

УДК 536.423.4

В. В. Горін

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

КОНДЕНСАЦІЯ ВСЕРЕДИНИ ГЛАДКИХ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ТРУБ. ПОРІВНЯННЯ ТЕОРЕТИЧНИХ РІШЕНЬ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ

У роботі представлено огляд робіт, що включає результати теоретичних та експериментальних досліджень конденсації всередині горизонтальних труб. Наведено порівняння теоретичних рішень з експериментальними даними.

Ключові слова: Теплообмін; Конденсація; Гладка горизонтальна труба.

В. В. Горин

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

КОНДЕНСАЦИЯ ВНУТРИ ГЛАКИХ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ТРУБ. СРАВНЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

В работе представлен обзор работ, включающий в себя результаты теоретических и экспериментальных исследований конденсации внутри горизонтальных труб. Показано сравнение теоретических решений с экспериментальными данными.

Ключевые слова: Теплообмен; Конденсация; Гладкая горизонтальная труба.



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

I. ВВЕДЕНИЕ

Интерес к изучению теплообмена при конденсации внутри горизонтальных труб постоянно актуален в связи с необходимостью уточнения методов расчета (конструирования) различных теплообменников (конденсаторы холодильных установок и систем кондиционирования, горизонтально-трубные испарители термоопреснительных установок, подогреватели энергетических систем, тепловые трубы). Используемые в разных теплообменниках геометрические размеры (длина и диаметр труб), теплофизические свойства конденсирующихся веществ (теплопроводность, плотность, поверхностное натяжение и др.) и рабочие параметры (давление, тепловые потоки) отличаются в 10-100 раз.

Теоретические исследования конденсации внутри гладкой горизонтальной трубы преимущественно выполнены только для 2-х режимов течения: кольцевого, когда на течение конденсата основное влияние оказывает скорость пара, и гравитационного, когда течение конденсата происходит под действием силы тяжести по периметру трубы сверху вниз. При этом расчет теплоотдачи на участке от верхней образующей трубы до радиуса, ограничивающего ручей конденсата в нижней части трубы выполняется по формуле Нуссельта [1]. Для расчета параметров ручья и теплоотда-

чи в нем имеется несколько решений. Для расчета теплоотдачи при кольцевом течении пленки под действием скорости пара существует теоретическое решение Нуссельта для ламинарного течения пленки конденсата [1], а также несколько решений для турбулентной пленки, например в работах [2-6].

В подавляющем большинстве предложенных расчетных зависимостей структура формул содержит в многочисленных вариантах комплексы, в которые входят массовая скорость ρw и паросодержание x .

В большинстве методов экспериментальные исследования конденсации пара внутри горизонтальных труб изучаются влияние ρw и x на средний, а не локальный, как пишут многие авторы, по периметру трубы и на определенной длине от 0,3 м до 1,0 м, коэффициенты теплоотдачи. Локальные тепловые потоки q_ϕ и коэффициенты теплоотдачи измерялись только в работах [7-10].

Представление опытных данных в виде зависимостей теплоотдачи от локальных ρw и x не позволяет получить более ясное представление о характере пленочной конденсации, режимах течения фаз, влиянии теплового потока $q(\Delta T)$, скорости пари, уноса конденсата на теплообмен. Возможно это является причиной того, что часто опытные данные по теплообмену существенно, как будет показано ниже, отличаются от расчетных по различным формулам.

II. СРАВНЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ (ПОЛУ-ЭМПИРИЧЕСКИХ) РЕШЕНИЙ С ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМИ ДАННЫМИ

Авторы работ [2, 3] и [4] провели многочисленные эксперименты по конденсации хладонов R12 и R22, отличающиеся друг от друга диаметрами труб: в [2, 3] диаметр трубы 12,5 мм при длине 5,55 м, а в [4] - 8,0 мм и - 5,03 м соответственно. В этих работах получен интересный результат, показывающий влияние локальных тепловых потоков q , в пределах экспериментальных сечений, на теплоотдачу α при неизменных t_s и ρw (табл. 1 из [2]).

Таблица 1 – Экспериментальные данные из [2] и других авторов при одинаковых параметрах

| Параметры | Сечение | x | q , kW/m ² | α , W/(m ² ·K) |
|--|---------|------|----------------------------|-------------------------------------|
| R12, $t_s = 40^\circ\text{C}$; $G = 420 \div 440$ kg/(m ² ·s) | 22 | 0.90 | 35.5 | 4201 |
| | 23 | 0.89 | 42.2 | 5631 |
| | 24 | 0.87 | 50.7 | 4911 |
| | 22 | 0.54 | 27.2 | 3139 |
| | 23 | 0.45 | 32.9 | 4167 |
| | 24 | 0.59 | 49.7 | 5086 |

Второй интересный результат заключается в разнице между данными из [4] и [2, 3] при $x > 0,4 \div 0,6$ для R12 и R22. На рис. 1 коэффициенты теплоотдачи приведены в зависимости от средней скорости u_v при постоянных t_s . Видно, что коэффициенты теплоотдачи, взятые из [4] при постоянном u_v превышают α из [3] и [11] на 20 ÷ 50%. Следует отметить, что данные для R22 из [3] при постоянных t_s и ρw хорошо согласуются с экспериментом [11] в пределах всего диапазона изменения x .

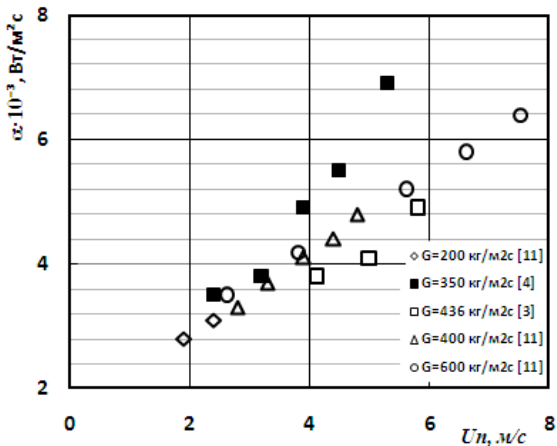


Рисунок 1 – Сравнение экспериментальных данных [4] с данными других авторов [3, 11].

Сравнение экспериментальных данных с расчетными, основанными на аналогичных моделях, описанных выше, показали хорошую сходимость экспериментальных α , полученных в работах [2, 3], напротив в работе [4] наблюдалось отклонение экс-

периментальных данных от расчетных при $x > 0,5 \div 0,6$.

Сравнение всех результатов экспериментов, полученных в работе [4] по конденсации R12 и R22, с расчетами представлено в безразмерных комплексах

$$\frac{NuF_2}{Pr_l Re_l^{0.9}} = f[F(X_n)]. \text{ Если } f[F(X_n)] > 2, \text{ что}$$

соответствует массовой скорости $\rho w > 300 \div 400$ кг/(м²·с) и $x > 0,5 \div 0,6$, экспериментальные данные превышают прогнозируемые результаты более чем на 30%. Таким образом, для расчета теплоотдачи авторы предлагают две корреляции:

$$\frac{NuF_2}{Pr_l Re_l^{0.9}} = F(X_n) \text{ if } F(X_n) < 2 \quad (1)$$

$$\frac{NuF_2}{Pr_l Re_l^{0.9}} = [F(X_n)]^{1.15} \text{ if } F(X_n) > 2$$

Авторы работы [5] сравнили свою модель расчета и экспериментальные данные по конденсации R22 внутри трубы $d = 9,5$ мм и $l = 0,4$ м при $t_s = 40^\circ\text{C}$ для двух значений G (300 и 400 кг/м²·с). Несмотря на недостаточно четкое влияние потерь на теплоотдачу, как видно из работы [5], модели из [5] и [4], а также корреляции из [12] дают близкие результаты, и при $x = 0,06 \div 0,8$ они согласуются с экспериментами в пределах $\pm 15\%$. Кроме того, для оценки модели [4] авторы применяют только соотношение (1), которое, очевидно, не обеспечивает сходимость при $x > 0,6$.

Расчеты из [13] имеют хорошую сходимость ($\pm 20\%$) с экспериментом из [14] при конденсации R134a внутри трубы $d = 3,14$ мм и $l = 0,99$ м при $G = 300$ и 650 кг/м²·с, а также с прогнозами [4] и [15]. Сравнение с расчетной корреляцией [12] показывает расхождение экспериментов, превышающее 40%. Их работа не объясняет, каким образом, с помощью какой корреляции, можно предсказать падение давления $(dP/dz)_f$ на границе раздела фаз, чтобы решить эту проблему.

Проведенное выше сравнение полуэмпирических методов прогнозирования теплообмена действует, за исключением модели [16], только для кольцевого режима фазового потока и, вероятно, для промежуточного режима, когда присутствует влияние скорости пара на поток пленки конденсата. Поэтому, совпадение прогнозируемых и экспериментальных результатов для всех x и малых G соответствующих стратифицированному режиму представляется странным. Вдобавок, существует довольно ограниченное число экспериментов, выбранных для сравнения с расчетами в работах, рассмотренных выше. Как было отмечено ранее, для оценки τ_f были использованы различные методы (отношения). В работе [17] показано, что эти методы дают расхождение, превышающее 100%. Так же возникает вопрос о сходимости экспериментальных и расчетных данных, полученных разными авторами.

В тепловых опреснительных установках и некоторых водопароперегревателях с конденсацией пара внутри горизонтальных труб давление пара внутри потока и значения теплового потока такие, что вдоль

почти всей трубы $Re_s < 1000$, то есть, существует ламинарный поток пленки конденсата. Тогда, если $p < 1$ бар (вакуумные опреснители), скорость пара достигает $60 \div 80$ м/с на входе в трубу, ее влияние на скорость течения пленки конденсата и теплообмен является существенным [18]. Как видно из рис. 2, экспериментальные данные для ламинарного течения пленки конденсата существенно отличаются от значений, предсказываемых [19], [15] и [16].

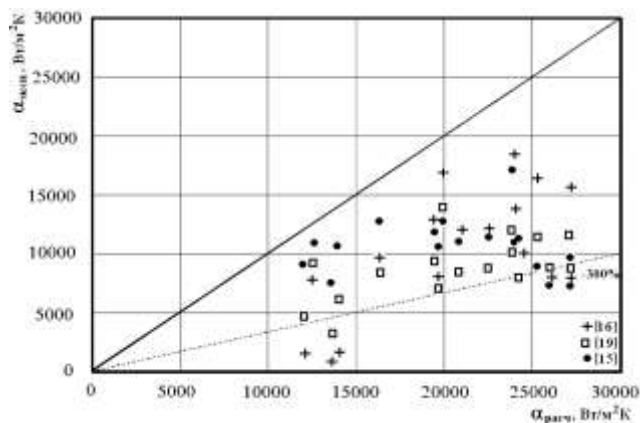


Рисунок 2 – Результаты расчета теплоотдачи в сравнении с экспериментальными данными из [20].

Эксперименты при высоких (от 0,68 до 21,8 МПа) давлениях водяного пара, были выполнены еще в 60-е годы [21, 22]. В работе [23] были проведены эксперименты по интенсивности теплообмена при полной и частичной конденсации, как чистого насыщенного пара, так и пароводяной смеси. В экспериментах использовались три стальные трубы длиной 2,5 м и 17, 13 м и диаметром не менее 10 мм, а также труба $l = 11,9$ м и $d = 13$ мм. Давление конденсации пара составляло 1,23, 2,45, 5,88 и 8,8 МПа, содержание водяного пара было от 1,0 до 0,26 на входе в трубу и от 0,0 до 0,69 на выходе, удельный тепловой поток изменялся от 162 до 1579 кВт/м^2 , массовая скорость пара изменялась от 154 до $2239 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$. Результаты были сведены в таблицу. Эта работа описывает, что все экспериментальные данные автора достаточно хорошо согласуются с полуэмпирической моделью из [21]

$$Nu = c Re_i^{0.8} Pr_i^{0.43} [1 + x(\rho_l/\rho_v - 1)]^{0.5}$$

где коэффициент $c = 0.024$ для нержавеющей стали, а для меди и латуни $c = 0.032$.

В последние годы некоторые исследователи для обоснования более точных методов оптимального проектирования и анализа надежности теплообменных аппаратов с горизонтальными трубами перешли к изучению интересной и, без сомнения, в будущем перспективной задаче математического моделирования.

Например, ученые из Южной Кореи применяют многомерный анализ безопасности реактора кода (MARS). Он был разработан компанией Korea Atomic Energy Research Institute (KAERI) для получения

реалистичного теплогидравлического анализа системы код с возможностью многомерного анализа.

Авторы работы [23] попытались обосновать свой выбор лучшей формулы из 11 выражений из работ [16, 19, 25-33] для прогнозирования конденсации водяного пара с неконденсируемым газом при стратифицированном течении. С этой целью авторы провели эксперименты по конденсации водяного пара внутри горизонтальной трубы $d = 27,5$ мм и $l = 4,5$ м. В трубу подавали насыщенный пар, имеющий $1 \div 2\%$ неконденсирующегося газа. Когда пар конденсировался, концентрация газа увеличилась, что, естественно, обуславливало снижение значений тепловых потоков и теплоотдачи у них. Кроме того, снижение входной скорости парового потока сопровождается уменьшением коэффициентов теплоотдачи и увеличением длины секции с низкой скоростью, где конденсация практически стремится к нулю.

Сравнительная табл. 2 показывает, что все 11 выражений очень хорошо согласуются с $\pm 6\%$ дисперсией. Тем не менее, как видно из рисунков, представленных в [24], ни одно из выражений не дает хорошее согласование с экспериментом, если предположить, что средний коэффициент теплоотдачи будет равен $\alpha_{\text{exp}} = (\alpha_{\text{bot}} + \alpha_{\text{top}}) / 2$ (очевидно, таким образом, определялось локальное значение α_{exp} вдоль трубы), что противоречит выводам, сделанным в работе.

Таблица 2 – Среднее отклонение в моделях разных авторов

| Исследование | MARS код | [30] | [29] | [31] | [32] | [26] |
|-----------------------|----------|------|------|------|------|------|
| Среднее отклонение, % | 2,77 | 3,87 | 4,22 | 3,58 | 3,89 | 5,56 |
| Исследование | [27] | [28] | [33] | [25] | [16] | [19] |
| Среднее отклонение, % | 3,97 | 3,29 | 3,27 | 3,15 | 3,52 | 3,47 |

Дальнейшая работа этих авторов, применяющих MARS код при конденсации кольцевого потока, связана с [24]. При этом авторы принимают во внимание 19 корреляций из работ [4, 6, 12, 15, 16, 19, 22, 25, 26, 27, 30, 33-40].

В работе [24] общая длина экспериментальной трубы равнялась 8,4 м, диаметр трубы 44,8 мм. Эксперименты проводились при давлении пар $p = 13,42, 32,2$ и $67,36$ бар и тепловом потоке $Q = 150, 460$ и 630 кВт/м^2 . Снижение температуры стенки определялось на двух радиусах по верхней и нижней образующих трубы. Из работы неизвестно, как оценивали средний коэффициент теплоотдачи. Как видно из рис. 3 и сравнения экспериментальных и расчетных данных в [24], ни одна из корреляций, хорошо не согласуется со средним значением и существует широкий разброс α_{top} и α_{bot} в кольцевой зоне потока конденсата, где коэффициенты теплоотдачи должны быть одинаковыми вдоль трубы по окружности.

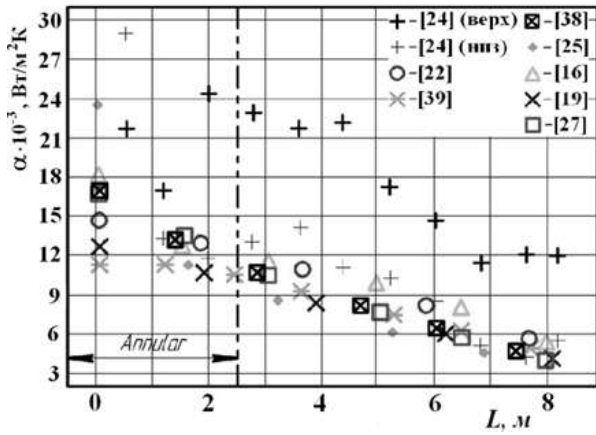


Рисунок 3 – Сравнение MARS расчетов с экспериментальными данными [24].

Кроме того, неизвестно, как формулы [36] и [19] для усовершенствования сходимости с MARS кода обрабатываются, но, тем не менее, результаты прогноза по этим формулам считаются хорошими. Следует отметить, что прогнозирование с помощью других моделей также хорошо согласуется с экспериментом.

В последнее время некоторые исследователи использовали искусственные сети (ANN) для корреляции коэффициента теплоотдачи [41-43]. Целью ANN является создание алгоритма решения сложных проблем, таких как классификация, кластеризация, сжатие данных, объединения шаблонов, приближения функций, прогнозирования, контроля приложений или оптимизации.

В работе [41] использовали ANN как корреляционные функции для прогнозирования коэффициентов теплоотдачи процессов конденсации R600a, протекающих внутри горизонтальных труб. В работе [41] был проведен короткий эксперимент по конденсации R600a внутри трубы диаметром $d = 4$ мм и длиной $l = 0,8$ при $t_s = 43^\circ\text{C}$ и $\rho w = 57, 77, 94$ и 117 кг/(м²с). Экспериментальные данные сопоставлялись с данными, рассчитанными методом ANN и формулами [12], [39] и [4]. Результаты сравнения приведены в табл. 3. Кроме того, метод ANN является многообещающим, однако приведенные результаты сравнения не проясняют явления конденсации.

Таблица 3 – Значения относительной погрешности для ANN и корреляций из [12], [39] и [4]

| Модели | ANN | [12] | [39] | [4] |
|-----------------------------------|------|------|------|------|
| Средняя относительная погрешность | 3,97 | 9,67 | 9,01 | 8,49 |

В работах [42, 43] некоторые аспекты расчета гидравлического сопротивления и теплообмена описаны более подробно. В частности, в ANN модели входных параметров, а именно, Re_{eq} , Fr , X_{tt} , Re_t , Re_v , w_1 , ε , и параметр поверхностного натяжения ψ :

$$\psi = j_l \mu_l / \sigma, \quad j_l = G(1-x) / [\rho_l(1-\varepsilon)],$$

где объемное содержание паров ε , рассчитывается из соотношения Баттеруорса

$$\varepsilon = 1 / \left[1 + 0.28 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.64} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.36} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.07} \right]$$

без объяснения причин их предпочтений к этой формуле.

ANN модель, разработанная на основе приведенных выше данных, позволяет получить корреляцию для ΔP и Nu в виде нескольких полиномов. Такие девять формул с ΔP и Nu , а также таблицы с множеством точек данных, относящихся к конденсации и испарению R134a внутри горизонтальных/вертикальных гладких и оребренных труб, включенных в обработку данных по определенной формуле и точности обобщения представлены в [42, 43].

Таким образом, для сравнения с экспериментом по конденсации R134a была выбрана следующая формула [43]:

$$Nu = \frac{b_1}{1 + \exp \left[b_2 \psi + b_3 \frac{Re_{eq}}{10000} + b_4 Pr_l + b_5 \right]}, \quad (2)$$

где $b_1 = 2207.661$, $b_2 = 6.857$, $b_3 = -0.171$, $b_4 = -0.37$, $b_5 = 3.213$.

Эта формула обобщает экспериментальные данные с погрешностью 25÷50%. Автор сравнил расчетные данные по этой формуле и экспериментальные данные по конденсации R-134a из [11]. В результате расхождение достигает 60% по сравнению с экспериментами (рис. 4).

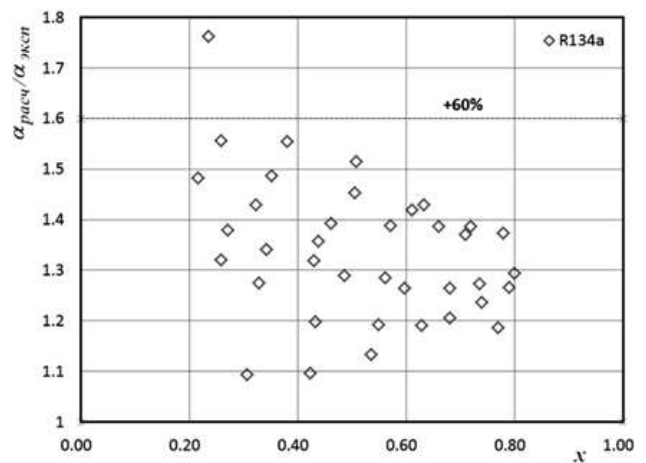


Рисунок 4 – Сравнение экспериментальных данных из [11] с уравнением (2).

ВЫВОДЫ

Обзор включает в себя результаты теоретических и экспериментальных исследований конденсации внутри горизонтальных труб. Теоретические решения были представлены для двух режимов течения фаз: кольцевого потока, когда пленка конденсата

течет под действием сил трения и гравитационного (стратифицированного) потока, когда сила тяжести преобладает среди сил, влияющих на течение конденсата. Расчет теплообмена на верхней части трубы в стратифицированном потоке рекомендуется проводить в соответствии с формулой Нуссельта для наружной горизонтальной трубы. Теплообмен при конденсации пара в потоке (нижняя часть трубы), рассчитанный по различным зависимостям, не подтверждается экспериментальными данными.

Предложенные эмпирические зависимости для прогнозирования теплоотдачи показали значительные расхождения, как в коэффициентах теплоотдачи, так и степени влияния основных параметров (Re_l , Re_v , Pr_l) на конденсацию. Для жидкостей, таких как фреоны и гидрокарбонаты, в области $Re_l > 1.6 \cdot 10^3$ методы расчета, предложенные [15] и [16] демонстрируют наилучшую сходимость с экспериментами, проведенными многими авторами.

Отримана в редакції 04.09.2016, прийнята до друку 01.11.2016

V. V. Gorin

Kiev Polytechnic Institute, National Technical University of Ukraine, 37 Peremogy av., 03056, Kyiv, Ukraine

CONDENSATION INSIDE SMOOTH HORIZONTAL TUBES. COMPARISON OF THEORETICAL SOLUTIONS AND EXPERIMENTAL DATA

The paper provides the works review that includes the results of theoretical and experimental studies of condensation inside horizontal tubes. The comparison of theoretical (semi-empirical) solutions and experimental data is given.

Keywords: Heat transfer; Condensation; Smooth horizontal tube.

REFERENCES

1. Nusselt, W., Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes, *Zeitschrift VDI*, 60 (1916), pp. 541-546, 568-575
2. Bae, S., *et al.*, Refrigerant forced convection condensation inside horizontal tubes. Report No. DSR-79760-59, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 1968
3. Bae, S., *et al.*, Refrigerant forced convection condensation inside horizontal tubes. Report No. DSR-79760-64, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 1969
4. Traviss, D. P. *et al.*, Forced convection condensation inside tubes. Report No. DSR-72591-74, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 1971
5. 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
6. Kosky, P. G., Staub F. W., Local condensing heat transfer coefficients in the annular flow regime, *AIChE Journal*, 17 (1971), 5, pp. 1037-1043
7. Sardak, A.I., *et al.*, Regularities of steam laminar condensation inside horizontal tube (in Russian), *Teploenergetika*, 8 (1984), pp. 59-62
8. Rifert, V. G., *et al.*, Flow modes of phase and heat transfer during vapour condensation inside horizontal tubes (in Russian), *Izv. Akad. Nauk SSSR*, 4 (1985), pp. 101-109
9. 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
10. Rifert, V. G., Dolinskij, O. A., Influence of dynamic effect of moving steam on behavior and regimes of in-tube condensation, *Proceedings*, Tr. of 5th CAC, Hungary, 1989, Vol. 1, pp. 359-363
11. 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
12. Cavallini, A., Zecchin, R. A., A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, *Proceedings*, Sixth International Heat Transfer Conference, 1974, vol. 3, pp. 309-313
13. Agra, O., Teke, I., Determination of the heat transfer coefficient during annular flow condensation in smooth horizontal tubes, *J. of thermal Science and Technology*, 32 (2012), 2, pp. 151-159
14. Hulburt, E. T., Newell, T. A., Two phase modeling of refrigerant mixtures in the annular/stratified flow regimes, ACRC Technical Report 96, 1996.
15. 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
16. Thome, J. R., *et al.*, Condensation in horizontal tubes. Part 2: New heat transfer model based on flow regimes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 46 (2003), pp. 3365-3387
17. 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
18. Rifert, V. G., Zadiraka, V. Y., Condensation of steam inside a smooth and profiled horizontal tube (in Russian), *Teploenergetika, Moscow*, 8 (1978), pp. 77-88
19. Cavallini A., *et al.*, Condensation of refrigerants in smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design, *Proceedings*, 3-rd International Confer-

ence on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Cape Town, South Africa, 21-24 June 2004

20. **Vollrath, J. E., et al.**, An experimental investigation of pressure drop and heat transfer in an in-tube condensation system of pure ammonia, Report No. ACRC CR-51, University of Illinois at Urbana-Champaign, 2003
21. **Ananiev, E. P., et al.**, Heat transfer in the presence of steam condensation in a horizontal tube, *Int. Developments in Heat Transfer*, 2 (1961) p. 290
22. **Boyko, L. D., Kruzhilin, G. N.**, Heat transfer and hydraulic resistance during condensation of steam in a horizontal tube and in a bundle of tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 10 (1967), pp. 361-373
23. **Boyko, L. D.**, Heat Transfer in Condensing Vapor inside Tubes (in Russian), *Heat Transfer in the Elements of Power Plants*, (1966), pp. 197-212
24. **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
25. **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
26. **Tandon, T.N., et al.**, Heat transfer during forced convection condensation inside horizontal tube, *International Journal of refrigeration*, 18 (1995), 3, pp. 210-214
27. **Fujii, T.**, Enhancement to condensing heat transfer – new developments, *J. Enhanced Heat Transfer*, 2 (1995), pp. 127-137
28. **Dobson, M. K., et al.**, Heat transfer and flow regimes during condensation in horizontal tubes, ACRC Technical Report No. 57, University of Illinois at Urbana-Champaign, 1994
29. **Chato, J. C.**, Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes, *ASHRAE J.*, 4 (1962), pp. 52-60
30. **Akers, W. W., Rosson, H. F.**, Condensation inside a horizontal tube, *Chem. Eng. Progr. Symp.*, 56 (1960), pp. 145-149
31. **Rosson, H. F., Meyers, J. A.**, Point of values of condensing film coefficients inside a horizontal tube. *Chem. Eng. Prog. Symp.*, 61 (1965) pp. 190-199
32. **Jaster, H., Kosky, P. G.**, Condensation in a mixed flow regime, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 19 (1976) pp. 95-99
33. **Sweeney, K. A., Chato, J. C.**, The heat transfer and pressure drop behavior of a zeotropic refrigerant mixture in a microfinned tube, M.S. Thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign, 1996
34. **Chen, S. L., et al.**, General film condensation correlations, *Exp. Heat Transfer*, 1 (1987), pp. 93-107
35. **Moser, K. W., et al.**, A new equivalent Reynolds number model for condensation in smooth tubes, *J. Heat Transfer*, 120 (1998) pp. 410-417
36. **Dobson, M. K., Chato, J. C.**, Condensation in Smooth Horizontal Tubes, *Journal Heat Transfer*, 120 (1998), pp. 193-213
37. **Bivens, D.B., Yokozeki, A.** Heat transfer coefficient and transport properties for alternative refrigerants, *Proceedings*, 1994 Int. Refrigeration Conference, Purdue, Indiana, 1994, pp. 299-304
38. **Tang, L., et al.**, Flow condensation in smooth and micro-fin tubes with HCFC-22, HFC-134a and HFC-410A refrigerants. Part II: Design equations, *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 7 (2000), pp. 311-325
39. **Shah, M. M.**, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 22 (1979), pp. 547-556
40. **Akers, W. W., et al.**, Condensing heat transfer within horizontal tubes, *Chem. Eng. Progress, Symposium Series*, 9 (1959), p. 171
41. **Hakan Demir, et al.**, Generalized neural network model of alternative refrigerant (R600a) inside a smooth tube, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36 (2009), pp. 744-749
42. **Balcilar, M., et al.**, A generalized numerical correlation study for the determination of pressure drop during condensation and boiling of R134a inside smooth and corrugated tubes, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 49 (2013), pp. 78-85
43. **Balcilar, M.**, A numerical correlation development study for the determination of Nusselt numbers during boiling and condensation of R134a inside smooth and corrugated tubes, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 48 (2013), pp. 141-145.

Received 04 September 2016

Approved 01 November 2016

Available in Internet 30 November 2016