

## Сравнение интенсивности теплоотдачи и падения давления при кипении хладагентов R404A и R22 в горизонтальных трубах

Канд. техн. наук А. И. ЕЙДЕЙУС<sup>1</sup>, М. Ю. НИКИШИН<sup>2</sup>,  
С. В. КОШЕЛЕВ<sup>3</sup>

<sup>1</sup>xktk@bga.gazinter.net, <sup>2</sup>miknik39@rambler.ru, <sup>3</sup>entermoria@rambler.ru  
Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота (БГАРФ)  
236029, г. Калининград, ул. Молодежная, 6

*В связи с ограничением применения хладагента R22 остро стоит вопрос о выборе хладагента для судовых холодильных установок, работающих при температурах кипения  $-30...-45$  °С. Альтернативный хладагент наряду с другими свойствами должен обеспечить высокую интенсивность теплоотдачи и низкое падение давления при кипении в трубах. Выполнены сравнительные расчеты коэффициентов теплоотдачи по пяти обобщенным методикам и падения давления по пяти методикам при кипении R404A и R22 в горизонтальных трубах для разных сочетаний исходных данных. Предложено сравнивать хладагенты при фиксированных значениях длины труб и полного теплопритока, т. к. при фиксированных значениях массовой скорости  $w_p$  и плотности теплового потока  $q$  получаются неодинаковые длины испарительного участка для разных хладагентов. Сравнение при одинаковой длине труб показывает, что по всем методикам расчета R404A обеспечивает повышенную интенсивность теплоотдачи по сравнению R22, а падения давления  $\Delta P_T$  различаются незначительно, пока совпадают паросодержания  $x_n$  на входе в трубу. Объемные расходы образующегося пара при кипении R404A оказываются меньше, что указывает на возможность повышения холодопроизводительности компрессоров, работавших ранее на R22.*

**Ключевые слова:** хладагенты, внутритрубное кипение, горизонтальные трубы, теплоотдача, падение давления, расчеты.

## The comparison of the intensity of heat transfer and pressure drop during boiling of the refrigerants R404A and R22 in horizontal pipes

Ph. D. A. I. EIDEYUS<sup>1</sup>, M. Yu. NIKISHIN<sup>2</sup>, S. V. KOSHELEV<sup>3</sup>

<sup>1</sup>xktk@bga.gazinter.net, <sup>2</sup>miknik39@rambler.ru, <sup>3</sup>entermoria@rambler.ru  
Baltic fishing fleet state academy  
236035, Russia, Kaliningrad, Molodezhnaya str., 6

*Due to the limited use of R22 there is an issue about the choice of refrigerant for marine refrigeration units operating at the boiling temperatures of  $-30...-45$  °C. Alternative refrigerant, along with other properties, must provide high intensity of heat transfer and low pressure drop during boiling in the tubes. The comparative calculations of heat transfer coefficients by the five generalized correlations and pressure drop by the five correlations during boiling R404A and R22 in horizontal pipes for different combinations of the original data are made. It is proposed to compare refrigerants for fixed values of the pipe length and full heat input as, for fixed values of the mass velocity  $w_p$  and heat flux  $q$ , unequal length evaporative area for different refrigerants are obtained. Comparison with the same pipe length shows that, with all the methods of calculation, R404A provides increased rate of heat transfer compared to R22 and pressure drops  $\Delta P_T$  do not differ significantly as long as in the inlet of the tube vapor quality  $x_n$  is the same. Volumetric flow rates of vapor formed during boiling R404A are smaller that suggests the possibility of increasing the cooling capacity of the compressor working on R22.*

**Keywords:** refrigerants, intube boiling; horizontal tubes, heat transfer, pressure drop, calculations.

Хладагент R404A считается одним из возможных заменителей R22 [1]. Многие классификационные общества допускают его применение в судовых холодильных установках (СХУ). Важным недостатком R404A является высокий потенциал глобального потепления (ПГП). Поэтому продолжают поиски подходящих хладагентов с низким ПГП. Тем временем, в России устанавливает-

ся поэтапный запрет на проектирование с 1.01.2014 г. и на строительство с 1.01.2015 г. сооружений, содержащих озоноразрушающие вещества [2]. В связи с этим, выбор альтернативы для R22 стал неизбежным. На выбор вида хладагента влияет много факторов. Наряду с экологической и пожарной безопасностью первостепенное значение имеет энергоэффективность, которая

при сохранении прежних размеров испарителей зависит от интенсивности теплоотдачи и падения давления при кипении хладагента [3].

Настоящий анализ направлен на сравнение двух хладагентов по условиям работы СХУ, которые характеризуются температурами кипения  $t_0 = -30 \dots -45$  °С и невысокой плотностью теплового потока  $q$  в воздухоохладителях (ВО). Сравнение хладагентов R404A и R22 имеет практическое значение и не менее важным аспектом является разработка методики сравнения. Трудность сравнительного анализа обусловлена сложностью процессов кипения и отсутствием достоверных методик расчета коэффициентов теплоотдачи (КТО) и падения давления при кипении жидкостей в трубах. Чтобы не рассматривать конструкции ВО и иных испарителей, здесь учитывается лишь падение давления на трение в прямой трубе, которое при правильной компоновке аппарата является определяющим.

Гидродинамике и теплообмену при кипении хладагентов в трубах и других каналах посвящено много зарубежных исследований. В последнее время повышенный интерес к этим вопросам стали проявлять отечественные специалисты [4–6]. Поскольку теоретические модели процессов кипения оказываются сложными и неточными, предпочтение отдается экспериментальному их исследованию. Путем обработки определенных массивов экспериментальных данных по кипению разных жидкостей в трубах получен ряд обобщенных зависимостей для расчета локальных КТО и градиента давления, обусловленного трением. Для расчета КТО наиболее популярными стали методики, изложенные в статьях [7–11]. Примеры расчета по ним и сравнение расчетных данных с результатами, полученными по некоторым другим методикам, приводятся в статье [12].

Приближенный расчет градиента давления при кипении жидкостей в трубах выполняют по гомогенной модели, которая не учитывает скольжения фаз и описана в книге [13]. Более достоверными считаются методики, опирающиеся на раздельное движение фаз и изложенные в статьях [14–17]. Результаты расчета по ним градиента давления  $dP_T/dz$  и потерь давления на трение  $\Delta P_T$  при кипении хладагента R22 для нескольких сочетаний условий кипения приводятся в статье [18].

Достоинством обобщенных методик расчета КТО и градиента давления в зависимости от массового паросодержания  $x$  двухфазного потока является использование основных свойств рабочей жидкости. Это позволяет распространить их на разные хладагенты. Ввиду использования многочисленных показателей свойств хладагента и ряда условных переходов расчет по обобщенным методикам оказывается достаточно трудоемким. Чтобы снизить трудоемкость, пришлось составить программу расчетов по методикам [7–10] и градиента давления по гомогенной модели [13] и методикам [14–16]. Поскольку во всех методиках используются показатели свойств насыщенного хладагента, оказалось целесообразным объединить в одной программе расчет КТО и градиента давления. Программа составлена в пакете Excel, встроенные функции которого позволяют без затруднений находить средний КТО по локальным его значениям и общее падение давления на испаритель-

ном участке по найденным значениям градиента  $dP_T/dz$ . Расчеты по методикам [11] и [17] проводились с использованием программы «калькулятор», описанной в книге [19]. При этом показатели свойств R404A были введены как свойства собственного хладагента.

С учетом специфики кипения хладагента в аппаратах СХУ в обобщенные методики расчета были внесены некоторые изменения. Они обусловлены тем, что обобщенные методики предполагают турбулентный режим течения кипящей жидкости. Из-за невысоких значений массовой скорости  $w_p$  и плотности теплового потока  $q$ , расчетные значения числа Рейнольдса, определяемые по условиям движения только жидкой фазы, получаются обычно менее 10000, а нередко и менее 2300. Чтобы не ограничивать область применения программы, для определения вынужденной (конвективной) составляющей КТО критерий Нуссельта  $Nu$  вычисляется по разным формулам. Для турбулентного режима используется формула Б. С. Петухова.

В диапазоне чисел  $2000 < Re < 10000$  расчет ведется по формуле В. Гнелинского. При числах  $Re < 2000$ , полученный по формуле Гнелинского критерий  $Nu_f$  сравнивается с его значением для ламинарного движения, которое при постоянной плотности теплового потока можно считать равным  $Nu_{\lambda} = 4,36$  [20]. Для продолжения расчета при малых числах  $Re$  выбирается большее из значений  $Nu_f$  и  $Nu_{\lambda}$ .

При экспериментальном исследовании процессов кипения жидкости в трубах обычно задают массовую скорость  $w_p$  и плотность теплового потока  $q$ . Массовое паросодержание  $x$  при равномерном обогреве трубы линейно изменяется по ходу движения двухфазного потока. Локальные КТО при прочих равных условиях зависят от режима течения парожидкостной смеси. Обобщенные зависимости для расчета локальных КТО предполагают использование значений  $w_p$ ,  $q$  и  $x$ . Внутренний диаметр трубы  $d_T$  и температура кипения  $t_0$  в явном виде не используются, но учитываются при определении показателей свойств насыщенного хладагента и массовой скорости  $w_p$ . Паросодержания  $x_n$  в начале испарительного участка и  $x_b$  на выходе из него являются варьируемыми величинами при проведении как опытов, так и расчетов. Наибольший интерес представляют процессы при полном испарении жидкости. По некоторым методикам расчета при паросодержаниях 0 и 1 получается деление на нуль. Поэтому целесообразно принимать  $x_b = 0,99$ . Указанное значение вполне соответствует параметрам на границе между жидкостной и паровой зонами в связи с тем, что в центре парового потока могут находиться мелкодисперсные частицы жидкости.

В зависимости от сочетания значений  $w_p$ ,  $q$ ,  $x_n$ ,  $x_b$ ,  $t_0$ ,  $d_T$  изменяются длина испарительного участка  $l_n$ , локальные КТО  $\alpha$  и, обусловленный трением, градиент давления  $dP_T/dz$  по ходу движения потока. Наличие этих данных, полученных при изменении паросодержания  $x$  с небольшим шагом в пределах от  $x_n$  до  $x_b$ , позволяет определить среднее значение КТО  $\alpha_{cp}$  и полную потерю давления на трение  $\Delta P_T$  в жидкостной зоне.

Численные значения  $\alpha_{cp}$  и  $\Delta P_T$ , найденные по пяти разным методикам для восьми вариантов исходных данных при  $x_n = 0,99$ , приводятся в табл. 1. Методикам присвоены номера в соответствии с их расположением

в списке литературы. По каждой методике получено два расчетных значения. Верхнее из них характеризует процесс кипения R404A, а нижнее — R22. Первый вариант исходных данных принят в качестве опорного. В других вариантах по очереди изменяется одна из варьируемых величин, значение которой в табл. 1 выделено жирным шрифтом. Для варианта 7 принято одинаковое значение температуры дросселируемой жидкости  $t_{ж} = 20$  °C на входе в трубу. Начальное паросодержание  $x_n$  после дросселирования при  $t_0 = -30$  °C составляет  $x_n = 0,378$  для R404A и  $x_n = 0,265$  для R22. В нижней части табл. 1 приводятся расчетные значения длины испарительного участка  $l_n$ , полный теплоприток к хладагенту на этом участке  $Q$ , массовый  $G_a$  и объемный  $V_n$  расходы образующегося пара. Эти величины находятся по известным соотношениям:

$$l_n = \omega r d_r r (x_b - x_n) / 4q;$$

$$Q = q \pi d_r l_n;$$

$$G_a = \omega r \cdot 0,785 d_r^2 = Q / [r (x_b - x_n) 0,785 d_r^2];$$

$$V_n = G_a / \rho'' ,$$

где  $r$  — удельная теплота парообразования,  $r = i'' - i'$ ;  $\rho''$  — плотность насыщенного пара при температуре кипения.

Все величины подставляются в размерности СИ. Для удобства восприятия в табл. 1 расходам  $G_a$  и  $V_n$  присвоены размерности кг/ч и м<sup>3</sup>/ч, т.е. соответствующие их значения умножены на 3600.

Данные табл. 1 позволяют проследить влияние варьируемых переменных на средние КТО  $\alpha_{cp}$  и падение давления  $\Delta P_T$ , а также на значения  $l_n$ ,  $Q$ ,  $G_a$ ,  $V_n$ . Сначала заметим, что расчетные значения как  $\alpha_{cp}$ , так и  $\Delta P_T$ , полученные по разным методикам при одинаковых исходных данных, не совпадают, хотя все они отражают примерно одинаковый характер влияния варьируемых переменных. Для R404A средние значения КТО немого меньше, а потери давления значительно меньше по сравнению с аналогичными данными для R22. Во всех вариантах при соблюдении равенства массовых расходов  $G_a$  обоих хладагентов значения длины  $l_n$ , теплопритока  $Q$  и объемного расхода  $V_n$  для R404A меньше, чем для R22. Если расход  $V_n$  во всех вариантах для R404A примерно в 1,43 раза меньше, чем для R22, то теплоприток  $Q$  в большинстве вариантов лишь в 1,2 раза меньше. Исключение составляет вариант 7 (при одинаковых температурах  $t_{ж}$  и неодинаковых  $x_n$ ), в котором теплоприток  $Q$  для R404A оказывается в 1,43 раза меньше. Эти данные показывают, что после перехода на R404A при сохранении объемной произво-

Таблица 1

Значения основных показателей кипения R404A и R22 по разным методикам при фиксированных  $q$  и  $\omega r$

Параметры		Численные значения по вариантам							
		1	2	3	4	5	6	7	8
Исходные данные	$q$ , Вт/м <sup>2</sup>	1500	1500	1500	<b>3000</b>	1500	1500	1500	1500
	$\omega r$ , кг/(м <sup>2</sup> ·с)	60	60	60	60	<b>120</b>	60	60	60
	$x_n$	0,01	<b>0,2</b>	0,01	0,01	0,01	0,01	—	0,01
	$t_{02}$ , °C	-30	-30	<b>-43</b>	-30	-30	-30	-30	0
	$d_r$ , м	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	<b>0,018</b>	0,012	0,012
Средние КТО по методикам, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	[7]	600,3 663,1	667,7 745,3	620,4 691,8	626,5 679,2	1549,5 1876,1	596,4 677,3	718,4 765,8	544,2 580,4
	[8]	525,0 555,3	573,7 614,8	516,2 557,1	592,9 608,5	1535,6 1741,0	514,0 565,7	611,3 630,4	542,9 541,4
	[9]	638,9 706,8	695,0 779,1	644,7 723,6	710,7 766,8	1324,1 1584,5	695,4 792,9	735,1 797,3	610,9 648,2
	[10]	524,7 581,8	556,1 612,8	517,8 575,8	611,8 686,2	1473,9 1834,4	486,3 559,1	582,8 622,2	542,5 593,6
	[11]	427,9 454,8	432,9 466,1	478,0 519,7	472,6 484,9	1464,8 1734,7	375,4 396,3	458,4 476,2	401,6 384,3
Падение давления по методикам, Па	[13]	4422 7696	4141 7214	8086 13969	2211 3848	29747 51776	3996 6955	3521 6928	1317 2375
	[14]	4117 6942	4009 6772	7237 12173	2059 3471	34601 57475	3576 6063	3680 6648	1332 2304
	[15]	6506 10733	6078 10045	10822 17750	3253 5367	40621 67105	5896 9725	5261 9688	2308 3952
	[16]	5475 9442	5220 9012	9724 16681	2738 4721	36834 63518	4948 8532	4616 8748	1715 3061
	[17]	3935 6849	3522 6723	6638 12035	1914 3431	28948 54014	3019 5381	3326 6549	1357 2393
$l_n$ , м		22,29 26,67	17,97 21,50	23,33 27,65	11,14 13,36	44,57 53,35	33,43 40,01	13,92 19,96	19,50 24,11
	$Q$ , Вт	1259,8 1507,4	1015,7 1215,2	1318,6 1562,8	1259,3 1510,2	2519,1 3015,3	2834,2 3392,0	786,8 1128,1	1102,2 1362,9
$G_a$ , кг/ч		24,42	24,42	24,42	24,42	48,84	54,94	24,42	24,42
$V_n$ , м <sup>3</sup> /ч		2,315 3,309	2,135 3,309	3,986 5,719	2,315 3,309	4,63 6,62	5,21 7,45	2,315 3,309	0,801 1,15

дительности компрессора увеличится его холодопроизводительность.

Проследивая влияние отдельных переменных, отметим, что увеличение паросодержания  $x_n$  с 0,01 до 0,2 во всех случаях приводит к росту  $\alpha_{cp}$  и понижению  $\Delta P_T$ .

Повышение температуры  $t_0$  в вариантах 3, 1 и 8 по двум методикам дает увеличение, а по трем из них — уменьшение среднего КТО. Падение давления  $\Delta P_T$  по всем методикам с ростом  $t_0$  уменьшается. Удвоение теплового потока  $q$  приводит к некоторому увеличению  $\alpha_{cp}$  и значительному уменьшению  $\Delta P_T$ ; последнее объясняется двукратным сокращением длины  $l_n$ . Увеличение массовой скорости  $w_r$  приводит к значительному росту  $\alpha_{cp}$  и  $\Delta P_T$ . Увеличение внутреннего диаметра  $d_T$  оказывает противоречивое влияние на  $\alpha_{cp}$ , но сопровождается уменьшением  $\Delta P_T$ , несмотря на увеличение длины  $l_n$ . Вариант 7 показывает, что переохлаждение жидкости сильнее влияет на теплоприток  $Q$  при кипении R404A, чем R22.

Чтобы отразить особенности используемых методик, на рис. 1 показано изменение локальных КТО при кипении R404A в условиях варианта 1. На рис. 2, для того же варианта, представлено изменение градиента давления  $dP_T/dz$  в зависимости от паросодержания  $x$ . Кривым на обоих рисунках присвоены номера методик, согласно их расположению в списке литературы.

Варианты с фиксированными значениями  $w_r$  и  $q$  не вполне подходят для сравнения хладагентов, т.к. при одинаковых исходных данных для разных хладагентов получаются неодинаковые значения длины  $l_n$  и теплопритока  $Q$ . В процессе эксплуатации обычно применяется регулятор перегрева пара, обеспечивающий постоянную степень заполнения труб испарителя жидким хладагентом. При этом длина испарительного участка не зависит от вида хладагента. В свою очередь, изменение теплопритока  $Q$  и других исходных данных приводит к изменению плотности теплового потока  $q$ , массовой скорости  $w_r$ , а также КТО и падения давления, зависящими от свойств хладагента. Поэтому для учета условий эксплуатации целесообразно при сопоставлении хладагентов принять в качестве варьируемых переменных длину  $l_n$  и диаметр  $d_T$  трубы, теплоприток  $Q$ , паросодержания  $x_n$  и  $x_b$ , а также температуру  $t_0$ . Нетрудно заметить, что для второй группы условий сравнения количество варьируемых переменных остается прежним. Отличие состоит в том, что вместо  $l_n$  и  $Q$  искомыми переменными становятся  $w_r$  и  $q$ . Взаимосвязь между этими переменными описываются вышеприведенными формулами.

Результаты расчета среднего КТО  $\alpha_{cp}$  и падения давления  $\Delta P_T$  по тем же методикам при фиксированных значениях  $l_n$  и  $Q$  для восьми вариантов исходных данных приводятся в табл. 2. Ее структура и принятые обозначения такие же, как в табл. 1. По-прежнему верхние значения  $\alpha_{cp}$  и  $\Delta P_T$ , полученные по разным методикам, относятся к R404A, а нижние — к R22. Из табл. 2 видно, что по всем методикам средние КТО при кипении R404A превышают аналогичные значения для R22. Такое положение объясняется более высокими значения-

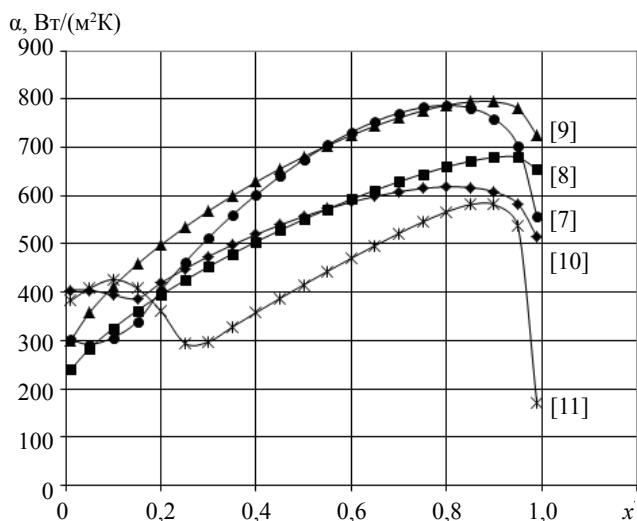


Рис. 1. Локальные КТО для R404A (условия варианта 1)

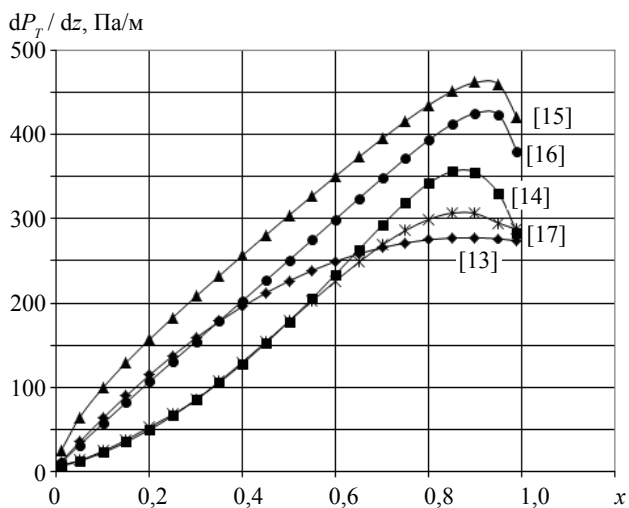


Рис. 2. Градиенты давления для R404A (условия варианта 1)

ми  $w_r$  для R404A. Все исследователи отмечают существенное влияние массовой скорости на КТО при кольцевом режиме течения двухфазного потока. С ростом  $w_r$  увеличивается и падение давления. Поэтому значения  $\Delta P_T$  при кипении обоих хладагентов в трубах одинакового размера различаются несущественно. Исключение составляет вариант 7, в котором при одинаковой температуре  $t_{ж}$  получаются неодинаковые значения паросодержания  $x_n$  для R404A и R22.

Остановимся кратко на влиянии отдельных переменных. Увеличение паросодержания  $x_n$  теперь повышает не только  $\alpha_{cp}$ , но и  $\Delta P_T$ . С повышением температуры кипения  $t_0$  средние КТО по четырем методикам немного увеличиваются, а по методике [11] получаются противоречивые данные, хотя падение давления уменьшается по всем методикам. Увеличение теплопритока  $Q$  вызывает значительное повышение, как  $\alpha_{cp}$ , так и  $\Delta P_T$ . Уменьшение длины  $l_n$  с 25 м до 15 м при прочих равных условиях немного повышает  $\alpha_{cp}$  и заметно понижает  $\Delta P_T$ . С увеличением диаметра  $d_T$  значительно понижаются  $\alpha_{cp}$  и  $\Delta P_T$ . В случае одинаковой температуры жидкости  $t_{ж} = 20$  °C в варианте 7 для R404A не только  $\alpha_{cp}$ , но и  $\Delta P_T$  оказываются больше, чем для R22.

Таблица 2

Значения основных показателей кипения R404A и R22 по разным методикам при фиксированных  $Q$  и  $l_{\text{н}}$

Параметры		Численные значения по вариантам							
		1	2	3	4	5	6	7	8
Исходные данные	$Q$ , Вт	1500	1500	1500	<b>3000</b>	1500	1500	1500	1500
	$l_{\text{н}}$ , м	25	25	25	25	<b>15</b>	25	25	25
	$x_{\text{н}}$	0,01	<b>0,2</b>	0,01	0,01	0,01	0,01	—	0,01
	$t_{\text{п}}$ , °C	-30	-30	<b>-43</b>	-30	-30	-30	-30	<b>0</b>
	$d_{\text{т}}$ , м	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	<b>0,018</b>	0,012	0,012
Средние ТО по методикам, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	[7]	810,3	1274,8	796,5	2082,2	825,5	202,9	1798,3	827,2
		657,5	1097,6	632,4	1876,6	668,5	135,3	1281,3	674,4
	[8]	696,8	1072,3	653,2	1970,5	750,7	193,8	1690,1	829,0
		553,8	882,1	515,4	1909,9	591,4	134,6	1022,4	625,3
	[9]	788,6	1086,1	775,4	1745,9	843,6	314,8	1496,2	808,2
		705,8	1027,1	678,5	1625,8	748,4	231,6	1148,6	720,1
	[10]	748,2	1224,2	697,3	2170,8	817,4	155,9	1694,9	864,6
		582,9	972,4	526,4	1986,6	657,5	117,5	1160,9	697,9
	[11]	555,5	851,9	590,4	2055,6	582,2	157,3	1600,7	612,3
		453,8	677,0	486,6	1731,0	473,9	130,8	785,8	432,8
Падение давления по методикам, Па	[13]	6734	11406	10857	22649	4040	981	19559	2896
		7151	12123	11757	24052	4290	1042	14278	2912
	[14]	6552	12335	10022	28353	3931	843	25056	3194
		6444	11952	10168	26648	3866	901	14685	2888
	[15]	9721	16065	14334	30366	5832	1554	27399	4901
		11229	18295	15003	34956	6737	1803	21395	4793
	[16]	8338	14379	13057	28045	5003	1215	25644	3770
		8772	15145	14040	29507	5263	1278	18029	3752
	[17]	5959	10914	9101	22801	4958	730	20650	5430
		6359	11725	10052	24973	3616	775	14222	2952
$l_{\text{н}}$ , м	71,45	88,63	68,26	142,9	71,45	31,76	114,4	81,66	
	59,70	74,06	57,59	119,4	59,70	26,53	79,76	66,03	
$Q$ , Вт	1592,4	1592,4	1592,4	3184,7	2653,9	1061,6	1592,4	1592,4	
	1592,4	1592,4	1592,4	3184,7	2653,9	1061,6	1592,4	1592,4	
$G_a$ , кг/ч	29,08	36,07	27,78	58,15	29,08	29,08	46,55	33,23	
	24,29	30,14	23,44	48,59	24,29	24,29	32,46	26,87	
$V_{\text{п}}$ , м <sup>3</sup> /ч	2,757	3,419	4,535	5,513	2,757	2,757	4,413	1,091	
	3,293	4,085	5,489	6,585	3,293	3,293	4,399	1,266	

**Выводы**

1. По разным методикам расчета получают неодинаковые результаты при одинаковых условиях кипения каждого хладагента. Экспериментальные данные по процессам кипения R404A немногочисленны, а доступ к ним ограничен. Очевидно, что для повышения точности проектирования испарителей с кипением хладагента в трубах и установок, в состав которых они входят, требуется накопление экспериментальных данных и совершенствование методик расчета КТО и падения давления при кипении альтернативных хладагентов. В настоящее время использованные в статье методики могут быть рекомендованы для сравнительного анализа в инженерной практике.

2. Сравнение хладагентов при фиксированных значениях массовой скорости  $w_{\text{р}}$  и плотности теплового потока  $q$ , когда длина испарительного участка  $l_{\text{н}}$  получается неодинаковой, представляется некорректным из-за несовпадения полного теплопритока  $Q$  к каждому из хладагентов. Опубликованные в некоторых источниках данные о более низкой интенсивности теплоотдачи R404A по сравнению R22 по указанной

причине нельзя считать обоснованными, хотя данные табл. 1 согласуются с этим утверждением.

3. Предлагается сравнивать хладагенты по интенсивности теплоотдачи и падению давления при кипении в трубах с одинаковой длиной испарительного участка  $l_{\text{н}}$  при одинаковой тепловой нагрузке  $Q$ . Приведенные в табл. 2 расчетные данные показывают, что по всем методикам, при прочих равных условиях, для R404A средние КТО превышают аналогичные значения для R22, а падения давления оказываются примерно одинаковыми. Вариант 7 показывает, что при работе на R404A следует больше внимания уделять переохлаждению жидкости.

4. Объемные расходы образующегося пара  $V_{\text{п}}$  при одинаковой тепловой нагрузке  $Q$  при кипении R404A оказываются меньше, несмотря на более высокие значения массового расхода  $G_a$  по сравнению с R22. Последнее объясняется повышенными значениями давления  $P_s$  и плотности насыщенного пара  $\rho''$  при одинаковых температурах кипения R404A и R22.

## Список литературы (References)

1. Цветков О. Б. Хладагенты и окружающая среда // Холодильная техника. 2013. №1. С. 4–7. [Tsvetkov O. B. Coolants and environment. *Holodil'naja tehnika*. 2013. No 1. p. 4–7. (in Russian)]
2. «Об усилении мер государственного регулирования потребления и обращения озоноразрушающих веществ в Российской Федерации» проект постановления // Холодильная техника. 2013. №9. С. 8. [About gain of measures of state regulation of consuming and the address of ozone-depleting substances in the Russian Federation. Draft of the resolution. *Holodil'naja tehnika*. 2013. No 9. p. 8. (in Russian)]
3. Сухих А. А., Антаненкова А. С. Методика сравнения термодинамической эффективности циклов холодильных и теплонасосных установок // Вестник Международной академии холода. 2012. №4. С. 21–25. [Sukhih A. A., Antanenkova I. S. Methodology for comparing the thermodynamic cycle efficiency in refrigerating and heat pump systems. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2012. No 4. pp. 21–25. (in Russian)]
4. Ховалыг Д., Бараненко А. В. Методы расчета градиента давления двухфазного потока при течи в малых каналах // Вестник Международной академии холода. 2012. №1. С. 3–10. [Khovalyg D., Baranenko A. V. Methods for calculating the pressure gradient of a two-phase flow through small-diameter conduits. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2012. No 1. pp. 3–10. (in Russian)]
5. Ховалыг Д. М., Бараненко А. В. Теплоотдача при кипении хладагентов в малых каналах // Вестник Международной академии холода. 2013. №4. С. 3–11. [Khovalyg D. M., Baranenko A. V. Heat transfer of refrigerants boiling in small channels. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2013. No 4. pp. 3–11. (in Russian)]
6. Малышев А. А., Мамченко В. О. и др. Перспективные типы испарителей холодильных машин // Вестник Международной академии холода. 2013. №2. С. 13–18. [Malyshev A. A., Mamchenko V. O. ets. Promising types of evaporators for refrigerating machines. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2013. No 2. pp. 13–18. (in Russian)]
7. Shah M. M. 1982. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. *ASHRAE Trans.* 88 (1):p. 185–196.
8. Gungor K. E., Winterton R. H. S. 1986. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 29 (3), p. 351–358.
9. Gungor K. E., Winterton R. H. S. Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data. *Chem. Engng. Res. Des.* (1987). 65. pp. 148–156.
10. Kandlikar S. G. 1990. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. *J. Heat Transfer*. Vol. 112, pp. 219–228.
11. Kattan N., Thome J. R., Favrat D. 1998. Flow boiling in horizontal tubes. Part 3: Development of a new heat transfer model based on flow patterns. *J. Heat Transfer*. 120 (1). p. 156–165.
12. Ейдеюс А. И., Никишин М. Ю., Кошелев В. Л. Теплоотдача при кипении хладагента в змеевиковых воздухоохладителях // Известия КГТУ. 2013. №29. С. 31–38. [Eideyus A. I., Nikishin M. Y., Koshelev S. V. Heat emission when boiling coolant in the zmeevikovykh air coolers. *Izvestija KGTU*. 2013. No 29. pp. 31–38. (in Russian)]
13. Кутенов А. М., Стерман Л. С., Стюшин Н. Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. — М.: Высшая школа, 1986. 448 с. [Kutepov A. M., Sterman L. S., Stushin N. G. Hydrodynamics and heat exchange in case of evaporation. Moscow. 1986. p. 448. (in Russian)]
14. Grönnerud R., 1972. Investigation in liquid hold-up, Flow resistance and heat transfer in circular type evaporators, part IV: Two-phase resistance in boiling refrigerants, *Bulletin de l'Inst. du Froid, Annexe* 1972–1.
15. Friedel L., 1979. Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow, *European two-phase flow group meeting*, Ispra, Italy, June, paper E2.
16. Müller-Steinhagen H., Heck K., 1986. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. *Chem. Eng. Process*, vol. 20, pp. 297–308
17. Quiben J. M., Thome J. R., 2007. Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes, part II: New phenomenological model. *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 28, Issue 5, pp. 1060–1072.
18. Ейдеюс А. И., Никишин М. Ю., Кошелев С. В. Потери давления при кипении хладагента в трубах // Вестник Международной академии холода. 2014. №1. С. 64–67. [Eideyus A. I., Nikishin M. Yu., Koshelev S. V. Frictional pressure drop in a boiling refrigerant flow in pipes. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2014. No 1. pp. 64–67. (in Russian)]
19. Thome J. R., 2004. *Engineering Data Book III*, Wolverine Tube Inc., Huntsville, AL.
20. Kakac S., Liu M. Heat exchangers: selection, rating and thermal design. *CRC Press*. 2002. 492 p.