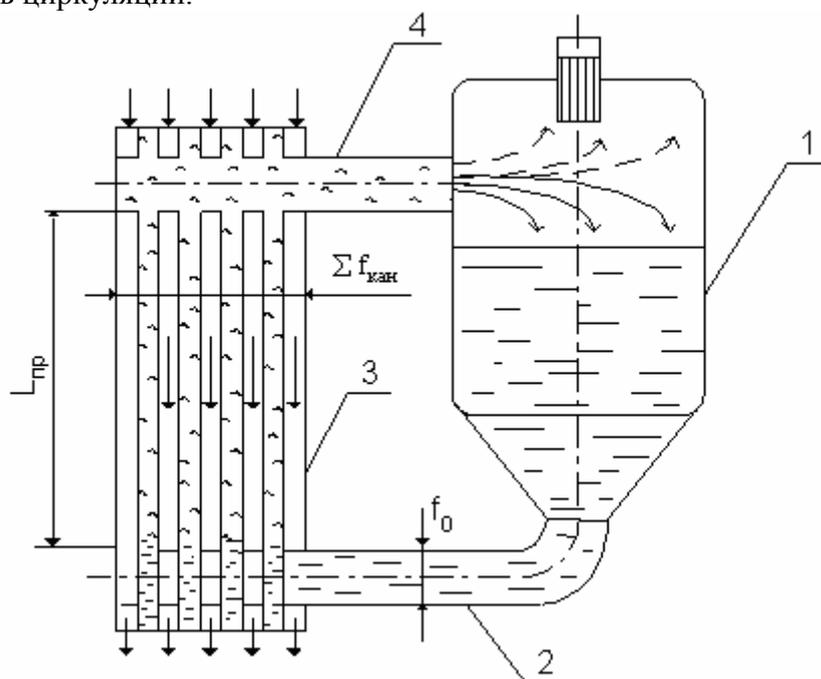
например стекловаренных печей ванного типа, парогенерирующие контуры которых работают в сходных условиях [3].

Испарители с пластинчатой греющей камерой имеют, как правило, замкнутый циркуляционный контур и относятся к аппаратам с многократной циркуляцией (см. рис. 1). Особенности развития процессов кипения в плоских вертикальных каналах испарителя пластинчатого типа рассмотрены и проанализированы нами в работе [2].

Одной из важных характеристик работы таких аппаратов является кратность циркуляции жидкости по рабочему контуру аппарата, величина которой определяет паросодержание смеси χ при движении рабочего тела в каналах и, особенно, на выходе из испарителя. Между кратностью циркуляции жидкости и паросодержанием смеси существует следующая зависимость

$$\chi = \frac{1}{n_{\text{ц}}} = \frac{W}{G_{\text{ц}}}, \quad (1)$$

где $G_{\text{ц}}$ – расход жидкости по контуру аппарата, кг/с; W – расход выпаренной воды, кг/с; $n_{\text{ц}}$ – кратность циркуляции.



1 – сепаратор; 2 – обратная циркуляционная труба;
3 – камера пластинчатого испарителя; 4 – пароводяной патрубков
Рис. 1. Схема циркуляционного контура испарителя

Характерной особенностью пластинчатых испарителей является малое проходное сечение плоских вертикально расположенных каналов, в которых протекает процесс кипения. В этом случае имеет место резкий рост величины паросодержание смеси по высоте каналов и на выходе из них. Это обстоятельство при неправильном выборе размеров элементов циркуляционного контура может вызвать большое гидравлическое сопротивление контура в целом и повлиять на развитие процессов кипения жидкости и снизить эффективность работы теплообменника в целом.

В этой связи возникла необходимость изучения факторов, определяющих

массовое паросодержание смеси в каналах и на выходе из щелевых каналов пластинчатых испарителей, интенсивность теплообмена при кипении жидкости в вертикальных каналах, что имеет большое практическое значение при проведении теплотехнических и гидравлических расчетов аппаратов и технологических линий.

Особый интерес представляют испарители, в которых имеет место пузырьковое кипение в щелевых каналах, осуществляемое в условиях направленного движения потока жидкости, например, в пластинчатых аппаратах с естественной или принудительной циркуляцией. Как известно, процесс испарения жидкости – это изобарный процесс, протекающий в объеме жидкости, который можно разделить на две стадии: первая стадия – зарождение паровых пузырей в центрах парообразования; вторая стадия – испарение в оторвавшемся от центра парообразования паровом пузыре, который всплывает в объеме окружающей его жидкости. Таким образом, этот процесс повторяется [4, 5].

Из сказанного следует, что процесс испарения в испарителях имеет циклический характер – образование и рост парового пузыря, его отрыв от центра парообразования и освобождение центра для подхода к нему новой порции жидкости и повторения процесса парообразования. Это способствует пульсирующему характеру движения парожидкостной смеси в канале, играющему решающую роль в интенсивности переноса тепла. Для зарождения парового пузыря и дальнейшего испарения в него паровой фазы необходимо обеспечить неравновесное состояние системы пар-жидкость (жидкость должна быть перегрета относительно температуры насыщения t_s на величину Δt), при котором имеет место возрастание энтропии системы.

Минимальный перегрев жидкости, обеспечивающий зарождение и выживание парового пузыря, определяется из уравнения теплового баланса для границы раздела фаз (пар–жидкость)

$$dQ = V'\rho'c'dt = r\rho''dV'', \text{ откуда } dt = \frac{r\rho''}{c'\rho'} \cdot \frac{dV''}{V'} = \vartheta_{\text{тер}} \frac{dV''}{V'}. \quad (2)$$

Из уравнения Клапейрона–Клаузиуса при умеренных перегревах имеем

$$\vartheta_{\text{тер}} = \frac{T_{\text{п}}}{c'\rho'} \cdot \frac{dP}{dT} = \frac{r\rho''}{c'\rho'}, \quad (3)$$

где ρ'' , ρ' – соответственно плотность паровой и жидкой фаз, $\text{кг}/\text{м}^3$; c' – теплоёмкость кипящей жидкости.

Величина $\vartheta_{\text{тер}}$ – это комплекс термодинамических параметров, характеризующий процесс испарения жидкости – это минимальный перегрев жидкости, обеспечивающий условия образования и существования паровой фазы. Для заданного давления и типа жидкости эта величина является постоянной и характеризует условия образования и роста паровых пузырей в центрах парообразования, а также в объеме перегретой жидкости, т.е. является важнейшим определяющим параметром испарения.

Для роста образовавшегося парового пузыря необходимо, чтобы перегрев окружающей его жидкости был больше, чем величина $\vartheta_{\text{тер}}$. Такой перегрев поддерживается высокой теплопроводностью жидкости и малой теплопроводностью пара. Из этого следует, что образование паровых пузырей и их рост, кроме ряда других факторов, определяются величиной $\vartheta_{\text{тер}}$ и общим перегревом жидкости

(температурным напором, тепловой нагрузкой).

Перенос теплоты при пузырьковом кипении от поверхности нагрева осуществляется в две стадии. Первоначально имеет место конвективный перенос тепла за счет турбулизации пограничного слоя, оторвавшимися паровыми пузырями, а затем, при достижении жидкостью требуемой для зарождения пузыря температуры перегрева, – перенос тепла при парообразовании. Более интенсивный перенос тепла имеет место при парообразовании за счет высокого значения теплоты фазового перехода [5].

Процесс теплообмена при кипении в щелевых каналах сложен и недостаточно изучен. Отсутствуют данные о расчете и конструировании пластинчатых испарителей. В работах [5–7] представлено несколько систем дифференциальных уравнений, каждая из которых служит только для установления вида обобщённых переменных и функциональных связей между ними применительно к конкретным поставленным задачам.

В работе [8] нами описана постановка и представлено решение задачи переноса теплоты при движении кипящего теплоносителя в щелевом канале. Сформулированная математическая модели кипения жидкости в плоских каналах с учетом ряда допущений включала систему дифференциальных уравнений, описывающих сложные процессы теплообмена при кипении жидкости в плоских вертикальных каналах. На основании выполненного анализа физической модели процесса кипения, по нашему мнению, наиболее приемлемой является следующая система из восьми уравнений, более полно описывающая протекающие процессы при кипении жидкостей в щелевых каналах:

1. Уравнение энергии для двухфазного потока.
2. Уравнение движения двухфазного потока с переменным содержанием фаз.
3. Уравнение неразрывности потока.
4. Уравнение теплообмена в пристенном слое.
5. Условия неравновесности процесса фазового превращения (парообразования).
6. Вероятность образования паровых пузырей в центрах парообразования и их отрыва.
7. Условия механического взаимодействия на границе раздела фаз.
8. Масштаб оторвавшихся пузырей с определенными допущениями при соответствующих невысоких давлениях.

Приведенные уравнения и являются математической моделью, описывающей физическую сущность процесса испарения в щелевых каналах. Вместе с тем, система уравнений не может быть решена аналитически, так как в ней отсутствуют уравнения, которые характеризуют: количество центров парообразования; процесс зарождения и роста парового пузыря; частоту отрыва паровых пузырей от центров парообразования.

Для решения поставленной задачи направленной на нахождение аналитической зависимости для расчета коэффициентов теплообмена при кипении жидкости в вертикальном плоском щелевом канале мы воспользовались достаточно хорошо зарекомендовавшим себя методом анализа размерностей для получения вида критериальной зависимости. В соответствии с принятой моделью [8] уравнение, описывающее температурное поле, получено на основе общего уравнения переноса теплоты в потоке с внутренними источниками

$$\frac{Dt}{\partial \tau} = a \nabla^2 t + \frac{V}{c_p \rho}, \quad (4)$$

где V – мощность источника (в нашем случае стока) теплоты, равная $V = (r - c_p \vartheta_{\text{тер}}) \cdot \text{div}(\rho \omega)$; c_p – удельная изобарная теплоёмкость жидкости, кДж/(кг·К).

Так как плотность жидкости можно считать постоянной, то рассматриваемое уравнение принимает вид

$$\frac{Dt}{\partial \tau} = a \nabla^2 t + \frac{r - c_p \vartheta_{\text{тер}}}{c_p} \text{div} \vec{\omega}. \quad (5)$$

При рассмотрении стационарного процесса теплообмена при кипении в плоском вертикальном щелевом канале такие параметры, как приведенные скорости обеих фаз ω' и ω'' , истинное объёмное паросодержание потока φ , температура насыщения и давление – меняются только вдоль оси канала. Поэтому данную задачу допустимо рассматривать как одномерную для стационарного потока.

Решение задачи преобразования приведенной выше системы уравнений в критериальные осуществлялось при помощи метода анализа размерностей. Функциональная зависимость между определяемой величиной α и определяющими её параметрами имеет вид

$$\alpha = f(d_{\text{экв}}, t, r, \rho', c', \lambda', \mu', \nu', \sigma, q, e^{\vartheta_{\text{тер}}}, \omega). \quad (6)$$

При помощи π -теоремы эту зависимость можно свести к безразмерной форме, получив ряд безразмерных критериев, выражающих качественную форму связи между коэффициентом теплообмена и определяющими его величинами. Уравнение (6) содержит физические величины α , $d_{\text{экв}}$, t , ρ' , c' , λ' , μ' , ν' , σ , q , ω , r имеющие следующие размерности: α , Вт/(м²·К); $d_{\text{экв}}$, м; t , К; ρ' , кг/м³; c' , Дж/(кг·К); λ' , Вт/(м·К); μ' , Н·м/с²; ν' , м²/с; σ , Н/м; q , Вт/м²; ω , м/с; r , Дж/кг.

Теперь введём общепринятые критерии подобия $Nu = \alpha \frac{d}{\lambda}$, $Re = \frac{\omega d}{\nu}$, $Pr \cdot We = \frac{c_p \omega \rho d}{\lambda} \cdot \frac{\mu \omega^2}{\lambda} \cdot \frac{\lambda}{\sigma \omega} = \frac{c_p \mu}{\lambda} \cdot \frac{\rho d \omega^2}{\sigma}$. Учитывая, что зависимость между определяющими критериями имеет степенной вид, получаем следующее критериальное уравнение, соответствующее системе дифференциальных уравнений, описывающих процесс парообразования в щелевом канале

$$Nu = c \cdot Re^{x_1} (We'')^{x_2} \cdot (f(\omega_{\text{п}}))^{x_3} \cdot Pr^{0,4}, \quad (7)$$

где f – функция зависящая от $\omega_{\text{п}}$; $\omega_{\text{п}} = e^{\vartheta_{\text{тер}}}$ – вероятность образования паровой фазы.

Показатель степени при критерии Прандтля Pr с учетом соображений подобия теплофизических процессов конвективного теплообмена при нагревании жидкости и при перегреве для процесса фазового превращения принят постоянным и равным 0,4. Входящие в критериальное уравнение (7) коэффициенты c , x_1 , x_2 , x_3 подлежали определению экспериментальным путем с использованием разработанной нами методики. В работах [9, 10] изложены методические вопросы и представлены схема и описание экспериментального стенда, который был создан на лабораторной базе ОАО «УкрНИИХиммаш». Исследованы процессы теплообмена при кипении в щелевых

каналах шириной 10 мм в пластинчатом теплообменнике, изготовленном с применением пластин 0,3Г.

Тепловые нагрузки и коэффициенты теплообмена в каналах при кипении жидкости, характерных для расчета теплообменных процессов определены по следующим зависимостям:

а) полезная тепловая нагрузка..... $Q_{\text{п}} = Wr + G_2 c_p (t_{\text{к}} - t_{\text{п}}) - Q_{\text{ос}}$;

б) удельная тепловая нагрузка $q = Q/F$;

в) полезная разность температур $\Delta t = t_{\text{гр}} - t_{\text{к}}$,

где $t_{\text{гр}}$ – температура греющего пара, $t_{\text{к}}$ – температура кипения;

г) степень испарения $C_u = G_0 / W$;

д) комплекс термодинамических величин $\vartheta_{\text{тер}} = \frac{r\rho''}{c'\rho'}$;

е) температура стенки (средняя) определяется методом последовательного приближения: при конденсации водяного пара в пластинчатых теплообменниках для пластин 0,3Г с $d_{\text{экв}} = 0,008$ м, $f = 0,0011$ м², $l_{\text{пр}} = 1,12$ м:

– конденсация при $\Delta T \geq 10$ К

$$\overline{\text{Nu}} = 322 \text{Re}^{0,7} \text{Pr}^{0,4}, \tag{8}$$

– конденсация при $\Delta T \leq 10$ К

$$\overline{\alpha} = 1,15 \left[\frac{\rho^2 \lambda^3 r}{\mu_1 l_{\text{пр}} (T_s - T_{\text{ст}})} \right]^{0,25}, \tag{9}$$

где μ_1 – коэффициент динамической вязкости со стороны конденсирующегося пара;

ж) перепад температур в плёнке $\Delta t_{\text{пл}} = t_{\text{ст}} - t_s - \frac{q \delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}}$;

з) коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{q}{\Delta t}; \tag{10}$$

и) коэффициент теплоотдачи при кипении

$$\alpha_2 = \frac{W(r + c'(t_s - t_0))}{\Delta t_{\text{пл}}}; \tag{11}$$

к) скорость циркуляции

$$\omega = \frac{q}{c''\rho''}, \tag{12}$$

где c'' – теплоёмкость насыщенного пара.

Потери теплоты в окружающую среду $Q_{\text{ос}}$ определялись при расчете естественной конвекции от вертикальной стенки (замерялась температура наружной поверхности стягивающих плит и воздуха в лаборатории). Некоторые данные опытов и результаты обработки полученных данных по интенсивности теплообменных процессов кипения в щелевых вертикальных каналах испарителя из гофрированных и плоских пластин представлены в табл. 1, 2, и на рис. 2.

Таблица 1

Результаты обработки экспериментальных исследований
по определению тепловых нагрузок в пластинчатом испарителе

№ п/п	$\vartheta_{\text{тер}},$ °C	$C_u = G_2/W$	$t_{\text{ст}},$ °C	$q,$ Вт/м ²	$t_{\text{пл}},$ °C	$\Delta t_{\text{пол}},$ °C	$\alpha_2,$ Вт/(м ² ·К)	$k,$ Вт/(м ² ·К)
1	0,123	1,02	76,3	10012	3,7	8	2706,0	1251,5
2	0,123	1,03	79,6	25892	5,4	13	4795,0	1991,7
3	0,123	1,028	82,25	41212	7,75	18	5317,7	2290
4	0,223	1,018	94,8	26081	5,2	12	5015,6	2173,4
5	0,223	1,02	97,8	43285	7,2	17	6011,8	2546,2
6	0,223	1,02	100,8	57881	9,2	22	6291,4	2631
7	0,379	1,025	107,5	16844	2,5	6	6737,6	2807,3
8	0,379	1,03	110,5	32790	4,5	11	7286,7	2981
9	0,379	1,03	113,5	47837	6,5	16	7359,5	2990
10	0,487	1,02	117	26694	3	8	8898,0	3336,7
11	0,487	1,02	121,8	57837	6,2	16	9328,5	3614,8
12	0,487	1,025	124,2	70072	7,8	20	9383,6	3703,6

Таблица 2

Результаты обработки экспериментальных данных по теплообмену в критериальном виде

№ п/п	Скорость циркуляции, м/с	$L_0,$ м	Pr	Nu	Re	We''
1	0,0200	0,0082	2,482	63,32	770,308	1,102E-06
2	0,0518	0,0082	2,482	112,20	1992,09	7,369E-06
3	0,0824	0,0082	2,482	124,43	3170,79	1,867E-05
4	0,0289	0,0080	2	115,29	1349,04	4,367E-06
5	0,0480	0,0080	2	138,19	2238,91	1,203E-05
6	0,0642	0,0080	2	144,61	2993,89	2,151E-05
7	0,0110	0,0079	1,68	153,51	603,452	1,118E-06
8	0,0214	0,0079	1,68	166,02	1174,73	4,237E-06
9	0,0312	0,0079	1,68	167,68	1713,8	9,019E-06
10	0,01364	0,00779	1,55	202,438	1004,11	2,258E-06
11	0,02956	0,00779	1,55	212,232	2175,56	1,060E-05
12	0,03582	0,00779	1,55	204,386	2635,79	1,556E-05

Согласно проведенным нами теоретическим исследованиям решение системы уравнений найдено в критериальном виде. Как видно из табл. 2, значения критериев подобия лежат в интервале: $Re = 600 \dots 3000$; $Pr = 1,5 \dots 2,5$; $We'' = 1,102 \cdot 10^{-6} \dots 2,151 \cdot 10^{-5}$. Значение капиллярной постоянной L_0 в данных условиях равно 0,008 м.

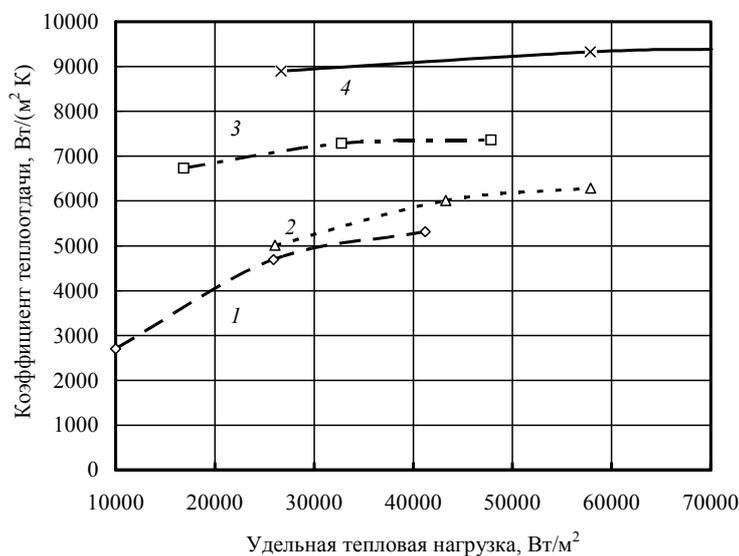
Полученные результаты позволяют определить коэффициенты, входящие в критериальное уравнение (7):

$$x_1 = 0,115 \cdot (\vartheta_{\text{тер}})^{-0,1}; \quad x_2 = 0,055 \cdot (\vartheta_{\text{тер}})^{-0,1}; \quad x_3 = 2; \quad c = 50,2.$$

Таким образом, нами было получено критериальное уравнение, описывающее теплообмен при кипении жидкости в щелевых вертикальных каналах пластинчатого испарителя в рассматриваемых условиях

$$\text{Nu} = 50,2 \cdot \text{Re}^{0,115(\vartheta_{\text{тер}})^{-0,1}} \cdot (\text{We}^n)^{0,055(\vartheta_{\text{тер}})^{-0,1}} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot (e^{\vartheta_{\text{тер}}})^2. \quad (13)$$

На рис. 2 представлена зависимость коэффициента теплоотдачи от удельной тепловой нагрузки при кипении жидкости в щелевом канале теплообменника.



1 – 0,0361 МПа; 2 – 0,066 МПа; 3 – 0,119 МПа; 4 – 0,156 МПа

Рис. 2. Зависимость коэффициента теплоотдачи от удельной тепловой нагрузки при кипении жидкости в щелевом канале при давлении

По опубликованным в литературе данным нами был исследован проводимый ранее аналогичный эксперимент по кипению жидкости в щелевом канале теплообменника, собранного из плоских вертикальных пластин. Обработка этих данных по методике [9] позволила получить критериальное уравнение для расчета интенсивности теплообмена при кипении в вертикальном канале из плоских пластин

$$\text{Nu} = 35,5 \cdot \text{Re}^{0,115(\vartheta_{\text{тер}})^{-0,1}} \cdot (\text{We}^n)^{0,055(\vartheta_{\text{тер}})^{-0,1}} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot (e^{\vartheta_{\text{тер}}})^2. \quad (14)$$

Как видно из приведенных уравнений (13) и (14), конструкция пластины влияет только на значение коэффициента c , что подтверждает адекватность разработанной нами математической модели физическим закономерностям исследуемого процесса. По выполненным оценкам величина погрешности полученных данных по интенсивности теплообмена не превосходила 14 %. Отметим, что приведенные критериальные

уравнения справедливы для расчета интенсивности теплообмена в вертикальных каналах из пластин исследуемого профиля в таком диапазоне изменения режимных параметров: $q = 5\text{--}60 \text{ кВт/м}^2$; $p = 30\text{--}160 \text{ кПа}$; $t = 70\text{--}130 \text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta t = 4\text{--}20 \text{ }^\circ\text{C}$; $\delta_k = 8\text{--}10 \text{ мм}$. Более подробно материалы, касающиеся разработки пластинчатого испарителя с вертикальными щелевыми каналами и результаты исследования процессов теплообмена приведены нами в работах [8–11].

Таким образом, проведение расчетно-теоретических и экспериментальных исследований, обработка полученных опытных данных по разработанной методике позволило получить критериальные зависимости для определения параметрических характеристик процессов кипения в пластинчатом испарителе с вертикальными каналами, образованными гофрированными и плоскими пластинами. В этом случае созданы предпосылки для точного и надежного расчета пластинчатых испарителей, которые могут быть составной частью теплотехнологических систем и установок различного целевого назначения.

Список литературы: 1. *Тарадай А.М.* Основы разработки пластинчатых теплообменников для систем теплоснабжения. – Харьков: Основа, 1998. – 192 с. 2. *Фокин В.С.* Особенности теплообмена при кипении жидкости в щелевых каналах / В.С. Фокин, В.М. Кошельник, Л.И. Збараз // Вестник НТУ «ХПИ». – № 7. – 2001. – С. 261-266. 3. *Товажнянский Л.Л.* Интегрированные энергосберегающие теплотехнологии в стекольном производстве: Монография / Л.Л. Товажнянский, В.М. Кошельник, В.В. Соловей, А.В. Кошельник. Под ред. В.М. Кошельника. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 628 с. 4. *Толубинский В.И.* Теплообмен при кипении / В.И. Толубинский. – Киев, 1980. – 315 с. 5. *Новиков П.А.* Течения и теплообмен в щелевых системах / П.А. Новиков, Л.Я. Любин, В.И. Новикова. – Минск: Наука и техника, 1991. – 358 с. 6. *Васильев А.А.* Теплообмен при пузырьковом кипении в условиях свободного движения жидкости / А.А. Васильев // Промышленная теплоэнергетика. – 1996. – Т. 18, № 2. – С. 18-25. 7. *Кутепов А.М.* Гидродинамика и теплообмен при парообразовании / А.М. Кутепов, Л.С. Стерман, Н.Г. Стюшин. – М.: Высшая школа, 1986. – 44 с. 8. *Фокин В.С.* К постановке и решению задачи переноса тепла при движении кипящих теплоносителей в щелевых каналах / В.С. Фокин, В.М. Кошельник, Л.И. Збараз // Коммунальное хозяйство городов. Киев–2001. – Выпуск 33. – С.173-178. 9. *Фокин В.С.* Методика определения паросодержания смеси на выходе из пластинчатого испарителя системы теплоснабжения / В.С. Фокин, В.М. Кошельник, А.В. Кошельник, Л.И. Збараз, Д.Ю. Данилов // Коммунальное хозяйство городов. – 2003. – Вып. 47. – С. 168-171. 10. *Збараз Л.И.* Экспериментальные исследования кипения жидкости в щелевом канале пластинчатого теплообменника / Л.И. Збараз, В.М. Кошельник, В.С. Фокин // Науковий вісник будівництва. – 2001. – Вип. 15. – С. 86-94. 11. *Кошельник В.М.* Диагностика эксплуатационных характеристик паропреобразователей пластинчатого типа применительно к системам пароснабжения / В.М. Кошельник, Л.И. Збараз // Матеріали міжнар. наук. конференції «Ресурс і безпека експлуатації конструкцій, будівель та споруд». – Вип. 23. – Харків: ХДТУБА, 2003. – С. 177-179.

© Кошельник В.М., Фокин В.С., Кошельник А.В., Збараз Л.И., 2011
Поступила в редколлегию 10.03.11