

УДК 62–97

## Теплотехнические характеристики аппаратов холодильной установки системы кондиционирования воздуха на фторорганическом рабочем веществе\*

А. А. ВЕТРЕНКО<sup>1</sup>, канд. техн. наук И. С. АНТАНЕНКОВА<sup>2</sup>

<sup>1</sup>alvetrenko@mail.ru, <sup>2</sup>Antanenkovas@mail.ru

Национальный исследовательский университет «МЭИ»

111250, г. Москва, Красноказарменная улица, 14

Московский технологический институт

119334, г. Москва, Ленинский пр., 38а

\*Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 15-08-01909

*Представлены результаты расчета теплотехнических характеристик испарителя и конденсатора системы кондиционирования воздуха (СКВ) на новых фторорганических рабочих веществах. В качестве наиболее подходящей для расчета теплообмена при внутритрубном кипении хладагентов была выбрана методика, позволяющая определить средний коэффициент теплоотдачи хладагента по теплообменной поверхности с учетом режимов течения и их протяженности при использовании истинных скоростей фаз. Для аппаратов выбранной конструкции (медноалюминиевых трубчато-пластинчатых теплообменников) рассчитаны основные теплотехнические характеристики конденсатора и испарителя для четырех рассматриваемых веществ: R22, R32, R218, Rc318. Анализ полученных результатов позволил подтвердить перспективность использования фторорганических рабочих веществ в установках СКВ. Разработан проект холодильной установки СКВ холодопроизводительностью 5 кВт на рабочих веществах Rc318 и R218. Проведенное исследование позволяет сформировать расчетно-теоретическую базу для внедрения новых рабочих веществ в современные системы кондиционирования воздуха.*

**Ключевые слова:** кондиционеры, хладагенты, рабочие вещества, фторорганические соединения, методика расчета, коэффициент теплоотдачи фреона, испарение фреона, конденсация фреона, R218, Rc318.

### Информация о статье

Поступила в редакцию 01.11.2016, принята к печати 09.02.2017

doi: 10.21047/1606-4313-2017-16-1-49-55

### Ссылка для цитирования

Ветренко А. А., Антаненкова И. С. Теплотехнические характеристики аппаратов холодильной установки системы кондиционирования воздуха на фторорганическом рабочем веществе // Вестник Международной академии холода. 2017. № 1. С. 49-55.

## Thermal performance of the refrigeration unit in the air conditioning system with the use of organofluorine compounds as refrigerants

A. A. VETRENKO, Ph. D. I. S. ANTANENKOVA

National Research University "MPEI"

11250, Russia, Moscow, Krasnokazarmennaja st., 14

Moscow Technological Institute

119334, Russia, Moscow, Leninsky av., 38a

*The article presents the results of calculating the thermal performance of evaporator and condenser in air conditioning system with the use of new organofluorine compounds as refrigerants. To calculate heat exchange for in-tube refrigerant boiling the technique of evaluating average heat-transfer coefficient of refrigerant on the heat-exchange surface taking into account the flow regimes and their length if actual phase velocity is used was shown to be the most suitable one. The main characteristics of condenser and evaporator thermal performance with the use of R22, R32, R218, and Rc318 refrigerants was calculated for the copper-aluminum plate-and-tube heat-exchangers. The use of organofluorine compounds in air-conditioning systems was proved to be of great prospects. A refrigeration unit for air conditioning system with the refrigeration capacity of 5 kW and the use of Rc318 and R218 was designed. The results of the research allows to have a solid theoretical foundation to introduce new refrigerants into modern systems of air-conditioning.*

**Keywords:** air conditioners, refrigerating fluid, working fluids, organofluorine compounds, method of calculation, the heat transfer coefficient of freon, freon evaporation, freon condensation, R218, Rc318.

Задача проектирования современной технической системы кондиционирования воздуха (СКВ) зачастую сопряжена с выбором оптимального рабочего вещества для реализации термодинамического цикла холодильной установки. В результате проведенных исследований [1–7] установлено, что благоприятные теплофизические свойства и эксплуатационные характеристики неазеотропных смесевых композиций фторорганического состава, таких как октафторпропан R218, октафторциклобутан Rc318, декафторбутан R3110 с добавлением гексафторида серы (R846), позволяют обоснованно рассматривать их в качестве перспективных рабочих веществ СКВ. Данные рабочие вещества обеспечивают высокую термодинамическую эффективность цикла холодильной установки и, в то же время, отвечают современным энергоэкологическим требованиям.

Закономерно, что внедрению новых рабочих веществ в любые технические системы (в том числе, и в СКВ) должны предшествовать предварительная расчетная проработка теплотехнических основ новой технологии (разработка и выбор методик расчета термодинамических

и теплотехнических характеристик, проектирование нового и выбор существующего серийного оборудования установки, технико-экономическое обоснование внедрения, и пр.), а также сравнительный анализ теплотехнических и массогабаритных характеристик аппаратов при использовании как традиционных, так и вновь предлагаемых хладагентов. Варианты решения этих задач представлены в данной статье.

Принципиальная схема холодильной установки СКВ и ее цикл в  $T,s$ -диаграмме для неазеотропной смеси показаны на рис. 1.

В табл. 1 представлены результаты расчета параметров и эффективности термодинамического цикла холодильной установки СКВ с регенерацией при использовании рекомендованных октафторпропана (R218), октафторциклобутана (Rc318) и их смесей с гексафторидом серы (R846) [6]. Помимо этих рабочих веществ, для проведения сравнительного анализа теплотехнических характеристик аппаратов холодильной установки СКВ выбраны также подлежащий выводу из обращения хладагент R22 и альтернативный ему R32.

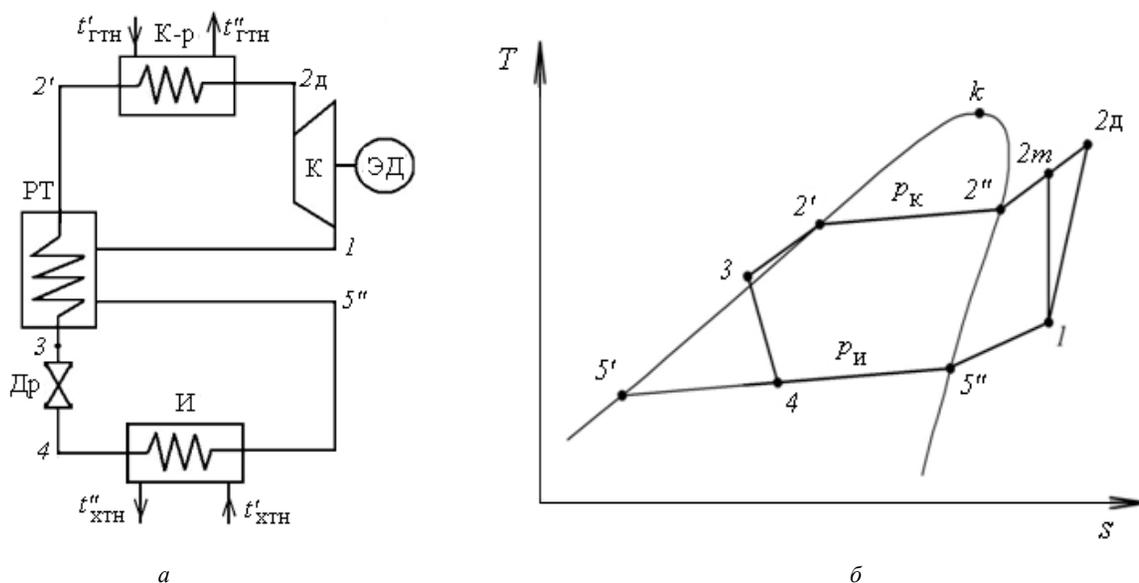


Рис. 1. Принципиальная схема холодильной установки и цикл в  $T,s$  диаграмме: а — К — компрессор; ЭД — электродвигатель; К-р — конденсатор; РТ — регенеративный теплообменник; Др — дроссель; И — испаритель;  $t'_{ГТН}$  и  $t''_{ГТН}$  — температуры горячего теплоносителя на входе и выходе из конденсатора установки;  $t'_{ХТН}$  и  $t''_{ХТН}$  — температуры холодного теплоносителя на входе и выходе из испарителя установки; б — цикл на неазеотропных смесевых РВ с положительным наклоном кривой конденсации в  $T,s$ -диаграмме;  $p_k$  — давление конденсации,  $p_u$  — давление испарения

Таблица 1

### Термодинамические параметры цикла холодильной установки СКВ с регенерацией на различных рабочих веществах

Вещество	$p_u$ , МПа	$t_4$ , °С	$x_4$	$t_{5'}$ , °С	$p_k$ , МПа	$t_{2'}$ , °С	$t_{2''}$ , °С	$t_{2a}$ , °С	$\varepsilon$
R22	0,7666	14,00	0,1701	14,00	1,5310	39,93	39,93	61,06	6,17
R32	1,2445	14,00	0,1656	14,00	2,4136	38,92	38,92	66,35	6,24
Rc318	0,2164	14,00	0,2014	14,00	0,5038	40,85	40,85	46,80	5,86
Rc318/R846 (95/5)	0,2553	11,22	0,3030	16,79	0,6273	35,48	46,16	52,83	5,80
R218	0,6375	14,00	0,3087	14,00	1,3030	40,90	40,90	44,50	5,04
R218/R846 (95/5)	0,6825	13,4	0,3196	14,59	1,4015	40,01	41,76	45,38	5,00
R218/R846 (90/10)	0,7209	12,91	0,3338	15,10	1,4993	39,36	42,41	46,01	4,96

### Конструкция испарителя и конденсатора установки

Теплообменные аппараты в значительной степени определяют массогабаритные и энергетические показатели холодильных машин СКВ. Так, доля испарительно-конденсаторных агрегатов в общей массе пароконденсационных холодильных машин составляет 50÷70%. Необратимые потери в аппаратах обуславливают до 30÷50% от общих энергетических затрат холодильных машин.

Наиболее широко распространенной конструкцией конденсатора и испарителя в СКВ являются медноалюминиевые трубчато-пластинчатые теплообменники. Они, среди прочих, обладают высокой энергетической эффективностью, минимальной емкостью хладагента и отлаженной технологией промышленного серийного производства. Эти факторы послужили определяющими при выборе данной конструкции для основных теплообменных аппаратов холодильной установки СКВ на фторорганическом рабочем веществе.

Теплопередающая поверхность трубчато-пластинчатых теплообменников формируется из пучка медных прямолинейных труб, соединенных в змеевики, внутри которых находится рабочее вещество (хладагент). На внешнюю сторону труб насажены пластины, между которыми движется воздух. Схема расположения труб и пластин показана на рис. 2.

В соответствии с рекомендациями и нормами [8–10], были выбраны необходимые характеристики для расчета испарителя и конденсатора (табл. 2) на рассматриваемых рабочих веществах при заданной холодопроизводительности установки  $Q_{и} = G_{ф} (h_{5''} - h_4)$  для СКВ 5 кВт — максимальной для бытовых кондиционеров большинства известных производителей.

### Расчет теплотехнических характеристик испарителя

Внутритрубное кипение имеет ряд особенностей, отличающих этот процесс от кипения в большом объеме. Кипение внутри труб происходит в стесненных условиях,

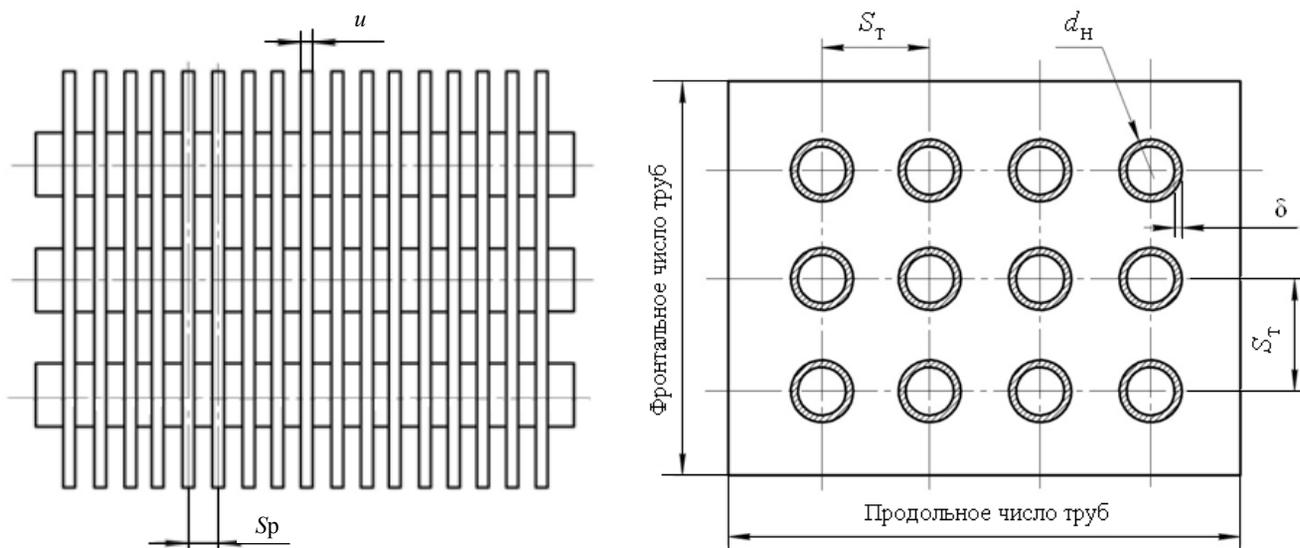


Рис. 2. Схема расположения труб и пластин

Таблица 2

### Параметры и характеристики теплообменных аппаратов холодильной установки СКВ

Температура воздуха на входе/выходе из испарителя $t'_{ХТН} / t''_{ХТН}$ , °С	25/17
Температура воздуха на входе/выходе из конденсатора $t'_{ГТН} / t''_{ГТН}$ , °С	28/38
Шероховатость внутренней поверхности трубок $R_z$ , мм	8
Шаг ребер $S_p$ , мм	2
Толщина ребер $u$ , мм	0,2
Шаг труб $S_T$ , мм	25
Наружный диаметр труб испарителя $d_H$ , мм	10
Толщина трубок испарителя $\delta$ , мм	0,75
Число фронтальных/продольных труб испарителя	10/4
Число фронтальных/продольных труб конденсатора	18/5
Схема расположение труб	Коридорная

что обуславливает разнообразие режимов течения. В общем случае, это пузырьковый, снарядный, волновой, расслоенный, кольцевой, волновой-кольцевой и дисперсный режимы. Наличие такого числа режимов течения ставит задачу выбора соответствующей методики, позволяющей учесть их особенности и получить наиболее точный результат.

В качестве наиболее подходящей для расчета теплообмена при внутритрубном кипении хладагентов была выбрана методика, предложенная авторами в работе [11], позволяющая определить средний коэффициент теплоотдачи хладагента по теплообменной поверхности с учетом режимов течения и их протяженности при использовании истинных скоростей фаз. Такой подход был разработан и апробирован для хладагентов R12, R22, R11, R113 [8] и подтвержден опытными данными, полученными при кипении неазеотропной смеси R22/R142b [12].

Согласно данной методике, расчет среднего по поверхности теплообмена коэффициента теплоотдачи от стенки к кипящему фреону в испарителе  $\bar{\alpha}_n$  производится с учетом вклада соответствующих режиму коэффициентов теплоотдачи  $\bar{\alpha}_\phi$  на участках теплообмена, разграниченных значениями массового паросодержания  $x_{i1} \div x_{i2}$ .

$$\bar{\alpha}_n = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} \bar{\alpha}_\phi (x_{i2} - x_{i1})}{x_{\text{вых}} - x_{\text{вх}}} \quad (1)$$

Режим течения хладагента определяется с помощью диаграммы режимов течения [8] по определенными для каждого рабочего вещества числу Фруда  $Fr_0$  и коэффициенту истинного объемного паросодержания  $\phi$ .

Для рассматриваемых рабочих веществ, эти значения рассчитываются исходя из заданной холодопроизводительности испарителя, результатов расчета термодинамических параметров (см. табл. 1) и теплофизических свойств хладагентов, определяемых с помощью программы NIST REFPROP 8.0.

При этом следует отметить, что расчет теплотехнических характеристик и испарителя, и конденсатора установки производился только для чистых фторорганических веществ R218 и Rс318 ввиду отсутствия в общедоступных источниках данных о теплофизических свойствах их неазеотропных смесей с гексафторидом серы. Однако полученные теплотехнические характеристики для чистых ве-

ществ с большой степенью вероятности не должны сильно отличаться от значений, полученных при использовании в аппаратах их неазеотропных смесей, с учетом предположения, что добавление к фторуглеродам 5–10% гексафторида серы не повлечет за собой существенного изменения их теплофизических свойств (различие коэффициента теплопроводности Rс318 и R218 от R846 составляет не более 5% в широком диапазоне температуры и давления).

При расчете среднего по поверхности теплообмена коэффициента теплоотдачи в испарителе  $\bar{\alpha}_n$  (1), средние коэффициенты теплоотдачи  $\bar{\alpha}_\phi$  для каждого режима течения определяются по расчетным зависимостям, представленным в табл. 3, с учетом подстановки в них среднего (для каждого режима течения) коэффициента истинного объемного паросодержания  $\phi$ .

Расчет коэффициента  $\alpha_{\text{ж}}$  (коэффициент теплоотдачи при внутритрубном турбулентном течении однофазной жидкости), фигурирующего в формулах (2), (3) производится по формуле М. А. Михеева [13]:

$$Nu'_{\text{ж}} = 0,021 Re_{\text{ж}}^{0,8} Pr_{\text{ж}}^{0,43} \left( \frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \varepsilon_l \quad (6)$$

Расчет коэффициента  $\alpha_{\phi,0}$  (коэффициент теплоотдачи в области развитого пузырькового кипения в большом объеме), фигурирующего в формулах (2)–(4) производится по формуле Г. Н. Даниловой, полученной на базе теории термодинамического подобия [14, 15]:

$$\alpha_{\phi,0} = 550 p_{\text{кр}}^{\frac{1}{4}} \cdot T_{\text{кр}}^{\frac{7}{8}} \cdot M^{-\frac{1}{8}} \cdot q^{0,75} \left( \frac{R_z}{R_{z0}} \right)^{0,2} f(\pi) \quad (7)$$

Стоит отметить, что из-за смены режимов течения пароводяной смеси значения локальной плотности теплового потока  $q_{\text{лок}}$  так же, как и локальные коэффициенты теплоотдачи, сильно меняются по длине испарителя, однако применение в расчетах формул (5) и (7) предполагает, что на начальном этапе расчета должно быть известно среднее по поверхности значение плотности теплового потока  $q$ , поэтому оно задается вначале как первое приближение.

Приведенный коэффициент теплоотдачи от воздуха к оребренной поверхности  $\alpha_{\text{пр}}^{\text{в}}$ , учитывающий коэффициент эффективности ребер [16], рассчитывается следующим образом

Таблица 3

### Расчет коэффициентов теплоотдачи при внутритрубном кипении для различных режимов течения\*

№ формулы	Режим течения	Расчетная формула	Литературный источник
2	Снарядный, кольцевой-волновой	$\alpha_{\text{кв}} = \alpha_{\text{ж}} \sqrt{1 + (\alpha_{\phi,0} / \alpha_{\text{ж}})^2}$	[8]
3	Волновой, расслоенный	$\alpha_{\text{вс}} = 0,58 \alpha_{\text{ж}} \sqrt{1 + (\alpha_{\phi,0} / \alpha_{\text{ж}})^2} \cdot x^{-0,194}$	[8]
4	Кольцевой	$\alpha_{\text{к}} = \alpha_{\text{сн}} \sqrt{1 + 36,5 \cdot 10^{-9} (w'' r \rho' / q)^{1,5} (\alpha_{\phi,0} / \alpha_{\text{сн}})^2}$	[8]
5	Дисперсный	$\alpha_{\text{д}} = 0,023 \frac{\lambda''}{d_{\text{эвб}}} \left( \frac{w'' d_{\text{эвб}}''}{v''} \right)^{0,8} (Pr'')^{0,4} x^{-1,23}$	[11]

\*Примечание к табл. 3: при полученных числах Фруда при движении фреона по испарителю не будет возникать волнового и расслоенного режимов течения, поэтому формула (3) не используется в расчетах.

Таблица 4

Теплотехнические характеристики испарителя установки СКВ\*

Вещество	$\alpha_{6,0}$	$\bar{\alpha}_{кв}$	$\bar{\alpha}_к$	$\bar{\alpha}_д$	$\bar{\alpha}_и$	$\alpha_{пр}^B$	$k_{и}, \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$	$F_p, \text{м}^2$	$q_{в}, \text{Вт}/\text{м}^2$
<b>R22</b>	1969	3531	9786	874	5658	29,8	674	1,06	4725
$F_p, \%$		47	40	11					
<b>R32</b>	3044	4575	12125	904	6988	31,0	714	1,00	4995
$F_p, \%$		48	39	11					
<b>Rc318</b>	954	3392	8126	1552	5717	29,8	674	1,06	4720
$F_p, \%$		34	53	13					
<b>R218</b>	2222	4053	9627	2302	5201	29,2	655	1,09	4589
$F_p, \%$		61	24	15					

\*Примечание к табл. 4:

1. Коэффициенты теплоотдачи  $\alpha$  приведены в  $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ;
2.  $F_p$  — часть площади испарителя, на которой протекает определенный режим течения парожидкостной смеси, %;
3.  $F_{в}$  — площадь внутренней поверхности теплообмена;  $q_{в}$  — плотность теплового потока испарителя, отнесенная к внутренней поверхности теплообмена.

$$\alpha_{пр}^B = \alpha_{в} \left( \frac{F_p}{F_{оп}} E_p \varphi + \frac{F_{мп}}{F_{оп}} \right), \tag{8}$$

где коэффициент теплоотдачи от оребренной поверхности к воздуху  $\alpha_{в}$  определяется по формуле А. А. Гоголина [17]

$$\text{Nu}_в = C \text{Re}_в^n \left( \frac{L}{d_3} \right)^m. \tag{9}$$

Таким образом, полученные значения коэффициентов теплоотдачи (1), (8) и характеристики поверхности теплообмена позволяют получить коэффициент теплопередачи в испарителе. В инженерных расчетах при  $d_{и}/d_{в} \leq 1,8$ , как известно, расчет коэффициента теплопередачи  $k_{и}$  можно производить по такому же соотношению, как для плоской стенки

$$k_{и} = 1 / \left( \frac{1}{\bar{\alpha}_и} + \frac{\delta}{\lambda_{тр}} + \frac{1}{\alpha_{пр}^B} \cdot \frac{F_{оп}}{F_p} \right). \tag{10}$$

Итеративный расчет по соотношениям (1)–(11) производится до тех пор, пока расхождение между заданным в начале значением средней плотности теплового потока  $q$  в испарителе и полученным в итоге по формуле (11) не будет меньше 0,1%.

$$q_{и} = k_{и} \Delta \bar{t}_{и}, \tag{11}$$

где  $\Delta \bar{t}_{и}$  — среднелогарифмический температурный напор между охлаждаемым воздухом и хладагентом в испарителе.

Результаты расчета основных теплотехнических характеристик испарителя установки СКВ на рассматриваемых рабочих веществах показаны в табл. 4.

Анализируя полученные для рассматриваемых веществ результаты, представленные в табл. 4, можно отметить, что испаритель установки СКВ, работающий

на октафторциклобутане (Rc318) и октафторпропане (R218), практически не уступает по эффективности теплообмена хладагенту R22, т. е. предлагаемые вещества являются обоснованной альтернативой последнему не только по термодинамическим показателям, но и по теплотехническим характеристикам для испарителя. Этот факт подтверждается незначительным изменением площади теплообменной поверхности аппарата. Кроме того, полученные средние значения коэффициентов теплоотдачи фторуглеродов незначительно уступают максимальным для рассматриваемого ряда веществ коэффициентам теплоотдачи, полученным при кипении хладагента R32.

Столь высокие значения коэффициентов теплоотдачи при кипении R32 обусловлены сравнительно высоким давлением хладагента в испарителе (1,2445 МПа) и плотой парообразования (291,9 кДж/кг), что, в конечном итоге, привело к максимальным значениям коэффициентов теплоотдачи в кольцевом режиме течения и при кипении в большом объеме. Как известно, увеличение давления приводит к уменьшению критического радиуса парового пузырька, а, следовательно, к увеличению общего числа действующих центров парообразования, интенсивному перемешиванию жидкости в пограничном слое и увеличению теплоотдачи [9].

Следует также отметить, что площадь испарителя  $F_p$ , занимаемая тем или иным режимом течения парожидкостной смеси, различается в зависимости от применяемого вещества. Это, прежде всего, объясняется различием значений плотностей веществ в состоянии «насыщенная жидкость» и в состоянии «сухой насыщенный пар» ( $\rho'_{R22}/\rho''_{R22} = 1232/32,4 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;  $\rho'_{R32}/\rho''_{R32} = 1005/34,2 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;  $\rho'_{Rc318}/\rho''_{Rc318} = 1542/19,6 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;  $\rho'_{R218}/\rho''_{R218} = 1385/61,7 \text{ кг}/\text{м}^3$ ).

Теплотехнические характеристики конденсатора установки СКВ\*

Вещество	$\bar{\alpha}_{\text{конд}}$	$\bar{\alpha}_{\text{пп}}$	$\bar{\alpha}_{\text{к}}$	$\alpha_{\text{пр}}^{\text{в}}$	$k_{\text{к}}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$F_{\text{в}}$ , м <sup>2</sup>	$q_{\text{в}}$ , Вт/м <sup>2</sup>	$Q_{\text{к}}$ , Вт
R22	1327	265	1272	20,3	354	2,05	2829	5809
R32	1303	252	1250	19,9	347	2,09	2775	5801
Rc318	1646	407	1583	22,0	399	1,83	3190	5853
R218	1481	635	1438	21,1	377	1,99	3015	5993

\*Примечание к табл. 5:  $F_{\text{в}}$  — площадь внутренней поверхности теплообмена конденсатора.

Максимальный коэффициент теплоотдачи при дисперсном режиме  $\alpha_{\text{д}}$  достигнут на фреоне R218 (2302 Вт/(м<sup>2</sup>·К)) вследствие его относительно низкой кинематической вязкости и высокой истинной скорости пара (так как расход фреона больше).

### Расчет теплотехнических характеристик конденсатора

На вход конденсатора после компрессора подается фреон в состоянии перегретого пара, поэтому процесс теплообмена условно можно разделить на два: охлаждение перегретого фреонового пара до состояния насыщения и конденсация фреона.

Расчет коэффициента теплоотдачи от перегретого фреонового пара к стенке производится по формуле Гнилинского [16]:

$$\text{Nu}_{\text{пп}} = \frac{\frac{f}{8} (\text{Re}_{\text{пп}} - 1000) \text{Pr}_{\text{пп}} \left[ 1 + \left( \frac{d_{\text{вн}}}{l_{\text{тр}}} \right)^{2/3} \right]}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{f}{8}} (\text{Pr}_{\text{пп}}^{2/3} - 1)}. \quad (12)$$

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося фреонового пара к стенке предлагается рассчитывать по полуэмпирической формуле Е. П. Ананьева, Л. Д. Бойко и Г. Н. Кружилина [9]:

$$\text{Nu}_{\text{конд}} = 0,032 \text{Re}_d^{0,8} \text{Pr}_j^{0,43} \times \frac{1}{2} \left[ \sqrt{1 + x_1 (\rho_{\text{ж}} / \rho_{\text{п}} - 1)} + \sqrt{1 + x_2 (\rho_{\text{ж}} / \rho_{\text{п}} - 1)} \right]. \quad (13)$$

В итоге средний по поверхности коэффициент теплоотдачи от фреона к стенке  $\bar{\alpha}_{\text{к}}$  определяется по формуле:

$$\bar{\alpha}_{\text{к}} = \bar{\alpha}_{\text{конд}} \frac{Q_{\text{конд}}}{Q_{\text{к}}} + \bar{\alpha}_{\text{пп}} \frac{Q_{\text{пп}}}{Q_{\text{к}}}, \quad (14)$$

где  $Q_{\text{конд}} = G_{\text{ф}} (h_{2\text{д}} - h_{2\text{в}})$  и  $Q_{\text{пп}} = G_{\text{ф}} (h_{2\text{в}} - h_{2\text{с}})$  — теплопроизводительность конденсационной и пароохладительной части;  $Q_{\text{к}} = G_{\text{ф}} (h_{2\text{д}} - h_{2\text{с}})$  — тепловая мощность конденсатора.

Расчет коэффициента теплоотдачи от оребренной поверхности к воздуху  $\alpha_{\text{пр}}^{\text{в}}$ , коэффициента теплопередачи конденсатора  $k_{\text{к}}$  и итеративный пересчет плотности теплового потока  $q_{\text{в}}$  производятся по аналогии с расчетом испарителя.

Результаты расчета теплотехнических характеристик конденсатора СКВ для рассматриваемых веществ представлены в табл. 5.

Результаты расчета позволяют сделать вывод о том, что процесс конденсации фторорганических рабочих веществ происходит более эффективно по сравнению с хладагентами R22 и R32. Об этом свидетельствуют более высокие коэффициенты теплоотдачи, полученные и для процесса охлаждения перегретого пара, и для процесса конденсации хладагента. Полученные теплотехнические характеристики аппарата позволяют сделать вывод о более компактной его конструкции на фторуглеродах по сравнению с аналогами.

Завершением задачи проектирования установки СКВ на фторорганических рабочих веществах заданной холодопроизводительности может быть подбор стандартизированного оборудования других элементов контура: регенеративный теплообменник марки HE 8.0, поршневой герметичный компрессор — VTZ 038-G, терморегулирующий клапан Т2-3 и фильтр-осушитель DML 033s [18].

### Выводы

Таким образом, в результате проведенного исследования: — выбраны и апробированы методики расчета процессов теплообмена в основных теплообменных аппаратах установки СКВ — конденсаторе и испарителе;

— для аппаратов выбранной конструкции (медно-алюминиевых трубчато-пластинчатых теплообменников) рассчитаны основные теплотехнические характеристики для четырех рассматриваемых веществ: R22, R32, R218, Rc318;

— анализ полученных результатов позволил подтвердить перспективность использования фторорганических рабочих веществ в установках СКВ;

— разработан проект холодильной установки СКВ холодопроизводительностью 5 кВт на рабочих веществах Rc318 и R218.

### Литература

1. Сухих А. А. Исследование термодинамических свойств и теплотехнических характеристик фторорганических рабочих веществ: автореф. дисс. д. т. н. — М., 2012.
2. Антаненкова И. С. Расчетно-экспериментальное исследование термодинамической эффективности теплонасосных установок на новых рабочих веществах: автореф. дис. к. т. н. — М., 2013.
3. Антаненкова И. С., Сухих А. А., Сычев В. В. Экспериментальное исследование энергетической эффективности те-

- плонасосных установок на новых рабочих веществах // Холодильная техника. 2014. № 10. С. 44–49.
4. Антаненкова И. С., Сухих А. А., Сычев В. В. Экспериментальное исследование энергетической эффективности теплонасосных установок на новых рабочих веществах // Холодильная техника. 2014. № 11. С. 34–39.
  5. Антаненкова И. С. Новые рабочие вещества для систем кондиционирования воздуха // Задачи системного анализа, управления и обработки информации. Межвузовский сборник научных трудов. 2015. Вып. 5. С. 10–16.
  6. Ветренко А. А., Антаненкова И. С., Сухих А. А. Выбор рабочего вещества холодильных установок систем кондиционирования воздуха // Cloud of Science. 2015. Vol. 2. No 4. p. 577–590.
  7. Ветренко А. А., Антаненкова И. С. Сравнение энергетической эффективности циклов холодильных установок СКВ на различных хладагентах // Образовательная среда сегодня и завтра. Сборник научных трудов X Международной научно-практической конференции. — М., 2015. С. 231–234.
  8. Малышев А. А., Данилова Г. Н., Азарсков В. М., Земсков Б. Б. Влияние режимов течения двухфазного потока хладагента R12 на теплоотдачу при кипении в горизонтальных трубах // Холодильная техника. 1982. № 8. С. 30–34.
  9. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача: Учебник для энергетических вузов и факультетов. 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Энергия, 1975. 488 с.
  10. Емельянов А. Л., Кожевникова Е. В., Лопаткина Т. А. Трубчато-пластинчатые теплообменники (производители и основные характеристики) // Вестник Международной академии холода. 2011. № 2. С. 19–28.
  11. Малышев А. А., Данилова Г. Н., Азарсков В. М., Земсков Б. Б. Методика расчета средних коэффициентов теплоотдачи при течении фреонов внутри труб // Холодильная техника. 1983. № 11. С. 35–38.
  12. Данилова Г. Н., Букин В. Г., Шуршев В. Ф. Теплоотдача при кипении неазеотропных смесей холодильных агентов внутри горизонтальной трубы // Труды второй Российской национальной конференции по теплообмену. — М.: МЭИ, 1998. Т.4. 215 с.
  13. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. — М.: Энергия, 1973. 320 с.
  14. Данилова Г. Н., Куприянова А. В. Коэффициенты теплоотдачи при кипении фреонов C-318 и 21 на горизонтальной трубке // Холодильная техника. 1967. № 11. С. 15–20.
  15. Поволоцкая Н. М. Исследование коэффициентов теплоотдачи при кипении фреона-22 на одиночной трубе и пучке горизонтальных труб // Холодильная техника. 1968. № 7. С. 20–25.
  16. Готовский М. А., Сулов В. А. Тепломассообмен в технологических установках ЦБП, часть 2: учебное пособие. — СПб. 2011. 123с.
  17. Гоголин А. А. О наружном теплообмене пластинчатых поверхностей // Холодильная техника. 1969. № 12. С. 11–16.
  18. Данфосс Россия [Электронный ресурс] <http://www.danfoss.ru/home/>
  2. Antanenkova I. S. Settlement pilot study of thermodynamic efficiency of heatpumping units on new working substances: *Extended abstract of candidate's thesis*. Moscow. 2013. (in Russian)
  3. Antanenkova I. S., Sukhikh A. A., Sytchev V. V. Pilot study of energy efficiency of heatpumping units on new working substances. *Holodil'naja tehnika*. 2014, No 10, P. 44–49. (in Russian)
  4. Antanenkova I. S., Sukhikh A. A., Sytchev V. V. Pilot study of energy efficiency of heatpumping units on new working substances. *Holodil'naja tehnika*. 2014, No 11, P. 34–39. (in Russian)
  5. Antanenkova I. S. New working substances for air conditioning systems / Tasks of the system analysis, management and information processing. Interuniversity collection of scientific works. 2015. No 5, P. 10–16. (in Russian)
  6. Vetrenko A. A., Antanenkova I. S., Sukhikh A. A. Choice of working substance of refrigeration units of air conditioning systems. *Cloud of Science*, 2015. Vol. 2, No 4, P. 577–590. (in Russian)
  7. Vetrenko A. A., Antanenkova I. S. Comparison of energy efficiency of cycles of refrigeration units of hard currency on various coolants / the Educational environment today and tomorrow. Collection of scientific works of the X International scientific and practical conference. Moscow, 2015. P. 231–234. (in Russian)
  8. Malyshev A. A., Danilova G. N., Azarskov V. M., Zemskov B. B. Influence of the modes of a current of a two-phase stream of R12 coolant on a thermolysis when boiling in horizontal pipes. *Holodil'naja tehnika*, 1982, No 8, P. 30–34. (in Russian)
  9. Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. Heat transfer: The textbook for higher education institutions. Moscow, 1975. (in Russian)
  10. Emel'janov A. L., Kozhevnikova E. V., Lopatkina T. A. Tubular and lamellar heat exchangers (producers and main characteristics). *Vestnik Mezhdunarodnoj akademii holoda*, 2011. No 2, P. 19–28. (in Russian)
  11. Malyshev A. A., Danilova G. N., Azarskov V. M., Zemskov B. B. Method of calculation of average coefficients of a thermolysis at a current of freon in pipes. *Holodil'naja tehnika*, 1983. No 11, P. 35–38. (in Russian)
  12. Danilova G. N., Bukin V. G., Shurshev V. F. Thermolysis when boiling the neazeotropnykh of mixes of refrigerating agents in a horizontal pipe / Works of the second Russian national conference on heat exchange. Vol. 4. Moscow: MPEI. 1998. (in Russian)
  13. Miheev M. A., Miheeva I. M. Heat transfer bases. Moscow, 1973. (in Russian)
  14. Danilova G. N., Kuprijanova A. V. Thermolysis coefficients when boiling freon of C-318 and 21 on a horizontal tube. *Holodil'naja tehnika*, 1967. No 011, P. 15–28. (in Russian)
  15. Povolockaja N. M. Research of coefficients of a thermolysis when boiling freon-22 on a single pipe and a bunch of horizontal pipes. *Holodil'naja tehnika*, 1968. No 7, P. 20–25. (in Russian)
  16. Gotovskij M. A., Suslov V. A. Heatmass exchange in the TsBP technological installations, part 2: education guidance. St. Petersburg. 2011. (in Russian)
  17. Gogolin A. A. About external heat exchange of lamellar surfaces *Holodil'naja tehnika*, 1969. No 12, P. 11–16. (in Russian)
  18. Danfoss Russia [An electronic resource] <http://www.danfoss.ru/home/>

## References

1. Sukhikh A. A. Research of thermodynamic properties and heattechnical characteristics of fluororganic working substances: *Extended abstract of Doctor's thesis*. Moscow. 2012. (in Russian)