

УДК 536.423.4

В. Г. Риферт*, **П. А. Барабаш**, **В. В. Горін***, **В. В. Серета****

*Национальный технический университет Украины «КПИ», пр. Победы, 37, Киев, 03056, Украина

**Национальный университет водного хозяйства и природоиспользования, ул. Соборная, 11, Ровно, 33028, Украина

ТЕПЛООБМЕН ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ВНУТРИ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ГЛАДКИХ ТРУБ. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕНА

В работе предлагается метод расчета теплообмена при конденсации внутри горизонтальных труб на основе теории пленочной конденсации с обоснованием основных определяющих процесс комплексов и совершенствованием зависимости для расчета коэффициента трения на границе раздела фаз.

Ключевые слова: Конденсация внутри горизонтальных труб; Обоснование расчетных зависимостей; Метод расчета теплообмена; Модель пленочной конденсации

В. Г. Ріферт*, **П. А. Барабаш**, **В. В. Горін***, **В. В. Серета****

* Національний технічний університет України «КПІ», пр. Перемоги, 37, Київ, 03056, Україна

** Національний університет водного господарства та природокористування, вул. Соборна, 11, Рівне, 33028, Україна

ТЕПЛОБМІН ПРИ КОНДЕНСАЦІЇ ВСЕРЕДИНІ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ГЛАДКИХ ТРУБ. УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОБМІНУ

У роботі пропонується метод розрахунку теплообміну при конденсації всередині горизонтальних труб на основі теорії плівкової конденсації з обґрунтуванням основних комплексів, що визначають процес, і вдосконаленням залежності для розрахунку коефіцієнта тертя на межі розділу фаз.

Ключові слова: Конденсація всередині горизонтальних труб; Обґрунтування розрахункових залежностей; Метод розрахунку теплообміну; Модель плівкової конденсації

DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/0453-8307.6/2015.39294>

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

I. ВВЕДЕНИЕ

Исследования теплообмена при конденсации внутри горизонтальных гладких труб ведутся уже более 65 лет. Одна из первых работ на эту тематику была опубликована в 1947 году [1]. С того времени разными авторами было предложено более 60 методов расчета и корреляций [2-6]. Точное определение теплоотдачи пока возможно только для случая, когда нет влияния скорости пара на процесс и справедливо только для малой доли трубы, занятой ручьем по зависимости [7] для конденсации на внешней поверхности горизонтальной трубы.

Для теоретического решения задачи теплообмена при кольцевом и промежуточном режиме течения фаз необходимо знать потери давления на трение $(\Delta P / \Delta x)_f$ или коэффициент трения C_f , а также объемное паросодержание ε . Существующие методы расчета этих параметров дают большие (больше 50%) расхождения между собой [3,4,8,9].

Большинство эмпирических зависимостей для расчета теплообмена при кольцевом и промежуточном режиме имеют вид:

$$Nu_d = c Re^n Pr^n \Phi(x), \quad (1)$$

где $Nu_d = \alpha d / \lambda$, а значения показателей степеней при Re_d, Pr и комплекса $\Phi(x)$ имеют существенные отличия. Например, показатель n может иметь значение от 0,33 [10] до 0,997 [11]. Числа $Re = Gd / \mu_{ж}$ (массовая скорость $G = \rho_n / g_n$) и $\Phi(x)$, которые входят в большинство известных эмпирических корреляций, не всегда точно характеризуют характер пленочной конденсации внутри горизонтальной трубы.

Наилучшую сходимость с экспериментами разных авторов имеют зависимости [12,13] и [14]. В этих зависимостях все входящие в них комплексы подобраны интуитивно, без какого-то теоретического или экспериментального обоснования.

В данной работе предлагается метод расчета теплообмена при конденсации внутри горизонтальных труб на основе теории пленочной конден-

саци, розробленої авторами робіт [15], [16,17] і [18], з обґрунтуванням основних визначаючих процесів комплексів і удосконаленням залежності для розрахунку коефіцієнта тертя на границі розділу фаз.

II. ОБОСНОВАНИЕ РАСЧЕТНЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ

Для кольцевого режиму течення фаз в [15-18] приведені розрахунки, результати яких представлені в безрозмірній формі в вигляді залежності

$$Nu = f(\beta, Re, Pr), \quad (2)$$

где

$$Nu = \frac{\alpha}{\lambda_{ж}} \left(\frac{v_{ж}^2}{g} \right)^{1/3}, \quad Pr = \frac{v_{ж}}{a}, \quad \beta = \frac{C_f Fr}{2},$$

$$Fr = \frac{\rho_{п} (\rho_{ж} - \rho_{п}) w_{п}^2}{\rho_{ж} (v_{ж} g)^{2/3}}.$$

Ці залежності представлені в [17] в графічній формі для чисел $Pr_{ж}$ від 1 до 5. На рисунках 1 і 2 показані такі графіки, побудовані для $Pr_{ж}=1$ і $Pr_{ж}=3$ відповідно. Аналіз залежності (2) дозволяє нам відзначити наступні особливості теплообміну, в відповідності з якими можна запропонувати удосконалений метод розрахунку. Так якщо подивитися на ліву частину графіків, показаних на рисунках 1 і 2, то видно, що в області малих значень $Re_{ж}$, теплоотдача знижується з ростом $Re_{ж}$, при цьому ступінь впливу β і $Re_{ж}$ відповідають теорії ламінарної пліночної конденсації [7]:

$$Nu_f = 0,5 (C_f Fr)^{0,5} Re_f^{-0,5}, \quad (3)$$

где $Re_f = \frac{q l}{r \mu_{ж}}$.

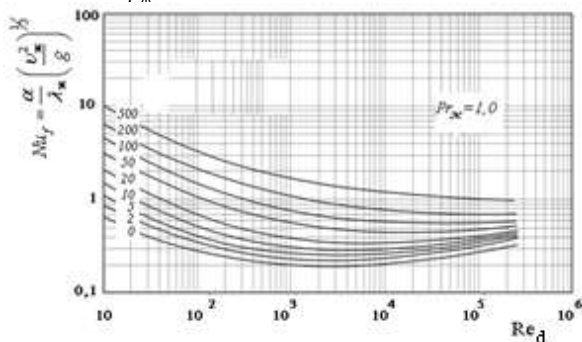


Рисунок 1 - Безрозмірні локальні коефіцієнти теплообміну ($Pr_{ж}=1$)

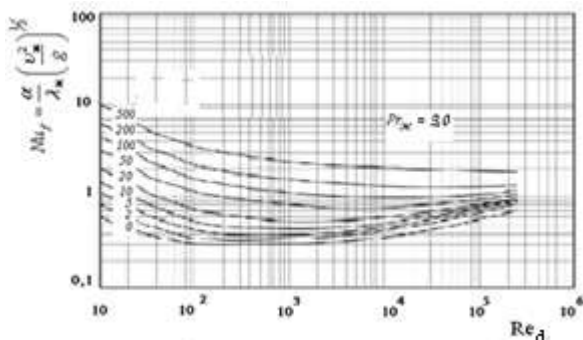


Рисунок 2 - Безрозмірні локальні коефіцієнти теплообміну ($Pr_{ж}=3$)

З ростом Re_d , теплоотдача (Nu_f) внаслідок падає, згодом в залежності від числа $Pr_{ж}$ має місце більша (при низьких числах $Pr_{ж}$) або менша (при великих числах $Pr_{ж}$) область незалежності від Re_d , і згодом зростає Nu_f з збільшенням Re_d . В області, близькій до ламінарного течення плівки конденсату ($Re_d < 100 \div 200$) вплив числа $Pr_{ж}$ незначительний, а в деяких режимах ($Re_d < 100$ і $\beta > 50 \div 100$) взагалі відсутній. Це справедливо для ламінарного течення рідини. При турбулентному теченні конденсату, як і повинно бути з теорії, з ростом $Pr_{ж}$ теплоотдача збільшується.

Аналіз залежності (2), також показує, що ступінь впливу сил міжфазного тертя (параметр β) залежить від Re_f і $Pr_{ж}$. Чим вище Re_f (більша товщина плівки конденсату і сила тяжесті), тим менше вплив β при однакових $Pr_{ж}$. При цьому ступінь впливу β при однакових Re_f і $Pr_{ж}$ з збільшенням β зростає, так як зростає відношення сил тертя до сили тяжесті.

Ці теоретичні розрахунки строго (правильно) відображають характер протікання конденсації рухомого пара всередині вертикальних труб і каналів і можуть використовуватися для кільцевого режиму течення фаз в горизонтальних трубах.

Ває [16,17] і Traviss [18] порівнюють свої експериментальні дані по конденсації R12 і R22 всередині горизонтальних труб $d = 8$ і $12,5$ мм і довжиною до 6 м в широкому діапазоні зміни $(\rho w)_{п}$ (від 160 до $1500 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$) і q (від $7,8$ до 85 кВт/м^2) з теоретичними розрахунками (по суті з графіками виду рис. 1 і 2). В [16,17] показано хороше узгодження експериментів з розрахунками. В [18] відзначено відхилення експериментальних даних для великих значень $(\rho w)_{п}$ (більше $400 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$) при $x > 0,5 \div 0,6$ в бік збільшення порівняно з розрахунками.

Необхідно відзначити, що точність розрахунків по цій теорії суттєво залежить від методу розрахунку втрат тиску на тертя або коефіцієнта тертя. Ні в одній з існуючих робіт немає обґрунтування залежності для їх розрахунку. Крім того, як відзначалося нами в роботах [44, 45], во всіх попередніх роботах не виміряли локальний по кутовій координаті φ коефіцієнт теплоотдачи, що не дозволяє отримати достатньо точне представлення про характер впливу на процес сил тертя на границі розділу фаз і тяжесті.

III. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА

На рисунку 3 показана схема експериментальної установки, яка складається з таких основних елементів: парогенератора, пароперегрівача, передчастков, експериментальних частків, кінцевого конденсатора, вимірювача витрати конденсату, ротаметрів для вимірювання витрати охолоджувачої води в конденсаторі, передчастках і експериментальних

участках а также ротаметра для измерения расхода охлаждающей воды, которая подается в рабочие участки. Предучастки позволяли создавать соответствующие режимы течения фаз на опытных участках. Все участки расположены на одной продольной оси, их внутренний диаметр равен $d_{\text{вн}}=17$ мм, длина обоих предучастков равна 0,8 м, а опытных участков – 110 мм. Все трубы изготовлены из латуни. Опытные участки (рис. 4) имеют наружный диаметр 80 мм, внутри стенки которых на диаметрах $d_1 = 23$ и $d_2 = 74$ мм по центру участков были заложены по пять хромель-копелевых термопар (в точках в угловых координатах $\varphi = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ$ и 180°). По значениям температур, которые измерялись в указанных точках, определялись опытные значения локальных тепловых потоков q_φ и коэффициентов теплоотдачи α_φ с использованием следующих расчётных зависимостей:

$$q_l = \frac{\pi(t_i - t_j)}{\frac{1}{2\lambda_b} \ln \frac{d_2}{d_1}},$$

$$t_{\text{вн}} = t_1 + \frac{q_l}{\pi 2\lambda_l} \ln \frac{d_1}{d},$$

$$q_\varphi = \frac{q_l}{\pi d},$$

$$\alpha_\varphi = \frac{q_\varphi}{(t_n - t_{\text{вн}})},$$

где q_l – линейная плотность теплового потока, $\text{Вт} \cdot \text{м}^{-1}$, λ_l – коэффициент теплопроводности латунных опытных участков, $\text{Вт} \cdot \text{м}^{-1}\text{К}^{-1}$, $t_{\text{вн}}$ – температура внутренней поверхности стенки рабочих участков, $^\circ\text{C}$, i, j – номера термопар на диаметрах d_1 и d_2 соответственно (рис. 4).

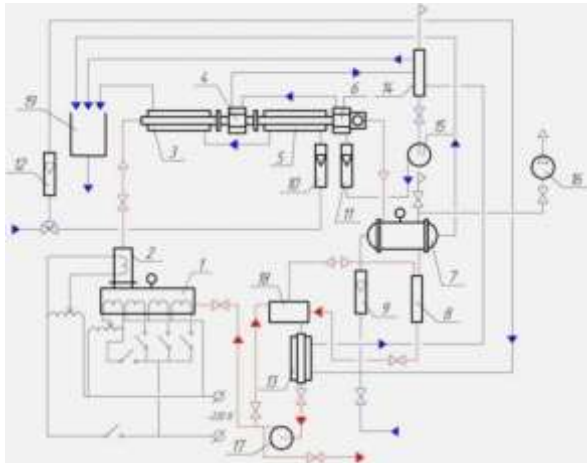


Рисунок 3 – Схема экспериментальной установки
1 – электропарогенератор; 2 – сепаратор-перегреватель; 3 – 1-й предучасток; 4 – 1-й опытный участок; 5 – 2-й предучасток; 6 – 2-й опытный участок; 7 – конечный конденсатор; 8 – объёмный измеритель количества конденсата; 9, 10, 11, 12 – ротаметры; 13 – переохладитель конденсата; 14 – смеситель; 15 – циркуляционный насос; 16 – вакуумный насос; 17 – конденсатный насос; 18 – ресивер; 19 – дренажный сборник

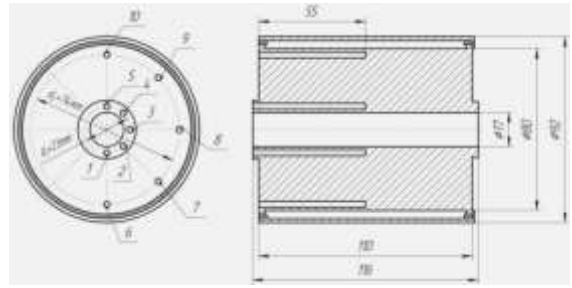


Рисунок 4 – Чертеж латунного рабочего участка
1-5 – каналы для закладки термопар на $d_1=23$ мм;
6-10 – каналы для закладки термопар на $d_2=74$ мм

Температура насыщения t_n измерялась с помощью термопары, которая была установлена на входе в 1-й предучасток и также оценивалась по термопаре непосредственно за 2-м опытным участком. Максимальная относительная погрешность при определении величины коэффициента теплоотдачи для проведенных экспериментов составила 2,35%.

IV. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для доказательства точности использованного метода измерения локальных α_φ были выполнены исследования при таких режимах, когда с максимальной уверенностью в точности, можно рассчитать локальные α_φ по теории. Таким условиям соответствуют два режима конденсации внутри горизонтальной трубы. Первый – при отсутствии влияния на теплообмен скорости пара и ручья конденсата, когда $J_g \ll 1,0$ и $X_{tt} < 1$. Второй – при преобладающем влиянии скорости пара и кольцевом режиме течения фаз, когда $Re_f < 100$ и имеет место ламинарная пленка конденсата, $J_g \gg 2,0$ и $X_{tt} < 1$.

Расчетные зависимости параметра Локарта-Мартинелли X_{tt} и J_g имеют следующий вид:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_{\text{ж}}}{\mu_{\text{п}}}\right)^{0,1},$$

$$J_g = \frac{G x}{[g d \rho_{\text{ж}} (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}})]^{0,5}}.$$

На рисунке 5 показаны изменения локальных коэффициентов теплоотдачи по φ при $w_{\text{п}} = 6$ м/с, $x = 0,5$ и $1,0$ и при двух значениях средних по угловой координате φ тепловых потоков $\bar{q}_\varphi = 139$ и 172 кВт/м². При этих параметрах $J_g = 0,36$, $X_{tt} = 0$ (при $x = 1,0$) и $X_{tt} = 0,04$ (при $x = 0,5$). Анализ карт режимов течения фаз в [19] показывает, что с карты из [20] можно найти максимальное значение J_g , при котором будет соблюдаться строго стратифицированный режим. Это значение будет равно: для $X_{tt} = 1,0$ – $J_g = 1,1$, а при $X_{tt} = 0,04$ – $J_g = 0,7$. Пунктирные линии на рис. 5 – расчет локальных коэффициентов теплоотдачи по формуле [7]:

$$\alpha_\varphi = \lambda_{ж} \left[\frac{A \int_0^\varphi (\sin \varphi)^{1/3} d\varphi}{(\sin \varphi)^{4/3}} \right]^{-0,25}, \quad (4)$$

где $A = \frac{2 v_{ж} d \Delta T}{\rho_{ж} g r}$.

Как видно из рисунка 5, опытные α_φ очень хорошо совпадают с рассчитанными по формуле (4) [7].

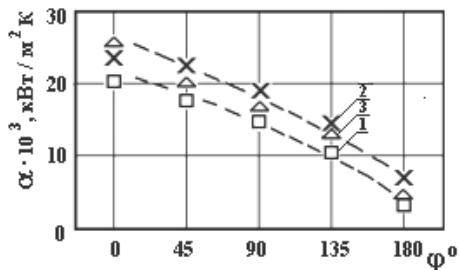


Рисунок 5 - Сравнение опытных данных с данными, рассчитанными по формуле (4) [7]:
 1 – $w_{п} = 7,1$ м/с, $q = 172$ кВт/м², $x = 1,0$;
 2 – $w_{п} = 7,9$ м/с, $q = 139$ кВт/м², $x = 0,5$;
 3 – $w_{п} = 6,16$ м/с, $q = 139$ кВт/м², $x = 1,0$;

Другая проверка точности измерения α_φ и теории пленочной конденсации движущегося пара выполнена для второго режима конденсации. В случае турбулентного течения конденсата возникают сомнения и вопросы в точности методов расчета профилей скорости, оценки турбулентного числа Pr_t , влияния уноса конденсата. Для ламинарной пленки конденсата остается вопрос в оценке коэффициента трения C_f на границе раздела фаз, который входит в теоретическую зависимость (3), для расчета теплоотдачи. Величина C_f и $(\Delta P/\Delta x)_f$ зависят от параметров двухфазного потока, основными из которых являются паросодержание x , плотность пара $\rho_{п}$ и плотность жидкости $\rho_{ж}$. Из теории кольцевых течений фаз в [21] и многочисленных расчетных зависимостей из работ [3,8]

следует, что коэффициент трения при однофазном и двухфазном потоках, а соответственно и $(\Delta P/\Delta x)_f$, равны, когда значение параметра Локкарта - Мартинелли X_{tt} близко к нулю.

Для водяного пара с давлением меньше 10^5 Па, когда $\rho_{п}/\rho_{ж} \ll 1$ при $x > 0,9$ по любым имеющимся в литературе зависимостям для определения $\Phi_{п}$, необходимого для расчета $(\Delta P/\Delta x)_f$, и соответственно C_f , получаем $\Phi_{п}^2 < 1,1 \div 1,2$. В табл. 1 представлены результаты опытов по конденсации водяного пара, а в табл. 2 – результаты расчетов комплексов C_{f0} , Fr , β_0 , $Re_{ж}$, Nu_0 , $\Phi_{п}$, $\beta_{п}$ и $Nu_{0п}$. Здесь C_{f0} – коэффициент трения для однофазного течения:

$$C_{f0} = 0,079/Re_{п}^{0,25} \quad \text{при } 2300 < Re_{п} < 10^5, \quad (5)$$

$$C_{f0} = 0,046/Re_{п}^{0,2} \quad \text{при } Re_{п} > 10^5. \quad (6)$$

$$Re_{п} = \frac{w_{п} d}{\nu_{п}}$$

$\Phi_{п}$ – множитель для определения влияния двухфазности потока на $(\Delta P/\Delta x)_f, C_f$. Значение Nu рассчитывалось с использованием математического пакета Mathcad, на основании сплайновой интерполяции графиков из [17] (рис. 1 и 2) по опытным значениям $Re_f, Pr_{ж}, \beta_0$ и $\beta_{п}$. Расчет $\Phi_{п}$ был выполнен по трем формулам:

$$\Phi_{п}^2 = 1 + 0,94 X_{tt}^{-0,62} + 0,564 X_{tt}^{2,45} [22], \quad (7)$$

$$\Phi_{п}^2 = (1 + 2,85 X_{tt}^{0,523})^2 [23], \quad (8)$$

$$\Phi_{п}^2 = \left\{ 1 + 0,5 \left[\frac{(\rho w)_{п} x}{g d \rho_{п} (\rho_{ж} - \rho_{п})} \right]^{0,75} X_{tt}^{0,36} \right\}^2 [24], \quad (9)$$

Все три формулы дают очень близкие результаты (отличие не более 20%). Формулы (7) и (8) не учитывают влияние $(\rho w)_{п}$. При $x < 0,8$ формулы (7) и (8) дают более высокие величины, чем формула (9). Нами во всех расчетах использовалась формула (9).

Таблица 1 – Опытные данные при конденсации водяного пара

Параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$t_s, [^{\circ}\text{C}]$	105	106	104	101	103	101	103	101	103	105	102
$(\rho w)_{п}, [\text{кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}]$	36	27.3	30.7	16	20	16	24.6	13.4	21	35	195
x	0.975	0.96	0.76	0.74	0.9	0.48	0.68	0.82	0.66	0.96	0.73
$\bar{q}_\varphi \cdot 10^{-3}, [\text{Вт} \cdot \text{м}^{-2}]$	180	190	200	180	240	300	300	80	75	360	150
$Re_d \cdot 10^{-3}$	86	109	442	250	120	500	470	144	470	83	162
$\bar{\alpha}_\varphi \cdot 10^{-3}, [\text{Вт} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{К}^{-1}]$	42	33	31	25	31	30	26	24	22.3	54	25.5
$Nu_{экс}$	1.26	0.99	0.93	0.75	0.93	0.9	0.82	0.72	0.67	1.6	0.765

На рис. 6 показаны опытные локальные коэффициенты теплоотдачи α_φ при конденсации водяного пара и высоких паросодержаниях $x \geq 0,9$, когда $J_g > 1,2$ и $X_{tt} < 0,1$, т.е. должен иметь место кольцевой режим течения фаз. При этом числа $Re_f < 100$, что соответствует ламинарному режиму течения пленки конденсата. Опытные α_φ определяются в центре опытных участков, т.е. на длине

40 мм. Отчетливо видно три особенности в характере изменения α_φ . Первая – уменьшение α_φ с ростом φ , т.е. присутствует асимметрический режим. Вторая – рост α_φ при увеличении скорости пара. Третья, наиболее интересная особенность – рост α_φ при одинаковых (близких по значению) скоростях пара при увеличении теплового потока.

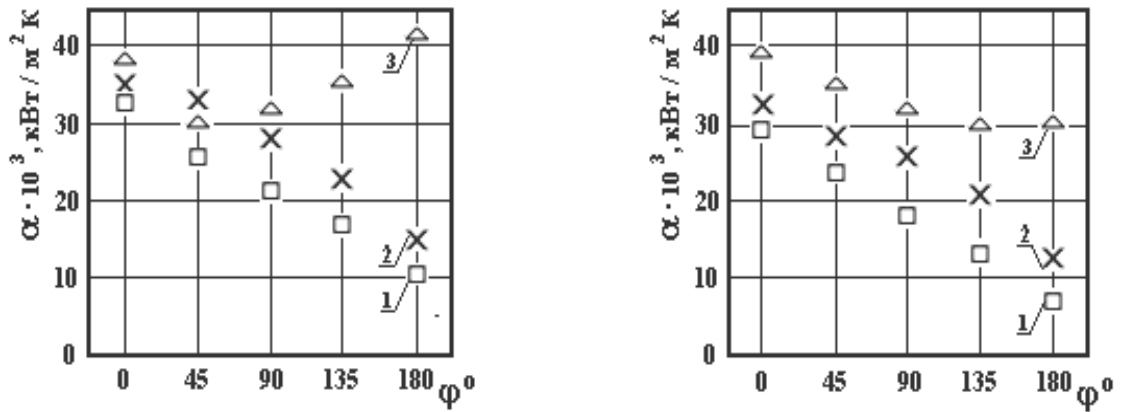


Рисунок 6 - Влияние теплового потока на теплоотдачу при конденсации водяного пара:

а) $w_n \approx 50$ м/с
 1- $q=55 \text{кВт/м}^2, x=0,9, \bar{\alpha}=21 \text{кВт/м}^2\text{К}, w_n=48,3$ м/с;
 2- $q=81 \text{кВт/м}^2, x=0,92, \bar{\alpha}=27 \text{кВт/м}^2\text{К}, w_n=50$ м/с;
 3- $q=174 \text{кВт/м}^2, x=0,9, \bar{\alpha}=38 \text{кВт/м}^2\text{К}, w_n=54$ м/с.

б) $w_n \approx 37$ м/с
 1- $q=50 \text{кВт/м}^2, x=0,9, \bar{\alpha}=20 \text{кВт/м}^2\text{К}, w_n=37$ м/с;
 2- $q=78 \text{кВт/м}^2, x=0,92, \bar{\alpha}=24 \text{кВт/м}^2\text{К}, w_n=38$ м/с;
 3- $q=180 \text{кВт/м}^2, x=0,96, \bar{\alpha}=33 \text{кВт/м}^2\text{К}, w_n=37$ м/с.

Влияние теплового потока на гидравлическое сопротивление и теплообмен в двухфазных потоках при фазовых превращениях теоретически обосновано в [26,27] и объясняется явлением отсоса массы в пограничном слое при конденсации. В [26] показано, что при параметрах отсоса $j = q/r(\rho w)_n > 10^{-4}$ гидравлическое сопротивление C_f на границе раздела фаз увеличивается по сравнению с сопротивлением однофазного течения C_{f0} и описывается формулой:

$$\Phi_q = \frac{C_f}{C_{f0}} = 1 + 17,5 Re_n^{0,25} j. \quad (10)$$

В [27] зависимость для расчета C_f имеет вид

$$\Phi_q = \frac{C_f}{C_{f0}} = \frac{(1-0,25b)^2}{(1+0,25b)^{0,2}}. \quad (11)$$

где $b = -2q/r(\rho w)_n C_{f0}$. При этом имеет место ограничение по параметру проницаемости, когда отсос влияет на $C_f/C_{f0} - b < -4$.

Авторы работы [28] намного раньше, чем авторы работ [26,27] дали следующую зависимость для учета влияния j на C_f/C_{f0} :

$$\Phi_q = \frac{C_f}{C_{f0}} = \frac{b}{\frac{1}{e^b} - 1}. \quad (12)$$

Эта же зависимость приведена в [29] и используется в расчетах сопротивления трения в [30]. Расчеты по (10), (11) и (12) дают расхождения в пределах $\pm 10\%$. Нами в дальнейшем анализе опытных данных используется зависимость (10) с ограничением влияния отсоса по граничным значениям $b < -4$.

В зависимости от характеристик процесса конденсации (w, q, x) и физических свойств пара и конденсата увеличение коэффициента трения C_f и, соответственно, потерь давления $(\Delta P/\Delta x)_f$, приводит к увеличению β и, соответственно, локальных и средних коэффициентов теплоотдачи. Факты такого влияния теплового потока в режиме «конвективного» теплообмена отмечены в опытах

[16,17], исследованиях [31] и впервые показаны в работе [32], на основании измерений локальных α_ϕ . Тогда как в некоторых работах, например [33,34] предполагается существование режима, независимого от $\Delta T (q)$.

В табл. 2 приведены опытные данные различных авторов по α_ϕ , полученные для различных значений β_0, Φ_n^2 и Φ_q . Учет поправок Φ_n^2 и Φ_q позволяет получить хорошую сходимость расчетных и опытных данных.

В табл. 2 $Nu_{\text{экс}} = \frac{\alpha_{\text{ж}} (v_{\text{ж}}/g)^{1/3}}{\lambda_{\text{ж}}}$ - экспериментальное значение, Nu_0 - расчетная величина по теории (рис. 1-2) при $\beta = \beta_0$, где $\beta_0 = C_{f0} \frac{Fr}{2}$.

Nu_n - расчетная величина по теории (рис. 1-2) при $\beta = \beta_0 \times \Phi_n^2$.

Nu_{nq} - расчетная величина по теории (рис. 1-2) при $\beta = \beta_0 \times \Phi_n^2 \Phi_q$.

Φ_q - множитель, учитывающий влияние поперечного потока массы на коэффициент трения.

Nu_0 - расчетная величина чисел Nu при определении C_{f0} по (5) и (6), Nu_n - расчетная величина, но с поправкой на двухфазность потока, а Nu_{nq} - расчетная величина, учитывающая поправку на Φ_n^2 и влияние поперечного потока, т.е. $C_f = C_{f0} \times \Phi_n^2 \Phi_q$.

В табл. 1 приведены также расчетные величины $Nu_{\text{экс}}$ по зависимости (3) для ламинарной пленочной конденсации движущегося пара, в которой C_f определен с учетом поправок Φ_n^2 и Φ_q . Хорошая сходимость расчетных и опытных данных доказывает корректность наших экспериментов и теории.

Справедливость закона ламинарной пленочной конденсации движущегося пара при кольцевом течении пленки конденсата можно также проверить по закону $\alpha = \lambda/\delta$, где δ - толщина пленки конденсата.

Таблиця 2 - Сравнение опытных и расчетных данных

№	[Работа] рабочее вещество	t_s [°C]	G , [кг м ⁻² с ⁻¹]	$\frac{\bar{q} \cdot 10^{-3}}{\alpha \cdot 10^{-3}} \left[\frac{\text{Вт м}^{-2}}{\text{Вт м}^{-2} \text{К}^{-1}} \right]$	$Nu_{\text{экс}}$	$Fr_{\text{ж}} 10^{-3}$	Re_f	$C_{f0} \cdot 10^{-3}$	β_0	$\Phi_{\text{п}}^2$	Φ_q
									Nu_0	$Nu_{\text{п}}$	$Nu_{\text{п}q}$
			χ								
1	[авторы] R718	100	$\frac{31.2}{0.98}$	$\frac{180}{42}$	1.26	9.2	85	5.2	$\frac{24}{0.8}$	$\frac{1.12}{0.82}$	$\frac{1.6}{1.12}$
2	[авторы] R718	106	$\frac{23.4}{0.98}$	$\frac{180}{33}$	0.99	5.4	100	5.6	$\frac{15.5}{0.62}$	$\frac{1.2}{0.68}$	$\frac{1.84}{0.9}$
3	[авторы] R22	40	$\frac{284}{0.99}$	$\frac{36}{3.9}$	0.59	9.9	566	3.25	$\frac{16}{0.45}$	$\frac{1.14}{0.48}$	$\frac{1.3}{0.58}$
4	[35] R22	40	$\frac{600}{0.84}$	$\frac{40}{6.36}$	0.96	29.5	5530	3.35	$\frac{49}{0.61}$	$\frac{2.7}{0.98}$	$\frac{1.19}{1.1}$
5	[35] R236	40	$\frac{600}{0.768}$	$\frac{28.3}{8.44}$	1.98	41.2	3560	3.3	$\frac{68}{1.0}$	$\frac{2.7}{1.8}$	$\frac{1.22}{2.05}$
6	[35] R134	40	$\frac{750}{0.8}$	$\frac{51}{7.9}$	1.34	50	7430	3.15	$\frac{78}{0.9}$	$\frac{2.1}{1.22}$	$\frac{1.22}{1.36}$
7	[35] R290 (Propane)	40	$\frac{300}{0.88}$	$\frac{7.7}{5.54}$	0.94	32	4200	3.48	$\frac{55}{0.7}$	$\frac{1.9}{0.92}$	$\frac{1.0}{0.92}$
8	[37] R22	40	$\frac{300}{0.83}$	$\frac{49.6}{3.8}$	0.57	6.56	4250	3.86	$\frac{13}{0.4}$	$\frac{2.07}{0.5}$	$\frac{1.44}{0.58}$
9	[16] R12	34	$\frac{430}{0.92}$	$\frac{33.4}{4.45}$	0.85	20.5	2670	3.0	$\frac{32}{0.57}$	$\frac{2.09}{0.7}$	$\frac{1.34}{0.86}$

Толщину пленки при $Re_{\text{ж}} < 1100$ можно определить по теоретической зависимости из [18]:

$$\delta^+ = \frac{\delta}{\nu_{\text{ж}}} \left[\frac{\tau_f}{\rho_{\text{ж}}} \right]^{0.5} = 0,4818 Re_d^{0.5}, \tau_f = \frac{c_f}{2} \rho_{\text{п}} w_{\text{п}}^2$$

Определив τ_f с учетом влияния $\Phi_{\text{п}}^2$ и Φ_q , были рассчитаны значения δ и $\alpha_{\text{ф}}$. Определенные таким образом коэффициенты теплоотдачи хорошо сходятся с экспериментом, что еще раз доказывает точность проведения опытов и справедливость метода расчета теплообмена.

На рис. 7 показаны опытные данные по локальным $\alpha_{\text{ф}} = f(q)$ при конденсации R22 ($t_{\text{н}} = 40^\circ\text{C}$, $(\rho w)_{\text{п}} = 284 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$, $\chi = 0.99$). При таких параметрах $J_g > 2.4$ и $X_{\text{tt}} \approx 0$ и по модели [38] должен иметь место кольцевой режим течения фаз. Однако из рис. 7 видно снижение локальных $\alpha_{\text{ф}}$ при увеличении φ .

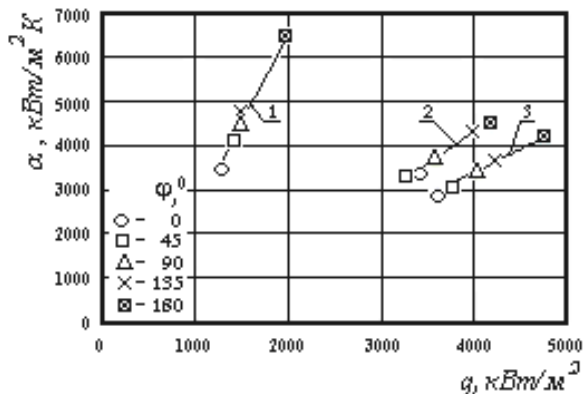


Рисунок 7- Влияние теплового потока на теплоотдачу при конденсации R22:

$$1 - \bar{q}_{\varphi} = 15 \cdot 10^3 \text{Вт} \cdot \text{м}^{-2}; 2 - \frac{\bar{q}_{\varphi}}{q} = 36 \cdot 10^3 \text{Вт} \cdot \text{м}^{-2}; 3 - \frac{\bar{q}_{\varphi}}{q} = 42 \cdot 10^3 \text{Вт} \cdot \text{м}^{-2}.$$

Средние по φ коэффициенты теплоотдачи с ростом q уменьшаются, что соответствует теории ламинарной пленочной конденсации. Также как и в случае конденсации водяного пара из расчетов по R22 видно, что полная сходимость расчетных $\alpha_{\text{ф}}$ с опытными наблюдается, когда учитывается поправка на двухфазность потока - $\Phi_{\text{п}}^2$ и на влияние q - Φ_q .

С уменьшением χ сопротивление трения увеличивается в соответствии с опытными и расчетными данными и поправка $\Phi_{\text{п}}^2 \gg 1$.

В табл. 3 представлены расчеты опытных данных из работ [35] для R22, R134 и R236, [17] для R22, [36] для R290 (пропана) и [16] для R12. При различных $(\rho w)_{\text{п}}$ и q отчетливо видно хорошая сходимость расчетов с опытными данными. При значениях $\Phi_q \ll \Phi_{\text{п}}^2$ можно не учитывать влияние теплового потока на теплоотдачу и, соответственно, не учитывать влияние $\Phi_{\text{п}}^2$ на Nu , когда $\Phi_q \gg \Phi_{\text{п}}^2$.

На рис. 8 показано сопоставление опытных данных из табл. 1 и 3, для режимов течения фаз, близких к кольцевому и асимметрическому (промежуточному), с расчетом по приведенной выше методике.

Такие режимы в зависимости от физических свойств конденсирующегося вещества, охватывают широкую область изменения J_g и X_{tt} , и также зависят от диаметра и длины трубы.

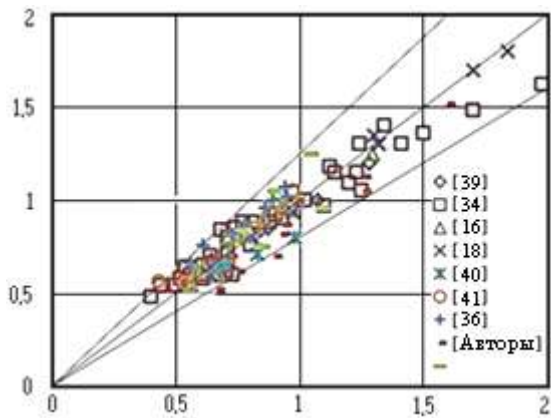


Рисунок 8 - Сопоставление опытных и расчетных данных.

Например, в [43], где измерялись локальная по φ толщина пленки жидкости в двухфазном газо-жидкостном потоке, асимметрия увеличивалась при постоянной скорости пара (J_g) с ростом отношения l/d .

Более подробный анализ режимов течения фаз, расчетных параметров конденсатного ручья и метода расчета теплоотдачи при режимах близких к стратифицированному будет выполнен в следующей работе. Для сопоставления выбраны опыты из указанных выше работ, в основном для $x > 0.5$. Как следует из рис. 8 расчет $Nu_{оп}$, выполненный по предлагаемому совершенствованному методу, согласуется с опытными данными в пределах $\pm 25\%$.

Таблица 3 – Опытные данные разных авторов

Авторы работ	[35]	[39]	[17]	[16]	[40]	[41]	[36]	[42]
Рабочее вещество	R22, R134a, R125, R236ea, R32, R410a	R404	R22	R12, R22	R134a	R22	R290 (пропан), R600a (изобутан)	R123
Температура t_s , [°C]	40	40	40	25	25	60	40	69
Массовая скорость $(\rho w)_п$, [кг м ⁻² с ⁻¹]	300, 400, 600, 750	400, 500, 600	430, 635	800, 1000	300	300, 600	300	300
Массовое паросодержание x	0.86 ÷ 0.4	0.875 ÷ 0.6	0.94 ÷ 0.46	0.925 ÷ 0.15	0.82 ÷ 0.5	0.84 ÷ 0.37	0.88 ÷ 0.31	0.99 ÷ 0.5

IV. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложена улучшенная модель пленочной конденсации внутри горизонтальных труб для расчета теплообмена с использованием результатов численных решений [15] и [17], с уточнением оценки основного определяющего процесс конденсации параметра – коэффициента трения на границе раздела фаз. Это уточнение содержит экспериментальное обоснование метода расчета множителя Φ_n^2 для определения потерь давления на трение и введение поправки Φ_q , учитывающей влияние отсоса на границе раздела фаз.

Выполнены уникальные измерения локальных по окружности трубы тепловых потоков и ко-

эффициентов теплоотдачи при создании таких режимов конденсации, когда имели место влияние только Φ_n^2 или только Φ_q , или одинаковое воздействие Φ_n^2 и Φ_q .

Дано сопоставление расчетов теплообмена по предложенному методу с экспериментальными данными разных авторов на 12-ти веществах для кольцевого и промежуточного режимов. Хорошее согласование опытов с расчетом (расхождение в пределах 25%) доказывает корректность теоретических моделей, как для ламинарного течения пленки конденсата (теория [7]), так и для турбулентного течения (модели [15] и [17]).

Отримана в редакції 24.07.2015, прийнята до друку 03.11.2015

V.G. Rifert*, P.A. Barabash, V.V. Gorin*, V.V. Sereda**

* National Technical University of Ukraine «Kyiv Politechnic Institute», av. Peremogy, 37, Kyiv, 03056, Ukraine

** National University of Water Management and Nature Resources Use, 11 Soborna st., Rivne, 33028, Ukraine

CONDENSATION HEAT TRANSFER INSIDE A HORIZONTAL SMOOTH TUBES. IMPROVEMENT OF HEAT TRANSFER CALCULATING METHOD

This paper proposes a method for heat transfer calculation during condensation inside horizontal tubes based on the theory of film condensation with substantiation of the basic defining the process systems and the improvement of the dependencies for friction coefficient calculation at the interface between the phases.

Keywords: Condensation inside horizontal tubes; Estimated dependencies justification; Heat transfer calculation method; Model of film condensation

REFERENCES

1. **Tepe, J. B., Miller, A. C.** Condensation and sub-cooling inside an inclined tube, *Chem. Eng. Prog.*, 43(1947), pp.267-278
2. **Garcia-Valladares, O.** Review of In-Tube Condensation Heat Transfer Correlations for Smooth and Microfin Tubes, *Heat Transfer Engineering*, 24 (2003), 4, pp. 6-24 doi: 10.1080/01457630304036
3. **Kandlikar S.G., et al.** Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels, *Elsevier Ltd*, Kidlington, Oxford, 2005
4. **Dalkilic, A. S., Wongwises, S.** Intensive literature review of condensation inside smooth and enhanced tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52 (2009), pp. 3409-3426 doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.01.011
5. **Seong-Su Jeon, et al.** Assessment of horizontal in-tube condensation models using MARS code. Part I: Stratified flow condensation, *Nuclear Engineering and Design*, 254 (2013), pp. 254–265 doi: 10.1016/j.nucengdes.2012.10.006
6. **Seong-Su Jeon, et al.** Assessment of horizontal in-tube condensation models using MARS code. Part II: Annular flow condensation, *Nuclear Engineering and Design*, 262 (2013), pp. 510–524 doi: 10.1016/j.nucengdes.2013.05.014
7. **Nusselt, W.** Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes, *Zeitschrift VDI*, 60 (1916), pp. 541-546, 568-575
8. **Dalkilic, A.S., et al.** Comparison of frictional pressure drop models during annular flow condensation of R600a in a horizontal tube at low mass flux and of R134a in a vertical tube at high mass flux, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53 (2010), pp. 2052-2064 doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.12.051
9. **Dalkilic, A. S.** Condensation pressure drop characteristics of various refrigerants in a horizontal smooth tube, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38 (2011), pp. 504-512 doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.12.029
10. **Akers, W. W., et al.** Condensing heat transfer within horizontal tubes, *Chem. Ehg. Progress, Symposium Series*, 9 (1959), p. 171
11. **Thipjak Nualboonrueng, et al.** Two-phase condensation heat transfer coefficients of HFC-134a at high mass flux in smooth and micro-fin tubes, *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, 30 (2003), 4, pp. 577-590 doi: 10.1016/s0735-1933(03)00086-1
12. **Shah, M. M.** A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 22 (1979), pp. 547-556 doi: 10.1016/0017-9310(79)90058-9
13. **Shah, M. M.** An improved and extended general correlation for heat transfer during condensation in plain tubes, *ASHRAE Transactions*, 15 (2009), 5, pp. 889–913 doi: 10.1080/10789669.2009.10390871
14. **Thome, J. R., et al.** Condensation in horizontal tubes. Part 2: New heat transfer model based on flow regimes, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 46 (2003), pp. 3365–3387 doi: 10.1016/s0017-9310(03)00140-6
15. **Dukler, A.E.** Fluid mechanics and heat transfer in falling film system, *Proceeding, ASME-AIChE 3rd Nat. Heat Transfer Conference*, Storrs, Conn., 1959
16. **Bae, S., et al.** Refrigerant forced convection condensation inside horizontal tubes. Report No. DSR-79760-59, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 1968
17. **Bae, S., et al.** Refrigerant forced convection condensation inside horizontal tubes. Report No. DSR-79760-64, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 1969
18. **Traviss, D. P., et al.** Forced convection condensation inside tubes. Report No. DSR-72591-74, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 1971
19. **Doretti L., et al.** Condensation flow patterns inside plain and microfin tubes: A review, *International Journal of Refrigeration*, 36 (2013), pp. 567-587 doi: 10.1016/j.ijrefrig.2012.10.021
20. **Taitel, Y., Dukler, A. E.** A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow, *AIChE J.*, 22 (1976), 1, pp. 47-55 doi: 10.1002/aic.690220105
21. **Hewitt G.F.** Hall-Taylor N.S. *Annular two-phase flow*, 1st ed., Oxford, New York, Pergamon Press, 1970
22. **Wang, C. C., et al.** Visual observation of two-phase flow pattern of R-22, R-134a, and R-407C in a 6.5-mm smooth tube, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 15 (1997), 4, pp. 395–405 doi: 10.1016/s0894-1777(97)00007-1
23. **Soliman, M., et al.** A General Heat Transfer Correlation for Annular Flow Condensation, *Trans. ASME, Journal of Heat Transfer*, 90 (1968), 2.
24. **Koyama, Sh., et al.** Enhancement of in-tube condensation of non-azeotropic refrigerants mixtures with a micro-fin tube, *Proceedings, XVIIIth International Congress of Refrigeration*, Montreal, Quebec, Canada, 10-17 August 1991
25. **Hasan M.M. Afroz, et al.** Heat transfer coefficients and pressure drops during in-tube condensation of CO₂/DME mixture refrigerant, *International Journal of Refrigeration*, 31 (2008), pp. 1458-1466 doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.02.009
26. **Kinney, R.B., Sparrow, E.M.** Turbulent flow, heat transfer and mass transfer in a tube with surface suction, *Trans. ASME, Journal of Heat Transfer*, 92 (1970), pp. 121-131
27. **Kutateladze, S.S., Leont'ev A.I.** *Heat, mass transfer and friction in the turbulent boundary layer* (in Russian), Moscow, Jenergjija, 1972
28. **Mickley, H. S., et al.** Heat, mass and moment transfer for flow over a flat plate with blowing and suction. NASA TN№ 3208, 1954
29. **Churchill, S. W., Usagi, R.** A general expression for the correlation of rates of transfer and other phenomena, *AIChE J.*, 18 (1972), 6, pp. 1121–1128 doi: 10.1002/aic.690180606
30. **Owen, R. G., et al.** Two-phase pressure drop for condensation inside a horizontal tube, *Proceedings, 14-th symposium on Heat exchangers. Theory and practice*, Dubrovnik, 1981

31. **Dongsoo Jung, et al.** Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, 26 (2003), pp. 4-11 doi: 10.1016/s0140-7007(02)00082-8
32. **Rifert, V. G.** Heat transfer and flow modes of phases in laminar film vapour condensation inside a horizontal tube, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 31 (1988), 3, pp. 517-523 doi: 10.1016/0017-9310(88)90033-6
33. **Cavallini, A., et al.** Condensation inside and outside smooth and enhanced tubes – a review of recent research. *International Journal of Refrigeration*, 26 (2003), pp. 373-392 doi: 10.1016/s0140-7007(02)00150-0
34. **Cavallini A., et al.** Condensation of refrigerants in smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design, *Proceedings, 3-rd International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Cape Town, South Africa, 21-24 June 2004
35. **Cavallini, A., et al.** Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a horizontal smooth tube. *Int. J. Refrig*, 21 (2001), pp. 73–87 doi: 10.1016/s0140-7007(00)00070-0
36. **Park, K., et al.** Flow condensation heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants and dimethyl ether inside a horizontal plain tube, *Int. J. Multiphase Flow*, 34 (2008), pp. 628–635 doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2008.01.008
37. **Kwon, J. T., et al.** A modeling of in-tube condensation heat transfer for a turbulent annular film flow with liquid entrainment, *International Journal of Multiphase Flow*, 27 (2001), pp. 911-928 doi: 10.1016/s0301-9322(00)00052-5
38. **El Hajal, et al.** Condensation in horizontal tubes. Part 1: Two-phase flow pattern map, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46 (2003), pp. 3349-3363 doi: 10.1016/s0017-9310(03)00139-x
39. **InfanteFerreiraa, C.A., et al.** R404A condensing under forced flow conditions inside smooth, microfin and cross-hatched horizontal tubes, *International Journal of Refrigeration* 26 (2003), pp. 433–441 doi: 10.1016/s0140-7007(02)00156-1
40. **Jassim, E. W., et al.**, Prediction of two-phase condensation in horizontal tubes using probabilistic flow regime maps, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51 (2008), pp. 485-496 doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.05.021
41. **Smit, F.J., Meyer, J.P.**, Condensation heat transfer coefficients of the zeotropic refrigerant mixture R-22/R-142b in smooth horizontal tubes, *Int. J. Therm. Sci.* 41 (2002), pp. 625–630 doi: 10.1016/s1290-0729(02)01356-x
42. **Yu J., et al.**, Boiling and condensation of alternative refrigerants in a horizontal smooth tube, *Reports Institute of Advanced Material Study Kyushu University*, 9 (1995), 2, pp. 137-154
43. **Hurlburt, E. T., Newell, T. A.**, Prediction of the circumferential film thickness distribution in horizontal annular gas-liquid flow, Report No. ACRC TR-111, Air conditioning
44. **Rifert, V.G., Barabash, P.A., Gorin, V.V., Sereda, V.V.** Condensation inside horizontal tubes: state of the problem and analysis of research results/ Scientific Journal "Transactions of Academenergo" (edition of research centre for power engineering problems, Kazan, Slovenia) , - 2011 №4, pp. 57-68.
45. **Rifert, V.G., Barabash, P.A., Gorin, V.V., Sereda, V.V.** Condensation inside horizontal tubes: state of the problem and analysis of research results. Proceedings of 15-th workshop on Transport Phenomena in two-phase flow, September 17-22, 2011, pp.155-166.

Received 24 July 2015

Approved 03 November 2015

Available in Internet 25.12.2015