

ных теплообменных системах: системах охлаждения компонентов электроники, испарителях адсорбционных тепловых насосов и т.д.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Nakoryakov V.E., Bufetov N.S., Grigorieva N.I., Dekhtyar R.A.* The effect of surfactant on absorption under conditions of heat pumps and refrigerators // Proc. of the Conf. "VI Minsk Int. Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators". – Minsk. – 2005. – P. 320–327.
2. *Vasiliev L.L., Mishkinis D.A., Antukh A.A., Kulakov A.G., Vasiliev L.L. Jr.* Resorption heat pump // Applied Thermal Engineering. – 2004. – Vol. 24. – P. 1893–1903.
3. *Fujioka K., Hatanaka K., Hirata Y.* Composite reactants of calcium chloride combined with functional carbon materials for chemical heat pumps // Proc. of the Conf. "VI Minsk Int. Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators". – Minsk. – 2005. – P. 306–315.
4. *Nowak W., Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A.* Possibilities of implementation of absorption heat pump in realization of the Clausius-Rankine Cycle in geothermal power station // Proc. of the Conf. "VI Minsk Int. Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators". – Minsk. – 2005. – P. 184–191.
5. *Vasiliev L., Vasiliev L. Jr.* Sorption heat pipe – a new thermal control device for space and ground application // Int. J. Heat Mass Transfer. – 2005. – Vol. 48. – P. 2464–2472.
6. *Vasiliev L.* Heat pipes in modern heat exchangers // Applied Thermal Engineering. – 2005. – Vol. 25. – P. 1–19.
7. *Vasiliev L., Zhuravlyov A., Novikov M., Vasiliev L., Jr.* Heat transfer with propane evaporation from a porous wick of heat pipe // J. Porous Media. – 2001. – Vol. 4, No. 2. – P. 103–111.
8. *Kew P.A., Cornwell K.* Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels // Applied Thermal Engineering. – 1997. – Vol. 17. – P. 705–715.
9. *Thome J.R., Ribatski G.* State-of-the-art of two-phase flow and flow boiling heat transfer and pressure drop of CO₂ in macro- and micro-channels // Refrigeration. – 2005. – Vol. 28. – P. 1149–1168.
10. *Mikielewicz D., Mikielewicz J., Biaias-Tasmar J., Klugmann M.* A semi-empirical method for calculation of flow boiling heat transfer coefficients for conventional channels and small diameter tubes, Proc. of the XIth International Symposium "Heat Transfer and Renewable Sources of Energy" HTRSE-2006. – Szczecin – Mikdzyzdroje, Poland. – 2006. – P. 591–598.

Получено 19.08.2008 г.

УДК 536.423.4

**БЕЗРОДНИЙ М.К., ГОЛИЯД М.Н.,
БАРАБАШ П.О., ДЕЙНЕКО А.И.**

Национальный технический университет Украины "Киевский политехнический институт"

ТЕПЛООБМЕН ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ДВИЖУЩЕГОСЯ ПАРА В ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ТРУБАХ

Проведено теоретичне та експериментальне дослідження процесу конденсації рухомої пари в горизонтальних трубах. У випадку турбулентного парового ядра та ламінарної плівки конденсату запропоновано теоретичну залежність, яка має кількісну розбіжність з експериментальними даними для R-22,

Проведены теоретическое и экспериментальное исследования процесса конденсации движущегося пара в горизонтальных трубах. В случае турбулентного парового ядра и ламинарной пленки конденсата предложена теоретическая зависимость, которая имеет количественное расхождение с экспе-

It is carried out theoretical and experimental investigations of process of condensation moving pair in horizontal pipes. In case of a turbulent steam kernel and a laminar film of a condensate theoretical dependence is offered, which has a quantitative divergence with experimental data for R-22 not exceeding (16...20) %. In

що не перевищує (16...20)%. Для випадку турбулентних парового ядра та плівки конденсату рекомендовано напівемпіричну залежність, що добре узгоджується ($\pm 8\%$) з експериментальними даними для води та R-22.

риментальними даними для R-22, не перевищує (16...20)%. В случае турбулентного парового ядра и пленки конденсата рекомендована полумпирическая зависимость, которая хорошо согласуется ($\pm 8\%$) с экспериментальными данными для воды и R-22.

case of a turbulent steam kernel and a film of a condensate recommended semi empirical equation will be coordinated ($\pm 8\%$) well with experimental data for water and R-22.

b – параметр отсоса;
 C_f – коэффициент трения;
 c_p – удельная изобарная теплоемкость;
 D_B – внутренний диаметр трубы;
 $d_{\text{екв}} = 4\delta$ – эквивалентный диаметр для пленки;
 g – ускорение свободного падения;
 L – длина трубы;
 q – плотность теплового потока;
 R – радиус трубы;
 r – скрытая теплота парообразования;
 \bar{T}_R – средняя интегральная температура на соответствующем радиусе R ;
 ΔT – разница температур;
 $W_{\text{п}}$ – скорость пара;
 x – массовое паросодержание;
 z – продольная координата трубы;
 α – локальный коэффициент теплоотдачи;
 δ – толщина пленки;
 $\Delta_{\text{екв}}$ – эквивалентная шероховатость трубы;
 ξ – коэффициент сопротивления;
 λ – коэффициент теплопроводности;
 ρ – плотность;
 ν – кинематический коэффициент вязкости;
 φ – угол расположения термодатчика;

$Fr_{\text{п}} = \frac{W_{\text{п}}^2}{gD_B}$ – число Фруда для парового потока;

$Fr = \frac{\rho_{\text{п}}(\rho - \rho_{\text{п}})W_{\text{п}}^2}{\rho^2(\nu g)^3}$ – модифицированное число Фруда;

Nu – число Нуссельта;

$Pr = \frac{\nu}{a}$ – число Прандтля;

$Re_{\text{пл}} = \frac{4\bar{q}z}{r\rho\nu}$ – число Рейнольдса для пленки конденсата;

$Re_{\text{п}} = \frac{W_{\text{п}}D_B}{\nu_{\text{п}}}$ – число Рейнольдса для потока пара.

Индексы:

– – средний;
 в – внутренний;
 н – насыщенный;
 с – стенка;
 п – пар;
 пл – пленка;
 φ – угол.

Введение

Конденсация пара теплоносителей в горизонтальных трубах имеет ряд преимуществ, благодаря чему находит применение в энергетике, химической и пищевой промышленности, холодильной технике. Значительная длина трубных пучков в таких конденсаторах обеспечивает во многих случаях кольцевой и полукольцевой режим течения конденсата, обусловленный высокой скоростью пара на входе в теплообменные трубы. Такой режим течения конденсата может занимать значительную часть длины труб одноходовых конденсаторов, а в многоходовых конденсаторах и всю длину (в первых ходах конденсатора).

Имеющиеся в литературе результаты экспериментальных исследований по интенсивности теплообмена в указанных режимах характеризуются некоторой противоречивостью и носят ограниченный характер. Вызывает, например, сомнение достоверность экспериментальных данных средних по сечению трубы коэффициентов теплоотдачи для асимметричного (полукольцевого) режима течения фаз, а также отсутствие надежных обобщений при больших числах $Re_{\text{пл}}$. В связи с этим ниже предлагаются обобщенные соотношения для расчета средних коэффициентов теплоотдачи в указанных режимах течения фаз, полученные на основе прецизионного определения локальных в сечении трубы коэффициентов теплоотдачи методом толстостенной трубы.

1. Теоретический анализ

Перед проведением экспериментальных исследований нами был выполнен следующий теоретический анализ процесса конденсации движущегося пара в горизонтальных трубах. Если при наличии турбулентного парового ядра и ламинарной пленки конденсата считать (как в работе [1], через незначительную толщину пленки), что напряжения межфазного трения на стенке трубы и на поверхности пленки равны между собой, то из этого равенства можно получить известную [2] зависимость для толщины пленки. Предположим по аналогии [3], что теплоотдача находится под доминантным влиянием скорости пара и что в качестве определяющей температуры, наряду с температурой насыщения, принимается также средняя температура стенки со стороны конденсации. Если теперь в качестве независимых безразмерных комплексов для потока пара принять числа Фруда Fr_{Π} и Рейнольдса Re_{Π} при условии, что справедлив закон ламинарной теплопроводности, то можно получить следующую формулу для коэффициента теплоотдачи:

$$Nu_{\text{М1}} \equiv \frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v_{\Pi}}{g} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,63 \left(\frac{C_f Fr_{\Pi} D_B}{\frac{\rho v}{\rho_{\Pi} v_{\Pi}} \frac{c_p \Delta T}{r Pr} z} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (1)$$

При наличии турбулентных парового ядра и пленки конденсата указанное выше равенство напряжений трения остается актуальным. Изменив выражение для напряжения межфазного трения при движении пленки, можно получить зависимость для толщины турбулентной пленки конденсата δ :

$$\delta = 0,053 C_f^{-0,5} Fr^{-0,5} Re_{\text{пл}}^{0,9} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (2)$$

Если средний по сечению трубы коэффициент теплоотдачи α определять по формуле:

$$Nu = \frac{\alpha d_{\text{екв}}}{\lambda} = 0,023 Re_{\text{пл}}^{0,8} Pr^{0,43} \quad (\text{использовалась для}$$

таких же режимных условий в работах [1, 4]), то, подставляя соответствующие величины в эту

формулу (число Рейнольдса для пленки определялось по ее эквивалентному диаметру $d_{\text{екв}}$), получим конечное выражение для безразмерного среднего по сечению коэффициента теплоотдачи:

$$Nu \equiv \frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,11 C_f^{0,5} Fr^{0,5} Re_{\text{пл}}^{-0,1} Pr^{0,43}. \quad (3)$$

Коэффициент трения C_f в (1)-(3) определялся по зависимостям, приведенным, в частности, и в работе [5]. Следует отметить, что параметр отсоса $b = -2q/(r\rho_{\Pi} W_{\Pi} C_{f0}(1+150\delta/R_B))$ должен удовлетворять условию $-4 < b < 4$ [6] (для всех представленных данных в этой работе $-0,25 < b < -0,1$), иначе напряжение трения при движении пара относительно поверхности пленки надо определять согласно [2]. Кроме того, выражение для коэффициента трения в однофазном турбулентном адиабатном потоке C_{f0} , которое было предложено в [5], справедливо только для гидравлически гладких труб в диапазоне изменения числа Рейнольдса $5 \cdot 10^3 < Re_{\Pi} < 10^5$. Заметим, что для всех данных, которые подверглись нашему анализу, число Рейнольдса изменялось в диапазоне $Re_{\Pi} = (1,1 \cdot 10^5 \dots 4,8 \cdot 10^5)$, поэтому для определения C_{f0} , согласно рекомендациям работы [7], сначала определялась величина комплекса Альтшуля

$Re_{\Pi} \frac{\Delta_{\text{екв}}}{D_B}$, а потом по соответствующим соотношениям и формулам – коэффициент гидравлического сопротивления ξ ($C_{f0} = \frac{\xi}{4}$).

2. Методика экспериментальных исследований

Экспериментальное определение локального коэффициента теплоотдачи при конденсации пара R-22 проводилось с помощью градиентного метода исследования теплообмена в каналах [8–10].

Локальные тепловые потоки q и коэффициенты теплоотдачи α определялись на участке толстостенной трубы из нержавеющей стали с внутренним диаметром 0,017 м, внешним диаметром 0,08 м и длиной 0,08 м (рабочий участок). Рабочий участок вместе с предвключенным участком длиной 0,7 м, который задавал соответствующий

режим течения фаз, имели одну продольную ось и охлаждались водой независимо. На радиусах $R_1 = 0,0115$ м и $R_3 = 0,037$ м в стенке рабочего участка на расстоянии 0,047 м от входного ее торца были заложены по пять хромель-копелевых термопар (в точках $\varphi = 0, \pi/4, \pi/2, 3\pi/4, \pi$; точка отсчета φ от верхней образующей) с диаметром электродов 0,15 мм каждая.

Температуры, которые измерялись в указанных точках, были граничными условиями при решении двумерного уравнения Лапласа [11, 12], которое описывало поле температур в толстой стенке рабочего участка, позволяющее определять искомые величины q и α . Однако режимные параметры проведения опытов при конденсации R-22, которые подвергались нашему анализу, были такими (температура стенки T_3 при $R_3 = 0,037$ м была постоянной при $\varphi = \text{var}$ из-за использования воды при охлаждении внешней поверхности трубы, а разность температур на радиусе $R_1 = 0,0115$ м между точками $\varphi = 0$ и $3,14$ была небольшой (до 1 К) из-за незначительной в этих точках разности в толщине пленки), что позволили значительно упростить методику обработки результатов измерения. Проведенные расчеты показали, что существенной разности между обработкой результатов опытов по двум- и одномерной моделях нет. В связи с этим экспериментальные значения локальных коэффициентов теплоотдачи определялись по формулам:

$$q = \bar{q}_\varphi = \frac{\lambda(\bar{T}_{R1} - \bar{T}_{R3})}{\ln\left(\frac{R_3}{R_1}\right)R_B}; \quad \alpha = \bar{\alpha}_\varphi = \frac{\bar{q}_\varphi}{T_H - \bar{T}_C};$$

$$\bar{T}_C = \bar{T}_{R1} + \frac{\bar{q}_\varphi R_B \ln\left(\frac{R_1}{R_B}\right)}{\lambda}.$$

Температура насыщения измерялась с помощью термопары, которая была установленаazole контрольного сечения, и оценивалась также по давлению непосредственно за рабочим участком. Среднеквадратичная погрешность в определении величины локального коэффициента теплоотдачи составила 39,6 Вт/(м²·К) с достоверностью 0,95. Небаланс теплоты в установке не превышал $\pm 7\%$.

3. Результаты экспериментальных исследований

На рис. 1 приведены графики изменения средних в поперечном сечении трубы коэффициентов теплоотдачи α при конденсации R-22 в зависимости от удельного теплового потока q , при числах $Re_{пл} = (1,11 \cdot 10^5 \dots 2,95 \cdot 10^5)$ и ламинарной пленке конденсата (пленочное число $Re_{пл} = (16 \dots 130)$).

Из рис. 1 видно, что экспериментальные значения α при повышенных скоростях пара заметно превышают расчетные по теории Нуссельта для неподвижного пара. Также видно четкое расщепление экспериментальных значений α по скорости парового потока $W_{пл}$. Причем значения коэффициентов теплоотдачи возрастают при увеличении скорости пара. Кроме того, при указанных режимных условиях изменения среднего для поперечного сечения α при возрастании q происходит в соответствии с законами ламинарной конденсации.

Рассмотрим, как коррелируется теоретическая зависимость (1) с приведенными экспериментальными данными.

На рис. 2 представлено обобщение экспериментальных данных по средним для поперечного сечения коэффициентам теплоотдачи при кон-

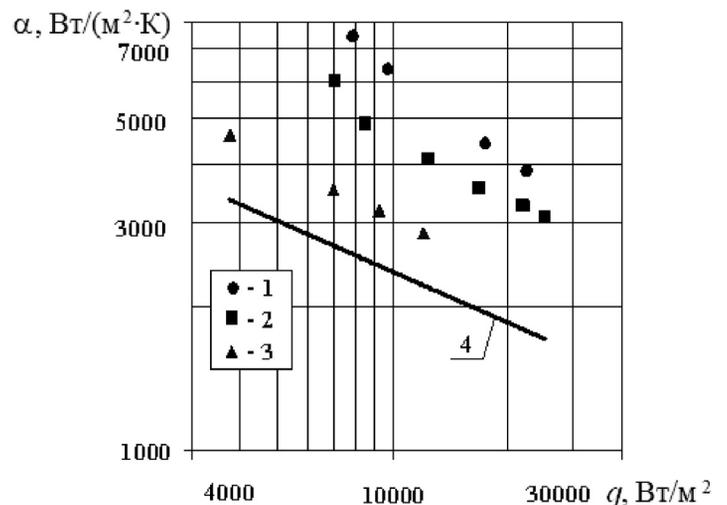


Рис. 1. Зависимость $\alpha = f(q)$ при повышенных скоростях пара и ламинарной пленке конденсата: 1 – экспериментальные данные при $W_{пл} = 3,5$ м/с; 2 – 2,8; 3 – 2,1; 4 – расчет по [2] для неподвижного пара.

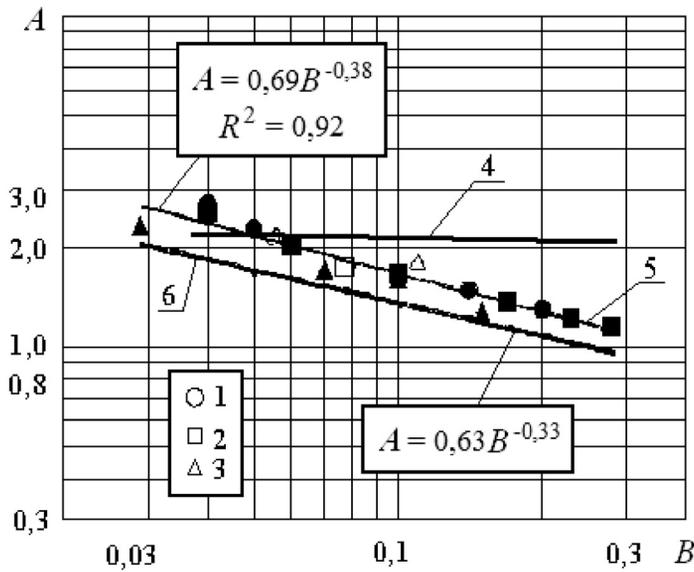


Рис. 2. Обобщение экспериментальных данных по теплоотдаче при конденсации R-22 при турбулентном паровом ядре и ламинарной пленке: 1 – экспериментальные данные при $W_{п} = 1,4$ м/с и пленочному $Re_{пл} = 1455$; 2 – 2,01, 1157; 3 – 2,05, 1490; 4 – расчет по [1]; 5 – аппроксимация экспериментальных данных; 6 – расчет по (1).

денсации пара R-22 в горизонтальной трубе при турбулентном паровом ядре и ламинарной пленке конденсата. По оси ординат отложены значе-

ния величины $A = \frac{Nu_{M1}}{\left(C_f Fr_{п} \frac{D_B}{z}\right)^{\frac{1}{3}}}$, по оси абсцисс –

величина $B = \frac{\rho v}{\rho_{п} v_{п}} \frac{c_p \Delta T}{r Pr}$. Закрашенные маркеры –

экспериментальные значения $A = f(B)$ при режимных условиях, представленных на рис.1.

Из рис.2 видно, что экспериментальные данные при конденсации R-22 как при $Re_{пл} < 130$ (черные маркеры), так и при $Re_{пл} \approx 1490$ (маркеры 1-3) удовлетворительно аппроксимируются линией 5 (достоверность 0,92). При этом экспериментальная зависимость имеет хорошее качественное согласование с теоретической зависимостью (1). Некоторое количественное расхождение (16...20)%, по-видимому, объясняется уменьшением средней толщины пленки за счет образования волн на ее поверхности (зави-

симость (1) получена по гладкой модели течения пленки). Расчет по [5] (линия 4) в координатах “A” и “B” при увеличении “B” дает заметное возрастание величины “A” в сравнении с нашими экспериментальными данными.

Экспериментальные данные позволяют скорректировать теоретическую зависимость (1), которая при этом примет вид

$$Nu_{M1} \equiv \frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v_{п}}{g} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,69 \left(C_f Fr_{п} \frac{D_B}{z} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\rho v}{\rho_{п} v_{п}} \frac{c_p \Delta T}{r Pr} \right)^{-0,38} \quad (4)$$

Отклонение экспериментальных данных от расчетных по формуле (4) составляет не более $\pm 15\%$, что дает возможность рекомендовать ее для использования в расчетах.

Конструктивные особенности установки не разрешили авторам получить данные с более высокими числами $Re_{пл}$. Поэтому для анализа экспериментальных данных с такими режимными параметрами были использованы результаты исследований по конденсации водяного пара в горизонтальной трубе при значительной его скорости (до 55 м/с) [13]. Для этих данных характерным был кольцевой режим течения фаз (диапазон изменения числа Рейнольдса для пленки при этом составлял $Re_{пл} = (3,9 \cdot 10^3 \dots 3,81 \cdot 10^4)$).

На рис. 3 представлены данные работы [13] по конденсации водяного пара в горизонтальных трубах при турбулентном паровом ядре и пленке. По оси ординат отложено значение величины

$$A = \frac{\alpha / \lambda \left(\frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}}}{C_f^{0,5} Fr^{0,5} Pr^{0,43}}, \text{ по оси абсцисс – величина}$$

$$Re_* = \frac{2\bar{q}L}{r\rho v}, \text{ в рамках приведены аппроксимаци-$$

онные зависимости и достоверность аппроксимации (для графика 4).

Базируясь на расчетах Д.А. Лабунцова [4], можно показать, что на любом участке горизонтальной трубы, при наличии турбулентных парового ядра (с любым процентом вынесения кон-

денсата) и пленки, между средним значением коэффициента теплоотдачи на этом участке $\bar{\alpha}$ и его локальными значениями в начале и в конце α_1, α_2 существует следующая зависимость: $\bar{\alpha} = 0,5(\alpha_1 + \alpha_2)$. Учитывая это обстоятельство, на рис. 3 приведены данные из работы [13] по $\bar{\alpha}$ с расчетом величин, которые входят в $A(C_f, Fr)$ и числа $Re_{пл}$ для $L/2$ трубы, то есть средние по сечению коэффициенты теплоотдачи для середины рабочего участка. Из всего массива данных работы [13] были выбраны результаты опытов по теплоотдаче при конденсации водяного пара в горизонтальной трубе из стали 1X18H9T длиной $L = 2,5$ м, внутренним диаметром 17 мм, массовом паросодержании на ее входе и выходе соответственно $x_1 = 1$ и $1 > x_2 > 0$. Параметры пара, который подавался на конденсацию, были такие: давление на входе 1,23; 2,45 и 5,87 МПа (соответственно температура насыщения составляла 189, 223 и 274 °C). Скорость пара на входе в трубу при этом равнялась $W_{п.вх} = (9...50,8)$ м/с.

Из рис. 3 видно, что полученные нами экспериментальные значения коэффициентов теплоотдачи для R-22 в принятых координатах хорошо согласуются с данными работы [13] для воды. Вместе с тем экспериментальные данные как для R-22, так и для воды расположены ниже линии 3, построенной по теоретической зависимости (3). Это можно объяснить уносом конденсата из пленки в паровой поток, что уменьшает толщину пленки конденсата и степень ее турбулентности, а значит и уменьшает интенсивность теплоотдачи.

Приведенные на рис. 3 экспериментальные данные позволили скорректировать теоретическую зависимость (3) следующим образом:

$$Nu \equiv \frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,14 C_f^{0,5} Fr^{0,5} Re_{пл}^{-0,19} Pr^{0,43}. \quad (5)$$

Расчет по зависимости (5) (линия 5, рис. 3) удовлетворительно (с точностью $\pm 8\%$) согласуется с экспериментальными данными, что позволяет рекомендовать ее для практического использования в расчетах. Видно также, что обобщение экспериментальных данных [13] по ламинарной модели, проведенное в [5] (линия 4), дает завышенные значения комплекса A на (24...36)%.

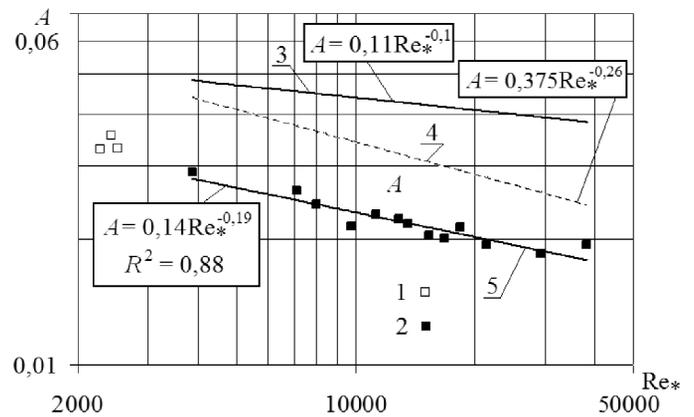


Рис. 3. Обобщение экспериментальных данных при турбулентных паровом ядре и пленке: 1 – наши экспериментальные точки; 2 – данные работы [13]; 3 – расчет по (3); 4 – расчет по обобщающей зависимости в [5] при $Pr = 1$ для конденсата; 5 – расчет по (5).

Выводы

1. Полученная обобщением экспериментальных данных зависимость для средних по сечению трубы коэффициентов теплоотдачи при конденсации R-22 в области турбулентного ядра и ламинарной пленки конденсата удовлетворительно согласуется с теоретической зависимостью (1).

2. Предложенная зависимость по средним коэффициентам теплоотдачи в области турбулентных ядра и пленки обобщает экспериментальные данные для R-22 и воды, дает существенное количественное расхождение с теоретической зависимостью (3), что обусловлено уносом жидкости в паровое ядро и снижением турбулентности пленки.

3. Полученные нами зависимости (4) и (5) для средних в поперечном сечении α при конденсации пара могут быть основой для построения методики расчета горизонтально-трубных конденсаторов с тепловыми нагрузками, при которых имеет место турбулентный режим течения парового ядра совместно с разными режимами течения пленки конденсата.

ЛИТЕРАТУРА

1. Консетов В.В. Теплообмен при конденсации пара внутри горизонтальных труб // Инж.-физ. журнал. – 1960. – Т. 3, № 6. – С. 9–16.

2. *Исаченко В.П.* Теплообмен при конденсации. — М.: Энергия, 1977. — 240 с.

3. *Fujii T., Uehara H., Kurata Ch.* Laminar filmwise condensation of flowing vapour on a horizontal cylinder // *Int. J. Heat and Mass Transfer.* — 1972. — Vol. 15, № 2. — P. 235–246.

4. *Бойко Л.Д., Кружилин Г.Н.* Теплоотдача при конденсации пара в трубе // *Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт.* — 1966. — № 5. — С. 113–128.

5. *Риферт В.Г., Сардак А.И., Тобилевич А.Н.* Режимы течения фаз и теплообмен при конденсации пара внутри горизонтальных труб // *Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт.* — 1985. — № 4. — С. 101–109.

6. *С.С.Кутателадзе, А.И. Леонтьев.* Тепло-массообмен и трение в турбулентном пограничном слое.— М.: Энергоатомиздат, 1985. — 320 с.

7. *Справочник по гидравлике* / Под. ред. В.А. Большакова. — К.: Вища школа, 1984. — 343 с.

8. *Щукин В.К., Халатов А.А., Филин В.А.* Градиентный метод исследования теплообмена в каналах

переменного сечения // *Изв. Вузов. Серия Авиационная техника.* — 1969. — № 4. — С. 121 – 128.

9. *Сардак А.И.* Теплообмен при ламинарной пленочной конденсации движущегося пара внутри горизонтальной трубы: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — К., 1987. — 16 с.

10. *Дейнеко А.І., Гончаренко А.А., Барабаш П.О., Голяд М.Н., Горін В.В.* Метод товстостінної труби при дослідженні конденсації в трубах // *Вісник Інженерної Академії України.* — 2008. — № 1. — С. 97 – 101.

11. *Корн Г., Корн Т.* Справочник по математике для научных работников и инженеров. — М.: Наука, 1978. — 832 с.

12. *Смирнов В.И.* Курс высшей математики. Т.2. — М.: Наука, 1974. — 656 с.

13. *Бойко Л.Д.* Исследование теплоотдачи при конденсации пара внутри трубы. В кн.: Теплообмен в элементах энергетических установок. — Л.: Наука, 1966. — С. 197–212.

Получено 20.08.2008 г.

УДК 662.758

ДАВЫДЕНКО Б.В.,
ОБОДОВИЧ А.Н.,
ТЕСЛЯ А.И.,
НЕДБАЙЛО А.Н.

Институт технической теплофизики НАН Украины

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ РОТОРНО-ПУЛЬСАЦИОННЫХ АППАРАТОВ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕЧЕНИЯ ОБРАБАТЫВАЕМОЙ СРЕДЫ

Методом числового моделирования досліджено вплив ширини зазору між робочими циліндричними елементами, кількості радіальних прорізів та швидкості обертання ротора на динамічні характеристики течії рідини в робочому об'ємі роторно-пульсаційного апарату. Результати досліджень можуть бути використані для оптимізації геометричних та режимних параметрів апаратів даного типу.

Методом численного моделирования исследовано влияние ширины зазора между цилиндрическими рабочими элементами, количества радиальных прорезей и скорости вращения ротора на динамические характеристики течения жидкости в рабочем объеме роторно-пульсационного аппарата. Результаты исследования могут использоваться для оптимизации геометрических и режимных параметров аппаратов данного типа.

Using the method of numerical, we study the influence of the interstice width between cylindrical working elements, the quantity of radial slits and rotor rotation velocity on the dynamic characteristics of liquid flow in the working volume of a rotor pulse apparatus. The results of investigation can be used for the optimization of geometrical and conditional parameters of the apparatus of this type.