

УДК 621.565

Теплоотдача и падение давления при кипении хладагентов в змеевиках

Канд. техн. наук А. И. ЕЙДЕЮС¹, С. В. КОШЕЛЕВ²,
канд. пед. наук М. Ю. НИКИШИН³

¹xktk@bga.gazinter.net, ²entermoria@rambler.ru, ³miknik39@rambler.ru

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота
Калининградский государственный технический университет
236029, Калининград, ул. Молодежная, 6

При кипении хладагентов в трубах требуется тепловой и гидромеханический расчет испарителей. В условиях перехода на новые хладагенты практический интерес представляют обобщенные методики, позволяющие определить коэффициент теплоотдачи (КТО) и падение давления по известным условиям кипения и количественным данным о свойствах хладагентов. Отобрано пять обобщенных методик расчета локальных КТО и четыре методики расчета градиентов давления при кипении жидкостей в горизонтальных трубах. Составлены методика и программа совместного расчета КТО и падения давления при кипении десяти хладагентов в змеевиках с числом горизонтальных труб от 2 до 20. Выполнено сопоставление расчетных значений средних по ходу движения КТО и градиентов давления с доступными экспериментальными данными. Приводятся примеры влияния конструктивных и режимных параметров на КТО, падение давления и теплоприток к змеевикам. Показано, что на КТО и падение давления в змеевиках наиболее существенно влияют плотность теплового потока и относительная длина труб, которые при выбранном диаметре труб определяют массовую скорость хладагента и теплоприток к змеевику. Составленная программа подходит для подбора сочетания параметров змеевика, которые в заданных условиях обеспечивают наиболее высокий КТО при допустимом падении давления конкретного хладагента.

Ключевые слова: хладагент, коэффициент теплоотдачи, методики расчета, проверка достоверности, влияние параметров, приемлемые сочетания.

Информация о статье

Поступила в редакцию 29.12.2015, принята к печати 20.04.2016

doi: 10.21047/1606-4313-2016-15-2-42-47

Ссылка для цитирования

Ейдеюс А. И., Кошелев С. В., Никишин М. Ю. Теплоотдача и падение давления при кипении хладагентов в змеевиках // Вестник Международной академии холода. 2016. № 2. С. 42–47.

Heat transfer and pressure drop at refrigerant boiling in the plate coils

Ph. D. A. I. EIDEYUS¹, S. V. KOSHELEV², Ph. D. M. Yu. NIKISHIN³

¹xktk@bga.gazinter.net, ²entermoria@rambler.ru, ³miknik39@rambler.ru

Kaliningrad Technical State University
«Baltic Fishing Fleet State Academy»
236029, Russia, Kaliningrad, Molodyozhnaya str., 6

Boiling of refrigerant in pipes requires thermal and hydro-mechanical calculations for the evaporators. Under condition of transition to the new refrigerants generalized correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer coefficient (HTC) and pressure drop inside horizontal tubes, which uses known conditions of boiling and quantitative data of the refrigerant properties, are of great particle interest. Five generalized methods for calculating the local HTC and four methods for calculating pressure gradients of the boiling liquid in horizontal pipes were selected. A method and a program for joint calculation of HTC and pressure drop during boiling of ten refrigerants in the coils with the number of horizontal pipes from 2 to 20 were made. The comparison of the calculated HTC average values in a tube downstream and pressure gradients with the available experimental data were made. Examples of the impact of structural and operational parameters on the HTC, pressure drop, and heat influx of coils are given. The pressure drop and HTC in coils are shown to affect the heat flux density and the relative length of the pipe most significantly, which at a selected pipe diameter determine refrigerant mass velocity and heat influx of the coil. The program made can be used for the coil parameter selection to provide highest HTC with the allowable pressure drop for a particular refrigerant.

Keywords: generalized correlation, heat transfer coefficient, calculation method, validation, impact of parameters, acceptable combinations.

Применение змеевиковых испарителей способствует уменьшению количества хладагента в холодильной системе (ХС), что важно с позиций экологии. Интенсификация теплоотдачи в змеевиках приводит к росту падения давления кипящего хладагента, из-за чего снижаются производительность компрессора и энергоэффективность ХС. Поэтому при проектировании и анализе работы змеевиковых испарителей необходим тепловой и гидромеханический их расчет. В связи с применением новых хладагентов перспективными представляются обобщенные методики расчета, которые позволяют получить результаты в зависимости от свойств хладагента и условий его кипения.

Зарубежными исследователями подготовлен целый ряд методик расчета локальных коэффициентов теплоотдачи (КТО) и градиентов давления при кипении хладагентов в горизонтальных трубах. С учетом оценок, выполненных разными специалистами, нами выбраны методики расчета КТО, изложенные в статьях [1–5]. Произведена некоторая их корректировка, чтобы наряду с турбулентным режимом течения парожидкостной смеси учесть переходный и ламинарный режимы [6]. Ввиду нелинейного изменения локальных КТО по ходу движения двухфазного потока горизонтальную трубу при расчетах приходится делить на короткие участки.

Для расчета обусловленного трением градиента давления при кипении разных хладагентов в горизонтальных трубах выбраны гомогенная модель [7] и обобщенные методики [8–10], опирающиеся на модель раздельного движения фаз. Краткое описание методик и сравнительная их оценка приводится в статье [11]. Градиенты давления изменяются по ходу движения кипящего хладагента в обогреваемой трубе. Поэтому падение давления на трение ΔP_{τ} также приходится определять по коротким участкам.

Необходимость деления труб на короткие участки при расчете КТО и градиента давления по обобщенным методикам делает процедуру вычислений весьма трудоемкой. Чтобы облегчить выполнение многовариантных расчетов, составлена программа расчета КТО по пяти методикам и градиента давления по четырем методикам при кипении десяти хладагентов в горизонтальных трубах. На нее получено свидетельство № 2015610039 о гос. регистрации программы для ЭВМ от 12.01.15. При использовании программы необходимо выбрать вид хладагента и задать внутренний диаметр трубы d_{τ} , температуру кипения t_0 , массовые паросодержания в начале $x_{\text{н}}$ и на выходе $x_{\text{в}}$ зоны испарения, массовую скорость хладагента w и плотность теплового потока q . Расчет ведется по дискретным значениям паросодержания x в диапазоне от $x_{\text{н}}$ до $x_{\text{в}}$. Если зона испарения делится на 50 участков, то приращение $\Delta x = (x_{\text{в}} - x_{\text{н}})/50$. Длина их находится по формуле:

$$\Delta l = w p d_{\tau} r \Delta x / (4q),$$

где r — удельная теплота парообразования, Дж/кг.

На расчет локальных КТО и градиентов давления по выбранным методикам затрачивается около двух секунд. В качестве основных результатов программа выдает длину зоны испарения $l_{\text{н}}$, средние по каждой методике значения КТО α_c и падения давления на трение

во всей зоне испарения ΔP_{τ} , найденные по четырем методикам. Ввод исходных данных и вывод основных результатов расчета осуществляется с одного листа Microsoft Excel.

Проверка достоверности методик расчета и составленной после их корректировки программы для ЭВМ проводилась путем сопоставления результатов расчета с экспериментальными данными. Были использованы опытные данные зарубежных исследователей, к которым открыт доступ в сети Интернет. Результаты опытов в разных изданиях публикуются в виде рисунков, отражающих зависимость локального КТО или градиента давления от массового паросодержания x при фиксированных условиях кипения. Рассматривались лишь данные по кипению хладагентов в горизонтальных гладких трубах диаметром d_{τ} не менее 4 мм. Количество точек на рисунках различное. По кривым, проходящим через экспериментально полученные точки, для конкретного хладагента были получены средние значения КТО $\alpha_{\text{с}}$ или градиента давления $(dP/dz)_{\text{с}}$. Расчетом по составленной программе также были найдены средние значения $\alpha_{\text{рс}}$ или $(dP/dz)_{\text{рс}}$ при условиях соответствующего эксперимента.

К настоящему времени удалось найти и обработать 271 кривую о локальных КТО при кипении в трубах хладагентов R404A, R410A, R134a, R507A, R407C и R717. Собранные из 24 источников данные по измерениям КТО охватывают диапазон $t_0 = -30 \dots +45$ °C; $w = 10 \dots 1100$ кг/(м²·с); $q = 2500 \dots 150000$ Вт/м²; $d_{\tau} = 4,26 \dots 23,72$ мм; $x_{\text{н}} = 0,01 \dots 0,93$; $x_{\text{в}} - x_{\text{н}} = 0,05 \dots 0,98$. Заметим, что немало опытов проведено при условиях, которые не характерны для ХС. Повышенные значения теплового потока q , в частности, можно объяснить стремлением уменьшить погрешность эксперимента, которая во многом зависит от точности измерения разности Δt между температурами внутренней стенки трубы и кипящего хладагента $\alpha = q/\Delta t$.

Расчетные значения среднего КТО, полученные по каждой методике, обычно не совпадают. Для оценки достоверности этих значений определялись их отклонения от экспериментальных данных по формулам:

$$\epsilon_i = (\alpha_{pi} - \alpha_{\text{э}i}) / \alpha_{\text{э}i};$$

$$\epsilon_{ai} = |\alpha_{pi} - \alpha_{\text{э}i}| / \alpha_{\text{э}i};$$

$$\epsilon_c = \sum \epsilon_i / n;$$

$$\epsilon_{ac} = \sum \epsilon_{ai} / n;$$

$$\sigma = [\sum (\epsilon_i - \epsilon_c)^2 / (n-1)]^{1/2};$$

$$\sigma_a = [\sum (\epsilon_{ai} - \epsilon_{ac})^2 / (n-1)]^{1/2},$$

где ϵ_i , ϵ_{ai} — фактические и абсолютные отклонения; ϵ_c , ϵ_{ac} — средние значения отклонений; σ , σ_a — среднеквадратичные (стандартные) отклонения; n — число обрабатываемых кривых.

Кроме того, определялись средние арифметические значения отношения $(\alpha_{pi} / \alpha_{\text{э}i})_{\text{ср}}$. Анализ показывает, что степень совпадения расчетных и экспериментальных данных зависит от методики расчета, вида хладагента и условий его кипения при проведении опытов. Для R404A ($n = 45$) наилучшие показатели обеспечивает ме-

тодика [3]. При кипении R134a ($n = 59$) по всем методикам расчетные значения КТО оказались немного заниженными, а для R407C ($n = 46$) они завышены, особенно по методике [2]. Для R410A ($n = 87$) лучше подходят методики [4], [2] и [3]; для R717 ($n = 22$) — методики [1], [2] и [5]; для R507A ($n = 12$) — методики [1] и [3]. Поскольку ни одна из рассматриваемых методик не имеет видимых преимуществ, целесообразно находить средний КТО как среднее арифметическое из значений, полученных по пяти методикам. Обсуждаемые показатели точности для всего массива ($n = 271$) приводятся в табл. 1.

Из табл. 1 следует, что для данного массива более достоверными можно считать методики [3] и [1]. Несовпадение расчетных и экспериментальных значений КТО может быть обусловлено как недостатками методик расчета, так и невысокой точностью опубликованных в разных источниках результатов экспериментов, выполненных на разных стендах. Чтобы улучшить совпадение сравниваемых данных, необходимо дальнейшее совершенствование методик расчета и проведение новых опытов по измерению КТО. Пока что предлагается в инженерных расчетах использовать осредненный по пяти методикам КТО.

Опытных данных о градиентах давления оказалось меньше. Из пяти источников обработаны 82 кривые изменения градиента dP/dz при кипении R410A, R134a, R507A и R407C в трубах. Они охватывают диапазон $t_0 = -13,4 \dots +46,3$ °C; $w_p = 70 \dots 700$ кг/(м²·с); $q = 7500 \dots 148000$ Вт/м²; $d_t = 6 \dots 13,8$ мм; $x_{\text{н}} = 0,01 \dots 0,67$; $x_{\text{в}} - x_{\text{н}} = 0,1 \dots 0,989$.

Для сопоставления приняты средние значения $(dP/dz)_{\text{pc}}$, полученные по методике [10]. В диапазоне отклонения отношений $(dP/dz)_{\text{pc}} / (dP/dz)_{\text{эс}}$, равный $\pm 0,3$, попадает 79%, а в диапазон $\pm 0,6$ попадает 91% сравниваемых данных.

Полное падение давления в змеевиках $\Delta P_{\text{п}}$ имеет четыре составляющие, обусловленные трением $\Delta P_{\text{т}}$, ускорением двухфазного потока $\Delta P_{\text{у}}$, местными сопротивлениями $\Delta P_{\text{м}}$ и массовыми силами (нивелирным напором) $\Delta P_{\text{н}}$. Методики расчета составляющих $\Delta P_{\text{у}}$, $\Delta P_{\text{м}}$, $\Delta P_{\text{н}}$, со ссылками на первоисточники, описаны в статье [13]. В ней предполагается, что падение давления в калачах $\Delta P_{\text{к}}$ равно $\Delta P_{\text{м}}$. Показана необходимость расчета составляющих $\Delta P_{\text{к}}$ и $\Delta P_{\text{н}}$ с учетом паросодержания x на входе в каждый калач. Если принять, что калачи находятся вне потока охлаждаемой среды, то расчет КТО и обусловленного трением градиента давления в змеевике можно проводить как для сплошной горизонтальной трубы. Важно только правильно указывать изменение паросодержания x по ходу движения хладагента.

Программа совместного расчета КТО и падения давления по разным методикам должна учитывать число труб в змеевике. Делить их на короткие участки надо так, чтобы выходное сечение последнего участка данной трубы (кроме последней) совпало со входом в очередной калач. В свою очередь, выход из калача считается началом первого участка следующей трубы. Иначе говоря, каждую трубу змеевика надо делить на целое число участков $n_{\text{у}}$. По числу труб в змеевике $n_{\text{т}}$ находится общее число коротких участков $n_{\text{оу}} = n_{\text{у}} n_{\text{т}}$. За основу принимается длина зоны испарения $l_{\text{и}}$ с паросодержанием $x_{\text{н}}$ в начале и $x_{\text{в}}$ на выходе. В пределах каждого участка при равномерном обогреве труб паросодержание изменяется на $\Delta x = (x_{\text{в}} - x_{\text{н}}) / n_{\text{оу}}$. Расчет локальных КТО, градиентов давления и падения давления в калачах проводится в зависимости от дискретных значений паросодержания x . Чтобы поделить диапазон $x_{\text{в}} - x_{\text{н}}$ примерно на 100 участков, пришлось подбирать $n_{\text{у}}$ и $n_{\text{оу}}$ в зависимости от числа труб $n_{\text{т}}$ и одновременно устанавливать номера сечений на входе в каждый калач. При $n_{\text{т}} = 2 \dots 20$ получено $n_{\text{оу}} = 96 \dots 108$.

В разных методиках расчета локальных КТО и градиентов давления используется неодинаковое число показателей свойств насыщенного хладагента. В базу данных составленной программы введены показатели термодинамических и теплофизических свойств, которые используются хотя бы в одной из выбранных методик. Все показатели, найденные по программе Refprop 8.0, приводятся в зависимости от температуры насыщения $t_{\text{с}}$ (кипения t_0). Охвачен диапазон $t_{\text{с}} = -50 \dots +45$ °C с шагом 0,2 °C. Для неазетропных хладагентов определяющей считается температура насыщенной жидкости.

Исходными данными для расчета являются: вид хладагента, температура t_0 , внутренний диаметр труб $d_{\text{т}}$, паросодержания $x_{\text{н}}$, $x_{\text{в}}$, теплоприток к змеевику Q_3 , число $n_{\text{т}}$ и длина $l_{\text{т}}$ горизонтальных труб, радиус калачей $R_{\text{к}}$ или отношение $z = R_{\text{к}} / d_{\text{т}}$, угол наклона плоского змеевика θ . Вместо значений Q_3 и $l_{\text{т}}$ можно задавать массовую скорость w_p и плотность теплового потока q . В этом случае расчетными величинами становятся длины $l_{\text{и}}$, $l_{\text{т}}$ и теплоприток Q_3 . К основным результатам расчета относятся: средние по пяти методикам значения КТО, падение давления хладагента на трение по четырем методикам и составляющие полного падения давления $\Delta P_{\text{у}}$, $\Delta P_{\text{к}}$, $\Delta P_{\text{н}}$. Программа выдает также осредненное по пяти методикам значение среднего КТО и полное падение давления $\Delta P_{\text{п}}$. Последнее находится как сумма упомянутых трех составляющих и падения давления на трение по методике [10]. Одновременно определяется сумма тех же трех

Таблица 1

Оценка достоверности расчетных КТО

Показатели	Методика					Среднее из пяти
	[1]	[2]	[3]	[4]	[5]	
$(\alpha_{\text{р}}/\alpha_{\text{зи}})_{\text{ср}}$	1,033	1,274	1,045	1,11	1,168	1,124
$\varepsilon_{\text{с2}}, \%$	0,31	27,36	4,48	11,01	16,75	12,37
$\varepsilon_{\text{ас2}}, \%$	32,79	39,95	31,53	33,06	38,81	33,83
$\sigma_3, \%$	45,94	58,01	43,81	46,16	53,25	48,26
$\sigma_{\text{с}}, \%$	32,12	55,15	30,69	34,00	40,08	36,53

составляющих и среднего по четырем методикам падения давления на трение.

Составленная программа позволяет проводить численный анализ влияния конструктивных и режимных параметров на теплоотдачу и падение давления хладагента в змеевиках. Конструкцию змеевика определяют внутренний диаметр d_t , число n_t и длина l_t горизонтальных труб, радиус калачей R_k или отношение $z = R_k / d_t$, а также угол наклона θ калачей. Длина зоны испарения l_{in} находится как произведение $l_{in} = l_t n_t$ и проверяется по уравнению теплового баланса. К режимным параметрам наряду с видом хладагента относятся температура кипения t_0 , паросодержания x_n и x_b , а также плотность теплового потока q , по которой находится теплоприток к змеевику $Q_3 = \pi l_{in} d_t q$. Удобно в качестве удельного показателя использовать относительную длину труб $a = l_{in} / d_t a$. Массовая скорость хладагента при заданных значениях q и a находится по выражению:

$$w_p = 4q \cdot a / [(i'' - i')(x_b - x_n)].$$

Очевидно, что с ростом как q , так и a наряду с повышением скорости w_p происходит увеличение КТО и падения давления. Количественное влияние этих и других переменных покажем на примерах. Сначала отметим, что при сделанных допущениях число труб n_t , радиус калачей R_k и угол наклона θ не влияют на КТО. Полное падение давления ΔP_n с увеличением числа труб слегка возрастает. Этот прирост из-за влияния нивелирного напора оказывается наибольшим при $\theta = 90^\circ$ и наименьшим при $\theta = -90^\circ$. Основная доля падения давления обусловлена трением двухфазного потока.

Изменение осредненного по пяти методикам КТО α_c и найденного с использованием методики [10] полного падения давления ΔP_n в зависимости от значений q , a и d_t приводится на рис. 1, 2 для случая кипения R404A при $t_0 = -40^\circ\text{C}$, $n_t = 10$, $R_k = 2d_t$, $\theta = 0^\circ$. Как ожидалось, с ростом q и a значения α_c и ΔP_n увеличиваются. Диапазон значений q и a здесь ограничен так, чтобы падение давления ΔP_n не превышало 27890 Па, что соответствует понижению температуры насыщения $\Delta t_s = 5^\circ\text{C}$. Дополнительно на рис. 2 проведены пунктирные линии, соответствующие $\Delta t_s = 2^\circ\text{C}$ и 4°C . Вполне логично, что с увеличением диаметра d_t падение давления уменьшается (рис. 2). Влияние диаметра d_t на КТО оказывается весьма сложным. Линии КТО, показанные на рис. 1, при пониженных значениях q и a искривляются и пересекаются.

Более наглядно влияние диаметра d_t на КТО отражает рис. 3, построенный по тем же исходным данным, но при $q = 1592 \text{ Вт/м}^2$. Аналогичные графики были построены и при других значениях q . Они показывают, что во многих случаях с ростом d_t сначала КТО понижается до некоторого минимального значения, а затем плавно повышается. При достаточно высоких значениях q и a сразу начинается повышение КТО с ростом d_t . Сложное влияние d_t на КТО может быть обусловлено изменением режима течения двухфазного потока, подавлением пузырьков пара движущимся потоком и делением на диаметр d_t числа Нуссельта, которое в ламинарном режиме считается постоянным [12].

По условиям рассматриваемого примера найдены приемлемые сочетания a и q при допустимых значениях

$\alpha_c, \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$

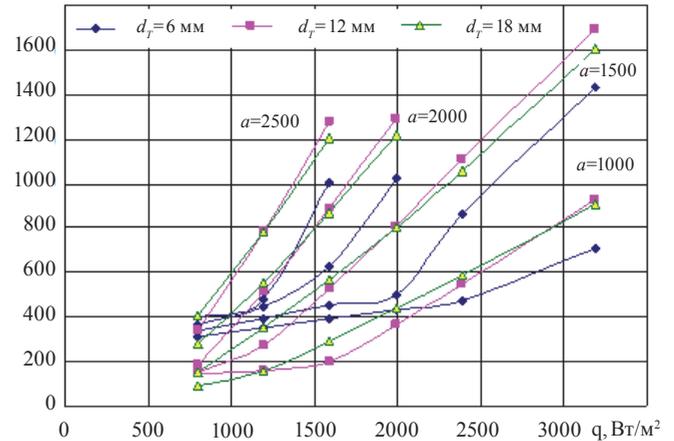


Рис. 1. Изменение осредненного КТО в змеевиках

$\Delta P_n, \text{Па}$

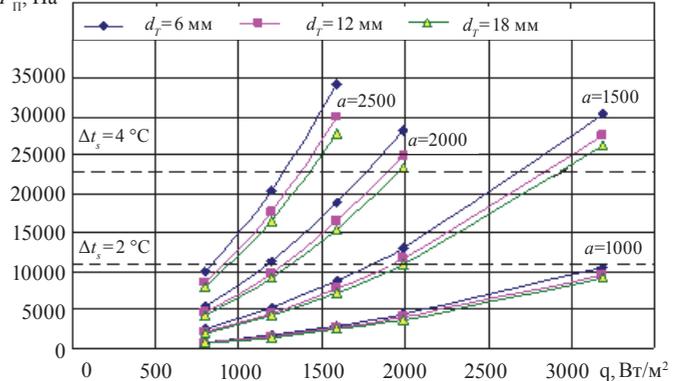


Рис. 2. Изменение полного падения давления в змеевиках

$\alpha_c, \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$

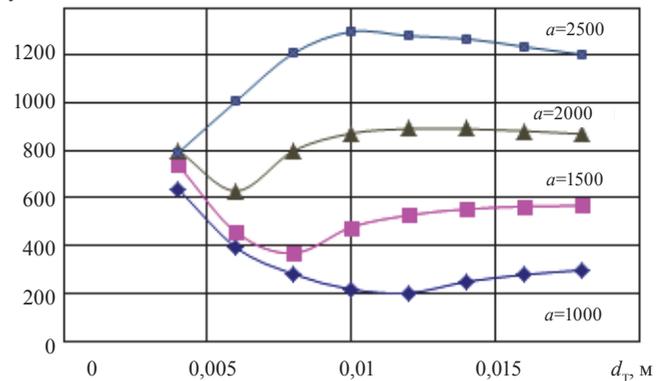


Рис. 3. Влияние диаметра d_t на КТО

Δt_s (рис. 4). Как видим при $\Delta t_s = 1^\circ\text{C}$ в диапазоне $a \geq 1000$ приемлемы лишь $q < 2250 \text{ Вт/м}^2$. Таким сочетаниям соответствуют средние КТО ниже 500 Вт/м^2 , значения которых зависят от диаметра d_t . С увеличением допустимой величины Δt_s происходит непропорциональное повышение значений q и a . Например, для змеевика с длиной $a = 1500$ при $\Delta t_s = 1^\circ\text{C}$ наибольший тепловой

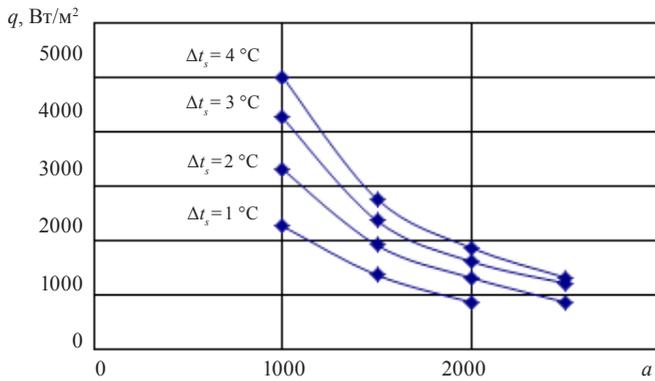


Рис. 4. Взаимосвязь между q , a и Δt_s

поток $q = 1350 \text{ Вт/м}^2$. Чтобы удвоить его, необходимо повысить Δt_s до $4 \text{ }^\circ\text{C}$. Средние КТО в последнем случае составят около 1150 Вт/м^2 .

Анализ расчетных данных показывает, что при других температурах кипения t_0 сохраняются прежние тенденции влияния варьируемых переменных. Падение давления ΔP_n при фиксированных q , a и d_t плавно уменьшается по мере роста температуры t_0 , что можно объяснить повышением плотности парожидкостной смеси. С ростом температуры t_0 увеличивается и изменение давления ΔP_s , соответствующее конкретной величине понижения температуры Δt_s . Если для R404A значению $\Delta t_s = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ соответствует $\Delta P_s = 27890 \text{ Па}$ при $t_0 = -40 \text{ }^\circ\text{C}$, то при $t_0 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$ уже $\Delta P_n = 70490 \text{ Па}$. Поэтому при повышенных t_0 допустимо более высокое падение давления в змеевиках. Оно, в свою очередь, способствует увеличению значений q и a , влияющих на КТО.

Сложное влияние значений d_t , q и a на КТО сохраняется при разных температурах t_0 . Даже при фиксированных значениях d_t и q влияние температуры на КТО оказывается неоднозначным. Например, в рассматриваемом змеевике с $d_t = 12 \text{ мм}$, $a = 1500$ при $q < 2000 \text{ Вт/м}^2$ значения КТО слегка повышаются с ростом t_0 . Когда $q > 3000 \text{ Вт/м}^2$, наблюдается понижение КТО по мере роста t_0 . Влияние температуры t_0 на КТО при прочих равных условиях зависит от диаметра d_t . Наибольшие расхождения расчетных КТО, найденных при разных t_0 , проявляются при $d_t < 10 \text{ мм}$.

Для оценки влияния вида хладагента и температуры t_0 на КТО и падение давления сравнивались R22, R404A и R410A. В расчетах охвачен широкий диапазон варьируемых переменных. Оказалось, что наименьшее падение давления ΔP_n приходится на R410A при всех температу-

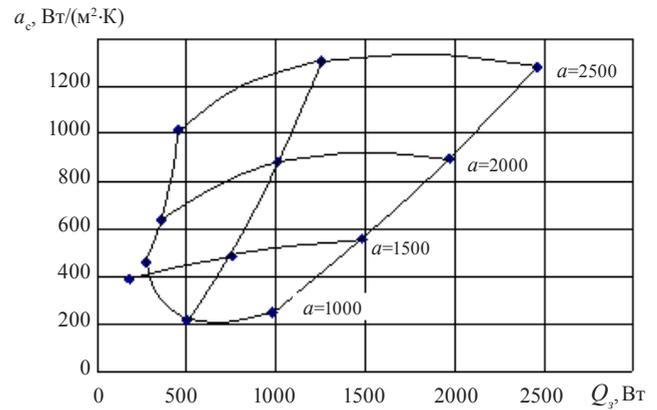


Рис. 5. Зависимость среднего КТО от тепловой нагрузки Q_3

рах t_0 . Падение давления R22 и R404A почти одинаковые, но заметно выше по сравнению с R410A. На КТО вид хладагента и температура t_0 оказывают противоречивое влияние. Некоторое представление об этом дают приведенные в табл. 2 данные, полученные для змеевика с $n_t = 12$, $d_t = 10 \text{ мм}$. Из нее следует, что при $q = 1592 \text{ Вт/м}^2$ по нарастанию КТО хладагенты располагаются в очередности R22, R410 и R404A независимо от температур t_0 . Когда $q = 4777 \text{ Вт/м}^2$, R22 и R404A становятся конкурирующими, а R410A обеспечивает наибольший КТО. Ввиду сравнительно низкого падения давления для R410A вполне допустимы повышенные значения q и a , способствующие росту КТО. Характерно, что при $q = 1592 \text{ Вт/м}^2$ повышение t_0 от $-40 \text{ }^\circ\text{C}$ до $-10 \text{ }^\circ\text{C}$ сопровождается увеличением КТО. Когда $q = 4777 \text{ Вт/м}^2$, такое же повышение t_0 приводит к уменьшению КТО для всех трех хладагентов.

В статье [13] отмечена целесообразность изображать падение давления ΔP_n в зависимости от теплопритока к змеевику $Q_3 = \pi l_n d_t q = q \pi d_m^2 a$ при фиксированных значениях a и диаметра d_t . График такой зависимости приведен в ней для случая кипения R404A в змеевике с $n_t = 8$, $R_k = 2d_t$, $\theta = 90^\circ$, температурой кипения $t_0 = -40 \text{ }^\circ\text{C}$ при $q = 1600 \text{ Вт/м}^2$, трех значениях диаметра d_t и четырех значениях длины a . Аналогичный график для КТО при тех же исходных данных показан на рис. 5. По расчетным данным для линии, соответствующей $a = 2500$, понижение температуры Δt_s составило $6,4 \text{ }^\circ\text{C}$ при $d_t = 6 \text{ мм}$ и $5,2 \text{ }^\circ\text{C}$ при $d_t = 14 \text{ мм}$, что несколько превышает верхний предел значений, рекомендуемых в [14]. Следовательно, нельзя увеличивать длину a для уменьшения числа змеевиков в испарителе. Увеличение диаметра d_t при выбранной длине a приводит к некоторому снижению ΔP_n (Δt_s) и заметному увеличению теплопритока Q_3 .

Таблица 2

Данные для сравнения КТО трех хладагентов

$t_0, \text{ }^\circ\text{C}$	a	$q, \text{ Вт/м}^2$	Значения КТО		
			R22	R410A	R404A
-40	1500	1592	322	391	477
— « —	— « —	4777	2533	2621	2540
-10	1500	1592	452	546	617
— « —	— « —	4777	2172	2341	2236

С точки зрения компактности испарителя и снижения массы хладагента в нем обычно стремятся не к увеличению, а к уменьшению диаметра d_t . Если увеличивается плотность теплового потока q , то приходится уменьшать длину a , чтобы удержать понижение температуры Δt_s , хотя бы на уровне 5°C .

Как видно из рис. 5, в рассматриваемых условиях наибольший КТО достигается при $a = 1500$ и $d_t = 10$ мм. Он, однако, едва достигает $1300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, хотя $\Delta t_s = 5,6^\circ\text{C}$. В случае уменьшения длины a при тех же значениях q и d_t наряду со снижением Δt_s понижаются КТО и теплоприток Q_s . При $q = 1600 \text{ Вт}/\text{м}^2$ в рассматриваемом примере наиболее приемлемы значения $a = 2000 \dots 2400$ и $d_t = 8 \dots 16$ мм. Если $q = 2400 \text{ Вт}/\text{м}^2$, то приемлемы значения $a = 1500 \dots 1800$ и $d_t = 8 \dots 16$ мм. Из-за падения давления ΔP_n с ростом теплового потока q приходится уменьшать длину a . Тем не менее, для получения достаточно высоких КТО следует увеличивать значения a и/или q , обращая внимание на понижение температуры Δt_s . Заметим, что плотность теплового потока q преимущественно зависит от условий теплоотдачи на наружной поверхности труб.

Таким образом, составленная по обобщенным методикам программа расчета позволяет с приемлемой точностью подбирать сочетания конструктивных и режимных параметров змеевика, обеспечивающих высокую интенсивность теплоотдачи выбранного хладагента при допустимом понижении температуры его насыщения.

Список литературы (References)

- Shah M. M. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. *ASHRAE Trans.* 1982. 88 (1), p. 185–196.
- Gungor K. E., Winterton R. H. S. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1986. 29 (3), p. 351–358.
- Gungor K. E., Winterton R. H. S. 1987. Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparison with data. *Chemical Engineering Research and Design*. 1987. vol. 65 (2), p. 148–156.
- Kandlikar S. G. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. *J. Heat Transfer*. 1990. Vol. 112, p. 219–228.
- Liu Z., Winterton R. H. S. General correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1991. vol. 34 (11), p. 2759–2766.
- Ейдеюс А. И., Никишин М. Ю., Кошелев В. Л. Сравнение интенсивности теплоотдачи и падения давления при кипении хладагентов R404A и R22 в горизонтальных трубах // Вестник Международной академии холода. 2015. № 1. С. 69–74. [Eydeyus A. I., Nikishin M. Y., Koshelev S. V. Sravnenie intensivnosti teplotdachi i padeniya davleniya pri kipenii hladagentov R404A i R22 v gorizontalnyh trubah. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2015. No 1. p. 69–74. (in Russian)]
- Кутенов А. М., Стерман Л. С., Стюшин Н. Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. — М.: Высшая школа, 1986. 448 с. [Kutepov M., Sterman L. S., Stushin N. G. *Gidrodinamika i teplotobmen pri obrazovanii*. Moscow. Vyshaja shkola, 1986. p. 448. (in Russian)]
- Grönnerud R. Investigation in liquid holdup, Flow resistance and heat transfer in circular type evaporators, part IV: Two-phase resistance in boiling refrigerants, *Bulletin de l'Inst. du Froid, Annexe*. 1972. No 1.
- Friedel L. Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow, European two-phase flow group meeting, Ispra, Italy, 1979. June, paper E2.
- Müller-Steinhagen H., Heck K., A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. *Chem. Eng. Process*, 1986. vol. 20, p. 297–308.
- Ейдеюс А. И., Никишин М. Ю., Кошелев С. В. Потери давления при трении при кипении хладагента в трубах // Вестник Международной академии холода. 2014. № 1. С. 64–67. [Eydeyus A. I., Nikishin M. Y., Koshelev S. V. Poteri davleniya pri kipenii hladagenta v trubah. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2014. No 1. p. 64–67. (in Russian)]
- Kakac S., Liu M. Heat exchangers: selection, rating and thermal design. CRC Press. 2002. 492 p.
- Ейдеюс А. И., Кошелев С. В., Никишин М. Ю. Падение давления в змеевиковых испарителях и производительность компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2015 № 5. С. 12–19. [Eydeyus A. I., Koshelev S. V., Nikishin M. Y. Padenie davleniya v zmeevikovykh isparitelyah i proizvoditelnost kompressora. *Kompressornaya tehnika i pnevmatika*. 2015. No 5. p. 12–19]
- Данилова Г. Н. Теплообменные аппараты холодильных установок. — Л.: Машиностроение, 1986. 303 с. [Danilova G. N. *Teplotobmennye apparaty holodilnykh ustanovok*. L.: Mashinostroenie, 1986. 303 p. (in Russian)]



1st IIR International Conference
Cryogenics and Refrigeration
Technology
22-25 June 2016
Bucharest, Romania

<http://icert2016.criofrig.ro>

Under the auspice of the IIR, the 1st International Conference on Cryogenics and Refrigeration Technology represents the convergence of innovative ideas within a challenging field that is continually developing.

This new conference offers a unique opportunity to discuss research ideas and exchange knowledge and practices based on first-hand experience in cryogenic and refrigeration technologies and the applicability of these sciences in several industrial sectors such as air separation units, helium recovery and liquefaction plants, and industrial heat transfer processes.

Contact Us

Tel.: 0040 236 312437; Fax: 0040 236 463059
 E-mail: icert2016@criofrig.ro