

Расчет коэффициента теплоотдачи при внутритрубном кипении фреонов

*Канд. техн. наук А. А. МАЛЫШЕВ, А. Н. ГОРЯЧЕВСКАЯ, канд. техн. наук М. В. ЯКОВЛЕВА
Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий*

A new approach has been proposed to calculate heat transfer coefficient for refrigerants boiling inside tubes. The principal idea underlying the method proposed is an assumption that taking into account phase slip will allow showing various flow patterns and heat exchange for diverse liquids and different parameters under wide-ranging conditions.

Проблема точного и надежного расчета теплоотдачи при кипении рабочих веществ внутри горизонтальных труб непосредственно связана с величиной капитальных и эксплуатационных затрат.

Проведенное еще в восьмидесятые годы прошлого века сопоставление расчетных зависимостей показало, что разброс некоторых данных доходит до 300 % [1]. Соответственно и ошибка в определении теплопередающих поверхностей испарителей может привести к абсурдным результатам расчета и подбора оборудования холодильных машин. Актуальность проблемы относится как к испарителям водоохлаждающих холодильных машин, так и к воздухоохладителям, в которых теплоотдача со стороны воздуха α_v во много раз ниже, чем при кипении внутри трубы. Казалось бы, что в последнем случае на величину коэффициента теплопередачи аппарата K_{ap} интенсивность внутритрубного кипения не должна ощутимо влиять. Однако это не так. В современных воздухоохладителях при значении коэффициентов оребрения порядка 15–20, величины приведенных ко внутренней поверхности трубы коэффициентов теплоотдачи со стороны воздуха $\alpha_{v,pr}$ сопоставимы со значениями теплоотдачи при внутритрубном кипении α_a . Тогда теплообмен при кипении может оказаться определяющим при вычислении K_{ap} и соответственно влиять на величину теплопередающей поверхности $F_{исп}$.

Анализ известных методов расчета α_a позволяет сделать следующие выводы:

1. Все расчетные формулы могут быть разделены на две основные группы:

- зависимости для расчета средних по длине трубы коэффициентов теплоотдачи (см., например, [2]; [3]);
- уравнения для расчета локальных коэффициентов теплоотдачи в зависимости от изменяющихся по длине трубы значений массового расходного паросодержания x (см., например, [4]; [5]).

2. Все известные формулы первой и второй группы содержат только расходные параметры: массовую ско-

рость $\omega\rho$, приведенную ко всему значению длины трубы f_{tr} , приведенные скорости жидкости W'_0 и пара W''_0 , массовые расходные x и объемные расходные β паросодержания. Все расходные параметры легко выводятся из уравнения теплового баланса и широко используются в расчетной практике.

3. По нашему мнению, основная причина расхождения зависимостей для расчета α_a связана с тем, что не учитывались такие истинные параметры двухфазных потоков, основанные на скольжении фаз, как

коэффициент скольжения

$$S = \frac{W''}{W'}, \quad (1)$$

где W' , W'' — истинные скорости (здесь и далее используются истинные скорости жидкости и пара. Индексом ' обозначены параметры жидкости, индексом '' — параметры пара).

истинное паросодержание

$$\varphi = \frac{f''}{f_{tr}}, \quad (2)$$

где f'' — площадь поперечного сечения, занятая паром.

Истинные и расходные гидродинамические параметры связаны между собой следующими соотношениями:

$$\varphi = \frac{1}{1 + S \frac{1 - \beta}{\beta}}; \quad (3)$$

$$x = \frac{1}{1 + \frac{1 - \beta}{\beta} \frac{\rho'}{\rho''}}. \quad (4)$$

Истинные параметры не могут быть определены непосредственно из теплового баланса, но только они в полной мере учитывают внутреннюю структуру потока и распределения фаз по сечению трубы. Экспериментальное определение коэффициента скольжения S или истинного паросодержания φ представляет собой достаточно сложную самостоятельную задачу гидродинамики. Для опре-

деления S (либо ϕ) обычно используются механические, радиоизотопные, либо электрофизические методы.

В работе [1] такое исследование было выполнено и получена расчетная формула, обобщающая данные по R12, R22 в трубках диаметром 6 и 10 мм.

$$\beta - \varphi = 0,06 (1 - \beta)^{0,5} \left(\frac{Fr_0}{Re_0} \right)^{-0,23} \left(\frac{P_0}{P_{kp}} \right)^{-0,15}, \quad (5)$$

где Fr_0 , Re_0 — соответственно критерии Фруда и Рейнольдса, рассчитанные по расходной скорости циркуляции W_0 и параметрам жидкости.

В качестве основной идеи предлагаемого подхода заложено предположение, что учет скольжения фаз позволит в полной мере отразить специфику различных режимов течения и теплообмена для различных жидкостей и различных условий в широком диапазоне параметров, включая температурные и геометрические параметры, начальные скорости и пр. Иначе говоря, предлагается подход к созданию наиболее универсальной методики расчета теплоотдачи при кипении в трубах и каналах.

Теплоэнергетики широко используют скольжение при расчете парогенераторов, но методика, основанная на истинных параметрах, к сожалению, оказалась недостаточно популярной в среде теплофизиков-холодильщиков. Даже в современных исследованиях, выполненных коллегами из Штутгартского университета (см. [3]) при исследованиях кипения R134a в трубах, несмотря на то, что были получены локальные коэффициенты теплоотдачи в виде функции $\alpha_a = f(x)$, скольжение фаз не учитывалось.

В качестве рабочего вещества нами был выбран R134a. Мы учили, что при отсутствии экспериментальных данных по скольжению и теплообмену этого хладагента использование уравнений, обобщающих данные по R12 и R22, недостаточно корректно. Однако, учитывая близость теплофизических свойств R12 и R134, а также то, что в данной работе предлагается лишь подход к получению корректной расчетной методики, такое допущение представляется оправданным.

На первом этапе для заданных условий расчета по уравнению (5) определяются значения ϕ для принятых или вычисленных из теплового баланса значений $x_{\text{вх}}$ и $x_{\text{вых}}$ в виде функции $\phi = f(x)$.

Далее по диаграмме $\phi - Fr_0$, приведенной в [6], определяется режим течения для данного диапазона x .

Рассчитываются локальные значения $\alpha_{\text{лок}}$ для каждого из режимов по [6].

Волновой и снарядный режимы

$$\alpha_{wq} = \alpha' \sqrt{1 + \left(\frac{\alpha_{6,0.}}{\alpha'} \right)^2} x^{-0,19}, \quad (6)$$

где $\alpha' = 0,083 \lambda' / d_{\text{экв}} (\text{Re}')^{0,8} \text{Pr}'^{0,4}$ — конвективная составляющая, обусловленная течением жидкой фазы;

$\alpha_{6,0.}$ — коэффициент теплоотдачи, обусловленный пузырьковым кипением α , рассчитывается по формуле Г. Н. Даниловой [6] для кипения в большом объеме;

$d'_{\text{экв}} = \sqrt{(1 - \varphi)/0,785}$ — эквивалентный диаметр частицы, занятой жидкой фазой.

Кольцевой режим

$$\alpha_k = \alpha_{wq} \sqrt{1 + 36,5 \cdot 10^{-9} \left(\frac{\omega'' r q'}{q} \right)^{1,5} \left(\frac{\alpha_{6,0.}}{\alpha_{wq}} \right)^2}. \quad (7)$$

Результаты расчета представляются в виде графической зависимости $\alpha = f(x)$ для различных значений температуры, массовой скорости и плотности теплового потока.

Для каждого случая методами графического интегрирования определяются значения средних коэффициентов теплоотдачи α_{cp} в рассмотренном диапазоне x .

Полученная информация позволяет решить задачу аппроксимации неизвестного отображения, представленного табличными данными, выбранной функцией с неизвестными параметрами. Для их определения решается задача оптимизации. Возможны следующие подходы.

Первый подход предполагает постановку и решение задачи безусловной оптимизации. В этом случае в качестве численного метода рационально применение метода наименьших квадратов.

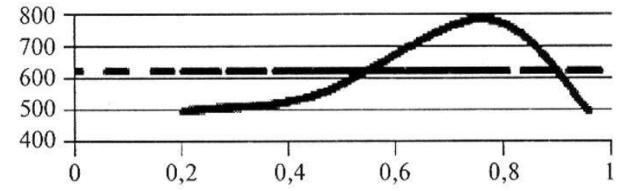


Рис. 1. Расчетные значения локальной теплоотдачи

при кипении R134a в горизонтальной трубе

$d = 6 \text{ мм}$ при $t_0 = -10^\circ \text{C}$, $\omega\rho = 50 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$, $q = 500 \text{ Вт}/\text{м}^2$

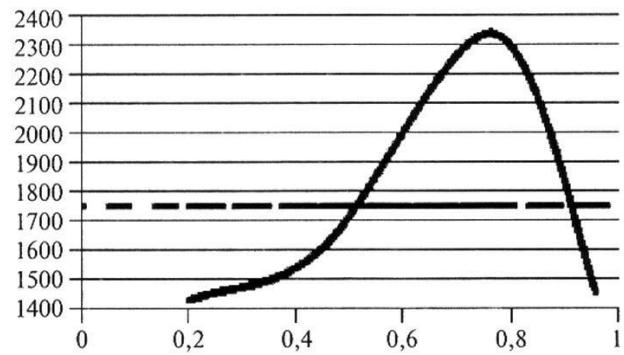


Рис. 2. Расчетные значения локальной теплоотдачи

при кипении R134a в горизонтальной трубе

$d = 6 \text{ мм}$ при $t_0 = -10^\circ \text{C}$, $\omega\rho = 150 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$, $q = 500 \text{ Вт}/\text{м}^2$

Второй подход предполагает постановку задачи в терминах математического программирования. Особенности рассматриваемой задачи относят ее к классу задач нелинейного программирования. Среди них предпочтителен выбор градиентных методов или методов прямого поиска, например, генетический алгоритм.

Поскольку на данном этапе решения мы не учтем ограничения, то целесообразно для оптимизации использовать первый подход.

Средний коэффициент теплоотдачи обрабатывался в виде полинома

$$\alpha_{cp} = A(\omega\rho^m)q^n \left(\frac{P}{P_{kp}} \right)^k. \quad (8)$$

С помощью вычислительных функций MathCAD в результате была получена зависимость

$$\alpha_{cp} = 0,695 (\omega\rho)^{0,85} q^{0,047} \left(\frac{P}{P_{kp}} \right)^{-1,1}. \quad (9)$$

Преимущество данного подхода заключается в том, что в его основу заложено обобщение локальных коэффициентов теплоотдачи, полученных с использованием истинных скоростей, которые в отличие от расходных имеют строгий физический смысл во всем диапазоне параметров потока и в максимальной степени отражают связь теплообмена и гидродинамики.

В формулах (6) и (7), в основе которых заложены интерполяционные уравнения С. С. Кутателадзе, В. М. Борицанского и А. А. Андриевского, учитывается механизм предельных переходов от механики пузырькового кипения (пузырьковый, снарядный и волновой режимы) к

конвективной составляющей парового потока (снарядный режим), скорость которого на несколько порядков может превосходить скорость пограничного слоя жидкости, в которой пузырьковое кипение почти полностью подавляется конвекцией.

Предлагаемый подход, с нашей точки зрения, имеет перспективу, так как наиболее полно отражает физический смысл сложнейшего процесса кипения в трубах.

Для развития этого подхода необходимо проведение новых экспериментов, как по теплообмену, так и по гидродинамике двухфазных потоков.

Список литературы

1. Малышев А. А. Локальные теплогидродинамические характеристики двухфазных потоков хладагентов в горизонтальных трубах. Автореф. канд. дис. СПб., 1982.
2. Богданов С. Н. Исследования теплообмена при кипении фреонов внутри горизонтальных труб // Теплообмен при конденсации и кипении. Сб. научных тр. — Л.: Машгиз, 1965. Вып. 57.
3. Spinder K., Steuhagen H. Mulev. Flow boiling heat transfer of R134a and R404A in microfin tu be at low mass flues and low heat fluxes // Heat. Mass. Transfer. 2009. V. 45.
4. Hawla J. Wärmeübergang und Druckabfall in Waagerechten Rohren bei der Strömung von Verdampfen Kaltemitteln // VDI. 1974. № 1.
5. Sharma C. P., Varshney B. S., Gupta C. P. Forced Circulation heat transfer during boiling of freon 12 // J. Just. Eng. Mech. Engg. Div. 1976. 57. № 1.
6. Теплообменные аппараты холодильных установок // Г. Н. Данилова и др. — Л.: Машиностроение, 1986.