

УДК 621.577.6:536.24

**В. И. Володин, А. Е. Костеневич**

Белорусский государственный технологический университет

**ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ИСПАРИТЕЛЕЙ  
АЭРОТЕРМАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ**

Одним из наиболее оптимальных решений, направленных на снижение энергозатрат и учитывающих экологический аспект энергосбережения, является использование тепловых насосов, получивших широкое распространение в высокотехнологичных странах мира. Наибольшим спросом пользуются тепловые насосы, использующие атмосферный воздух в качестве источника низкопотенциальной теплоты. Такие устройства являются перспективными и для широкого внедрения в Беларуси.

Объектом исследования является испаритель аэротермального теплового насоса с биметаллическими ребристыми трубами, работа которого влияет на эффективность всей системы трансформации теплоты. Проведен анализ влияния режимных и конструктивных параметров со стороны хладагента на эффективность испарителя. Определяющим фактором, влияющим на эффективность проектируемого испарителя, является интенсивность теплоотдачи со стороны воздуха. Показано также влияние гидравлического сопротивления и выбора шага оребрения с учетом инееобразования на компактность испарителя. Для рассмотренного диапазона параметров испарителя хладагент R410A можно рекомендовать в качестве замены для старого хладагента R22. Оптимальные параметры испарителя зависят от эксплуатационных режимов, что требует их увязки с работой теплового насоса.

**Ключевые слова:** аэротермальный тепловой насос, испаритель, коэффициент теплоотдачи, потеря давления, хладагент, теплопроизводительность, коэффициент преобразования.

**V. I. Volodin, A. Ye. Kostenevich**

Belarusian State Technological University

**FEATURES OF THERMAL DESIGN OF THE EVAPORATORS  
OF AEROTHERMAL HEAT PUMPS**

One of the most optimal solutions aimed at reducing energy costs and taking into account the ecological aspect of energy saving is the use of heat pumps that have become widespread in the high-technology countries of the world. The greatest demand is for heat pumps that use atmospheric air as a source of low-potential heat of unlimited volume. Such devices are promising for widespread implementation in Belarus.

The object of the research is the evaporator of an aerothermal heat pump, the operation of which affects on the efficiency of the entire heat transformation system. The influence of mode and design parameters from the refrigerant side on the efficiency of the evaporator is analyzed. The determining factor affecting on the thermal efficiency of the evaporator is the intensity of heat transfer from the air side. The influence of the hydraulic resistance and the choice of the fin pitch on the compactness of the evaporator, taking into account the formation of frost, is also shown. For the range of evaporator parameters under consideration, R410A refrigerant can be recommended as a replacement for obsolete R22 refrigerant. The optimal parameters of the evaporator depend on the operating conditions, which requires their coordination with the operation of the heat pump.

**Key words:** aerothermal heat pump, evaporator, heat transfer coefficient, pressure losses, refrigerant, heating capacity, coefficient of performance.

**Введение.** В настоящее время актуальными являются проблемы снижения воздействия на окружающую среду при осуществлении хозяйственной деятельности человеком и повышения эффективности использования энергии. Одним из путей достижения данной цели является замещение первичной энергии в виде ископаемого топлива для получения теплоты возобновляемыми источниками энергии. Для тепло-

снабжения потребителей перспективным является использование низкопотенциальной теплоты окружающей среды с помощью тепловых насосов.

В мире работает более 30 млн. тепловых насосов различной мощности – от нескольких киловатт до сотен мегаватт. В Японии ежегодно продается 3 млн. тепловых насосов, в США и странах Европейского Союза по 1 млн. [1, 2].

Так как тепловые насосы для своей работы потребляют электрическую энергию, перспективы их использования после ввода в эксплуатацию Белорусской АЭС повышаются. Использование населением и юридическими лицами электроэнергии для целей отопления и горячего водоснабжения будет способствовать значительному сокращению затрат как на интеграцию Белорусской АЭС в Объединенную энергосистему, так и дальнейшему снижению импорта природного газа [3].

В большинстве случаев в качестве источника теплоты низкой температуры в системах теплонасосного теплоснабжения выступает возобновляемая энергия окружающей среды: атмосферного воздуха, грунта, водных ресурсов. В производственных условиях может использоваться сбросная теплота технологических процессов.

Доминирующую долю продаваемых и эксплуатируемых тепловых насосов составляют воздушные (аэротермальные), использующие в качестве источника низкой температуры атмосферный воздух [4, 5]. Например, в 2016 г. из общего числа 988 000 реализованных в странах ЕС тепловых насосов аэротермальные составили 90,2%. Среди них тепловые насосы воздух-вода составили 394 212 единиц, а воздух-воздух – 502 892 единиц. На долю грунтовых приходится лишь 90 896 единиц. Эффективность современных аэротермальных тепловых насосов в регионах с холодным климатом подтверждают результаты исследований, проведенных в Норвегии [6].

Таким образом, наибольшее распространение получили современные аэротермальные (воздушные) пароконпрессорные тепловые насосы для нужд отопления и горячего водоснабжения, в том числе и в регионах с холодным климатом. Данный вид тепловых насосов является перспективным для широкого внедрения в Беларуси.

К их ответственным элементам относятся теплообменные аппараты: испаритель и конденсатор. От их работы существенно зависят параметры теплового насоса. Наибольшее влияние оказывает испаритель, работа которого определяется переменными параметрами атмосферного воздуха. В течение года его температура может изменяться от минус 30 до плюс 30°C. В то же время параметры рабочего вещества и теплоносителя в конденсаторе изменяются в небольшом диапазоне температур, определяемом потребителем теплоты и составляющим несколько градусов.

Проектирование эффективных испарителей аэротермальных тепловых насосов требует достоверных данных о закономерностях теплообмена и гидравлического сопротивления как со

стороны воздуха, так и хладагента. Эти закономерности обычно представляют в обобщенном виде уравнениями подобия для широкого диапазона режимных и конструктивных параметров [7–21]. Обычно в испарителях со стороны воздуха используются ребристые поверхности теплообмена. Функциональные параметры испарителя будут определяться схемой течения теплоносителей, конструктивными параметрами поверхности теплообмена, физическими свойствами применяемого хладагента.

С учетом отмеченной важности испарителя в составе аэротермального теплового насоса в данном исследовании рассмотрен метод и результаты анализа влияния режимных и конструктивных параметров на эффективность его работы.

**Основная часть.** В испарителях из-за низких коэффициентов теплоотдачи со стороны воздуха применяются ребристые поверхности теплообмена, что позволяет существенно снизить габариты аппаратов. Перспективными являются поверхности теплообмена, выполненные из биметаллических ребристых труб с поперечными винтовыми ребрами.

Обоснованные рекомендации о целесообразности использования конкретных зависимостей для расчета теплоотдачи и сопротивления со стороны воздуха для таких поверхностей отсутствуют. Первоначально в данном исследовании сравнивались наиболее характерные альтернативные зависимости для расчета теплоотдачи и сопротивления в пучках ребристых труб со стороны воздуха, полученные на основе обобщения многочисленных экспериментальных данных. К ним относятся зависимости Центрального котлотурбинного института им. И. И. Ползунова (ЦКТИ) [9, 10], применяемые в энергетике; Северного (Арктического) федерального университета имени М. В. Ломоносова (САФУ) [11, 12], применяемые в химической технологии и газотранспортных системах; Национального технического университета Украины, Киевского политехнического института (КПИ) [13], применяемые в котлостроении.

Параметры биметаллических ребристых труб и шахматных пучков из этих труб даны в табл. 1. Скорость набегающего потока воздуха изменялась от 2 до 5 м/с. Физические свойства воздуха принимались при средней температуре 5°C, близкой по значению к среднесезонной.

Результаты сравнительного анализа потери давления, рассчитанной по зависимостям ЦКТИ и КПИ, даны на рис. 1. Из рисунка видно, что во всех случаях потери давления, рассчитанные по зависимостям ЦКТИ, выше, чем по зависимостям КПИ. Причем с ростом скорости воздуха расхождение увеличивается.

Таблица 1

### Параметры поверхности теплообмена из биметаллических ребристых труб

Параметр	Размерность	Значение	
		пучок 1	пучок 2
Наружный диаметр труб	м	$14 \cdot 10^{-3}$	$28 \cdot 10^{-3}$
Высота ребра	м	$6,5 \cdot 10^{-3}$	$10,5 \cdot 10^{-3}$
Толщина ребра	м	$5,0 \cdot 10^{-4}$	$8,5 \cdot 10^{-4}$
Шаг оребрения	м	$3,0 \cdot 10^{-3}$	$3,5 \cdot 10^{-3}$
Поперечный шаг труб	м	0,029	0,052
Продольный шаг труб	м	0,02515	0,045
Коэффициент оребрения	–	7,5	9,43
Число рядов труб по ходу воздуха	–	6	6
Теплопроводность алюминиевых ребер	Вт/(м·°С)	206	206

Оно также увеличивается с ростом коэффициента оребрения труб. Например, при скорости набегающего воздуха 2 м/с расхождение для пучка 1 с коэффициентом оребрения  $\phi = 7,50$  составило 1,7%, а для пучка 2 с  $\phi = 9,43$  – 2,1%. При скорости набегающего воздуха 5 м/с расхождение для пучка 1 составило 3,9%, а для пучка 2 – 7,6%. Совпадение данных потерь давления можно считать удовлетворительным.

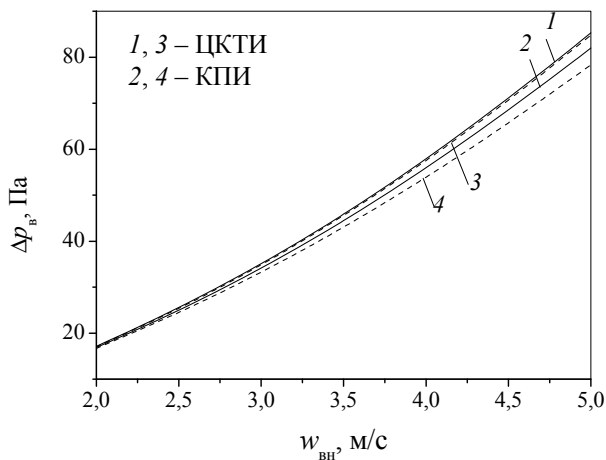


Рис. 1. Изменение потери давления в пучках биметаллических ребристых труб с  $\phi = 7,50$  (сплошная линия) и  $9,43$  (пунктирная линия) от скорости набегающего потока воздуха

Результаты сравнительного анализа коэффициентов теплоотдачи, рассчитанных по зависимостям ЦКТИ, САФУ и КПИ, даны на рис. 2. Из рисунков видно, что в зависимости от значения коэффициента оребрения труб распределение коэффициентов теплоотдачи отличается. Во всех случаях данные, полученные на основе зависимостей КПИ, имеют минимальные значения по сравнению с другими методиками. При  $\phi = 7,50$  максимальное значение коэффи-

циентов теплоотдачи соответствует данным САФУ, а при  $\phi = 9,43$  – данным ЦКТИ.

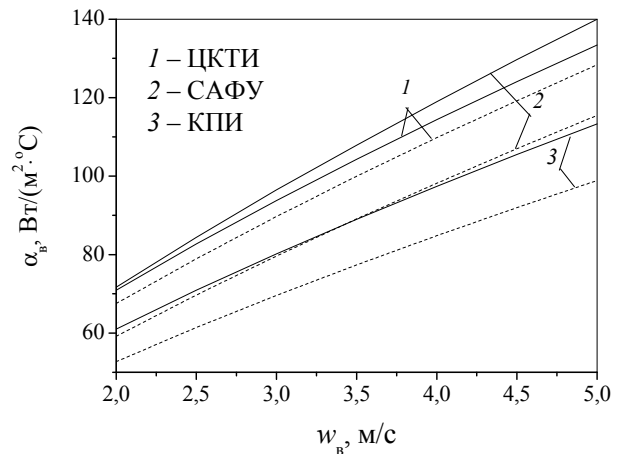


Рис. 2. Изменение коэффициента теплоотдачи в пучках биметаллических ребристых труб с  $\phi = 7,50$  (сплошная линия) и  $9,43$  (пунктирная линия) от скорости набегающего потока воздуха

В дальнейших исследованиях для расчета потери давления и теплоотдачи в испарителях используются зависимости ЦКТИ.

Для расчета теплоотдачи при кипении хладагентов в горизонтальных трубах имеются данные, полученные разными исследователями [14–20]. Как и в случае теплоотдачи со стороны воздуха, встает вопрос о выборе зависимостей для расчета коэффициентов теплоотдачи со стороны хладагента.

Ниже проведено сравнение коэффициентов теплоотдачи при кипении хладагента R22 в одиночной трубе с внутренним диаметром 12 мм и длиной 25 м. Тепловой поток во всех случаях составлял 1,5 кВт, а плотность теплового потока соответственно –  $1591 \text{ Вт/м}^2$ . Режимы отличались массовым расходом хладагента  $G_R$ , степенью сухости потока пара на входе  $x_1$  и температурой насыщения  $t_{SR}$  (табл. 2).

Таблица 2

## Исходные данные для расчета коэффициентов теплоотдачи при кипении

Параметр, размерность	Номер варианта			
	1	2	3	4
$Q$ , Вт	1500	1500	1500	1500
$x_1$	0,01	0,2	0,265	0,01
$t_{sR}$ , °C	-30	-30	-30	0
$G_R$ , кг/с	0,006758	0,008383	0,009133	0,007483

Результаты расчета коэффициентов теплоотдачи даны на рис. 3. Из рисунка видно, что приблизительно одинаковая тенденция изменения коэффициентов теплоотдачи наблюдается при их расчете по методикам Чена, Кандликера и ИТФ СО РАН, так как они построены на общем принципе путем введения поправок к уравнениям подобия для однофазных потоков, учитывающих особенности процесса кипения. Коэффициенты теплоотдачи, рассчитанные по зависимостям Богданова и Гоголина, отличаются в несколько раз, так как они были получены для узкого диапазона изменения диаметров труб и массовой скорости хладагента. Поэтому в дальнейшем их исключаем из рассмотрения.

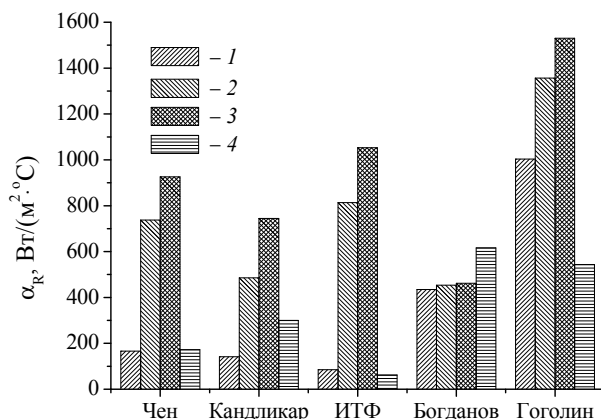


Рис. 3. Значения коэффициентов теплоотдачи при кипении

Метод ИТФ СО РАН корректно работает лишь при значениях параметра Локкарта – Мартинелли  $X_{tt} < 3$ . При больших значениях  $X_{tt}$  коэффициент теплоотдачи при кипении становится меньше, чем у однофазного потока. Поэтому данный метод также имеет ограничение и не представляет интереса. Различие в коэффициентах теплоотдачи, полученных методами Чена и Кандликера, во всем рассмотренном диапазоне составляет от 14,5 до 74%. Окончательный вывод о предпочтительном методе расчета коэффициентов теплоотдачи можно будет сделать при их сравнении в составе методики расчета испарителя для заданного теплового потока.

Поверхность теплообмена исследуемого испарителя состоит из биметаллических ребристых труб с поперечными круглыми винтовыми ребрами, изготовленных методом холодной прокатки, и включает внутреннюю стальную трубу  $12 \times 1$  мм и наружную ребристую алюминиевую трубу  $15 \times 1,5$  мм. Алюминиевые ребра имеют высоту 8,5 мм, толщину 1,3 мм и шаг ребер 10 мм. Коэффициент оребрения  $\phi = 3,81$ . Параметры оребрения выбраны с учетом возможного инееобразования в холодное время года, что требует повышенной механической прочности. Ребристые трубы в пучке расположены горизонтально в шахматном порядке с поперечным шагом  $S_1 = 38$  мм и продольным шагом  $S_2 = 27,5$  мм и объединены в змеевики гладкотрубными калачами. Вынужденный поток воздуха проходит через оребренные участки труб с набегающей скоростью 3 м/с. Теплоотдачей от калачей пренебрегаем. Испаритель состоит из 96 труб с числом рядов по ходу воздуха – 8, число труб в одном ряду – 12 (рис. 4).

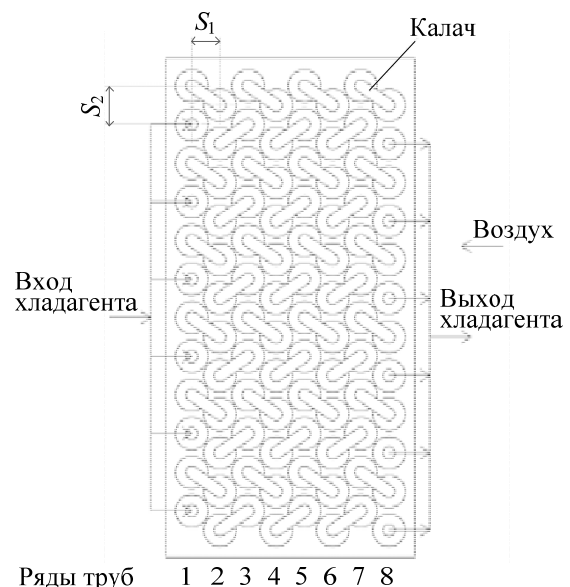


Рис. 4. Компоновка испарителя (вид сбоку)

Режимные параметры работы испарителя с тепловым потоком 10 кВт со стороны хладагента определялись предварительно на основе анализа цикла теплового насоса при заданной

температуре воздуха на входе в испаритель  $-10^{\circ}\text{C}$ . В качестве основного теплоносителя используется хладагент R22. Массовый расход хладагента составил  $0,068\text{ кг/с}$  при температуре его кипения  $-20^{\circ}\text{C}$ . После дросселирования в испаритель поступает хладагент с паросодержанием  $0,33$ . В процессе численного анализа с учетом условий эксплуатации определяется длина ребристых труб в пучке на основе модифицированного метода расчета [21].

Выше было показано, что коэффициенты теплоотдачи при кипении хладагента, рассчитанные по различным методикам, существенно отличаются. Рассмотрим их влияние на параметры испарителя. Для сравнительной оценки рассматриваемых методик параметры воздушного потока и хладагента на входе в испаритель оставались постоянными.

На рис. 5 показано изменение коэффициентов теплоотдачи в испарителе со стороны хладагента  $\alpha_R$  и воздуха  $\alpha_{\text{в}}$ , а также коэффициента теплопередачи  $k$ , отнесенного к внутренней гладкой поверхности.

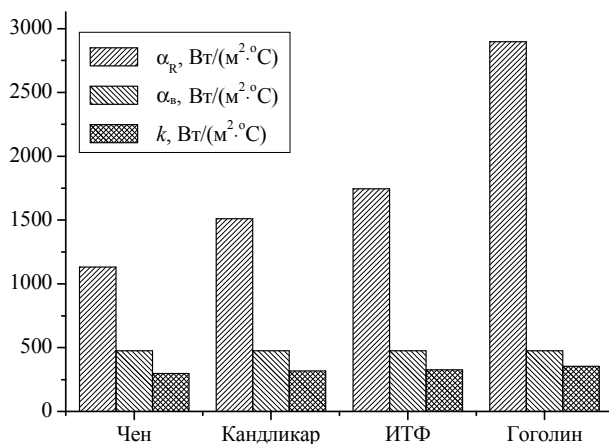


Рис. 5. Влияние теплоотдачи со стороны кипящего хладагента на эффективность теплопередачи в испарителе

Из рисунка видно, что при максимальном уменьшении  $\alpha_R$  от  $2899$  до  $1131\text{ Вт/(м}^2\cdot^{\circ}\text{C)}$ , рассчитанном соответственно по зависимостям Гоголина и Чена, коэффициент теплопередачи изменяется с  $354$  до  $297\text{ Вт/(м}^2\cdot^{\circ}\text{C)}$ . Уменьшение коэффициента теплоотдачи при кипении в  $2,56$  раза приводит к снижению коэффициента теплопередачи лишь в  $1,19$  раза. Таким образом, определяющим является коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха.

В дальнейшем со стороны хладагента для расчета теплоотдачи используется метод Чена [14], при определении сопротивления трения применяется гомогенная модель [14, 22], а для расчета местных сопротивлений – аппроксимация метода ЦКТИ [10].

Высокая эффективность и экономичность работы аппарата связаны с повышением интенсивности теплообмена за счет увеличения скорости потоков воздуха и хладагента и одновременно с соблюдением оптимальных гидравлических сопротивлений аппарата. С этой точки зрения существенное значение имеет конфигурация поверхности нагрева. Объединение горизонтальных труб в змеевики приводит к росту скорости потока хладагента и увеличению коэффициентов теплоотдачи, а соответственно, уменьшению поверхности теплообмена испарителей. При этом с ростом длины змеевика увеличивается потеря давления, что отрицательно сказывается на теплопроизводительности теплового насоса. Поэтому здесь необходим компромисс между ростом теплоотдачи и потерей давления.

Влияние числа змеевиков на параметры работы испарителя показано на рис. 6. Уменьшение количества змеевиков с  $8$  до  $4$  приводит к существенному увеличению потери давления  $\Delta p_R$  со стороны хладагента с  $13,8$  до  $69,7\text{ кПа}$ . При этом температура хладагента  $t_{R2}$  на выходе испарителя заметно снижается с  $-21,7$  до  $-28,5^{\circ}\text{C}$ , а соответственно, и температурный напор аппарата  $\Delta t$ , что будет приводить к уменьшению теплопроизводительности теплового насоса. Переход на меньшее число змеевиков сопровождается увеличением их общей длины с  $17,4$  до  $24\text{ м}$ .

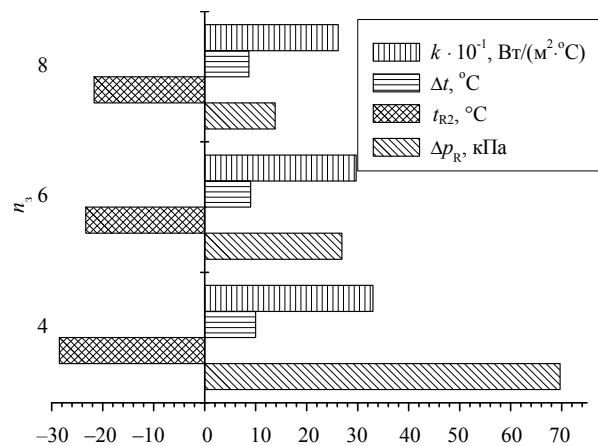


Рис. 6. Влияние числа змеевиков на режимные параметры испарителя

Установим предельное значение потери давления в испарителе со стороны хладагента  $50\text{ кПа}$ , которое соответствует рекомендуемому порядку величины [19]. В связи с чем для последующего анализа выбирается аппарат с  $6$  змеевиками, в котором потеря давления составляла  $26,9\text{ кПа}$  (рис. 6), а температура хладагента на выходе понижается на  $3,3^{\circ}\text{C}$  по сравнению с входной температурой и составляет  $-23,3^{\circ}\text{C}$ . Коэффициент теплопередачи уменьшился на

10,1%, а площадь поверхности и объем увеличились на 19,6% по сравнению с испарителем, где число змеевиков наименьшее.

Следующим этапом исследования является рассмотрение для выбранной конфигурации испарителя влияния шага ребер на массогабаритные характеристики. Снабжение теплового насоса автоматизированной системой оттаивания иная позволяет уменьшить шаг оребрения поверхности испарителя.

Результаты численного анализа для ребристых труб с шагами ребер 10, 7 и 3 мм даны на рис. 7. Показано, что уменьшение шага оребрения  $t$  с 10 до 3 мм приводит к увеличению коэффициента оребрения  $\phi$  с 3,81 до 10,4, приведенного коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{в,пр}$  с 317 до 968 Вт/(м<sup>2</sup>·°C), а коэффициента теплопередачи  $k$  с 297 до 513 Вт/(м<sup>2</sup>·°C). Габариты испарителя: объем  $V$  и площадь поверхности теплообмена  $F$  уменьшаются в 1,42 раза, что позволяет достичь более компактной конструкции.

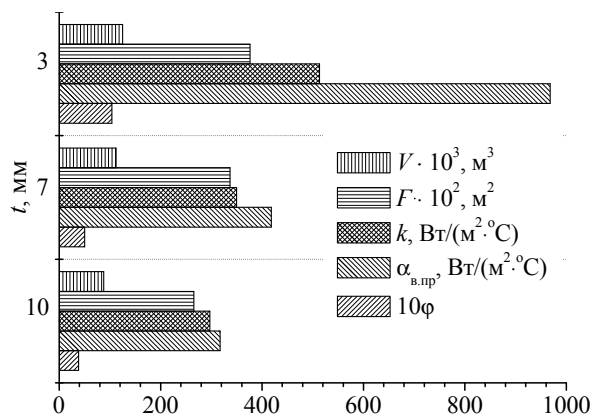


Рис. 7. Влияние шага ребер на параметры испарителя

Энергетические показатели тепловых насосов во многом зависят от термодинамических и теплофизических свойств их рабочих веществ, которые непосредственно влияют на эксплуатационные и конструктивные характеристики. Один из распространенных и эффективных старых хладагентов R22 должен быть выведен из использования к 2020 г. Встает задача его замены на хладагент с такой же эффективностью. Проведено сравнение испарителей с шестью змеевиками в составе теплового насоса с хладагентами R22, R134a и R410A при температуре конденсации  $t_{Rk} = 40^\circ\text{C}$ . На рис. 8 показаны значения потерь давления  $\Delta p_R$  и температуры хладагента  $t_{R2}$  на выходе испарителя. Показано, что большему значению потерь давления соответствует более

низкая температура хладагента на выходе и меньшее значение коэффициента преобразования  $\phi_R$  теплового насоса. Худшие характеристики соответствуют хладагенту R134a с потерей давления 38,8 кПа и температурой хладагента на выходе  $-28,8^\circ\text{C}$ . Данные характеристик испарителя с хладагентом R410A соответственно равны 16,1 кПа и  $-21,1^\circ\text{C}$  и не уступают испарителю с хладагентом R22 при прочих равных условиях. Хладагент R410A можно рекомендовать в качестве замены хладагента R22. Данный вопрос требует более детального исследования с рассмотрением работы испарителя в составе теплового насоса.

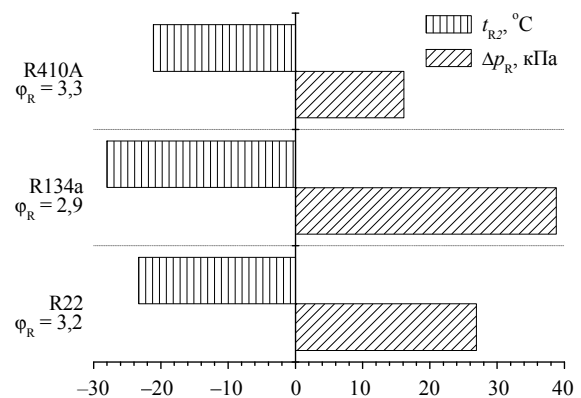


Рис. 8. Влияние хладагента на параметры испарителя

**Заключение.** Обоснован выбор замыкающих соотношений для расчета гидравлического сопротивления и теплоотдачи при тепловом проектировании испарителей азотермальных тепловых насосов. Рекомендованы к использованию для воздушной стороны данные ЦКТИ [10], а для хладагента – гомогенная модель для сопротивления и метод Чена для расчета коэффициентов теплоотдачи при кипении [14].

Проведен анализ влияния режимных и конструктивных параметров на эффективность испарителя, которые характеризуют особенности его теплового проектирования. Определяющим фактором, влияющим на тепловую эффективность испарителя, является интенсивность теплоотдачи со стороны воздуха. Конструктивные параметры испарителя зависят от режимов его эксплуатации в составе теплового насоса. В частности, этим должен быть обусловлен выбор шага оребрения в условиях инееобразования.

Для рассмотренного диапазона параметров испарителя новый хладагент R410A можно рекомендовать в качестве замены старого R22.

## Литература

1. Тепловые насосы в современной промышленности и коммунальной инфраструктуре. Информационно-методическое издание. М.: Перо, 2016. 204 с.

2. 1 млн. тепловых насосов продан в 2016 году в странах ЕС. URL: <http://leacond.com.ua/news/world/full/0/3462> (дата обращения: 07.11.2017).
3. Закревский В. А. Возобновляемая энергетика «за» и «против» // Энергетическая стратегия. 2017. № 1. С. 11–13.
4. Nowak Th. Growing for good? The European Heat Pump Market – Status and outlook. URL: <http://www.ehpa.org>. (дата обращения: 06.12.2017).
5. Суслов А. В. О востребованности, работоспособности и окупаемости воздушных тепловых насосов в условиях России // Холодильная техника. 2009. № 12. С. 8–13.
6. Суслов А. В. Применение воздушных тепловых насосов в условиях холодного климата // Аква-Терм. Отопление. 2009. № 3 (49). С. 16–18.
7. Вампола И. Обобщение зависимостей, относящихся к теплоотдаче и к потере давления при поперечном обтекании газом пучка ребристых труб // Тепло- и массоперенос. 1965. Т. 1. С. 260–269.
8. Стасюлявичус Ю., Скринска А. Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков ребристых труб. Вильнюс: Минтис, 1974. 243 с.
9. Юдин В. Ф. Теплообмен поперечнооребранных труб. Л.: Машиностроение, 1982. 189 с.
10. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС. Методические указания: РД 24.035.05-89. Введен 01.07.1990. Л.: НПО ЦКТИ, 1991. 211 с.
11. Кунтыш В. Б., Кузнецов Н. М. Тепловой и аэродинамический расчет оребренных теплообменников воздушного охлаждения. СПб.: Энергоатомиздат, 1992. 280 с.
12. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: справочник / А. Н. Бессонный [и др.]. СПб.: Недра, 1996. 512 с.
13. Письменный Е. Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребранных труб. Киев: Альтерпресс, 2004. 243 с.
14. Теплопередача в двухфазном потоке / под ред. Д. Баттерворса и Г. Хьюитта. М.: Энергия, 1980. 328 с.
15. VDI Heat Atlas. Springer-Verlag. Berlin; Heidelberg, 2010. 1609 p.
16. Мезенцева Н. Н., Мухин В. А., Мезенцев И. В. Кипение однокомпонентных хладагентов и неазеотропных смесей внутри горизонтальных гладких труб // Современная наука. Исследования, идеи, результаты, технологии. 2013. № 1 (12). С. 251–254.
17. Kandlikar S. G. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes // Journal of Heat Transfer. 1990. Vol. 112. P. 219–228.
18. Ramesh K. Shah Compact Heat Exchangers – Recuperators and Regenerators // Handbook of energy efficiency and renewable energy. London; New York: CRC Press, 2007. P. 13.1–13.68.
19. Теплообменные аппараты холодильных установок / под общ. ред. Г. Н. Даниловой. Л.: Машиностроение, 1986. 303 с.
20. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин / А. А. Гоголин [и др.]. М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1982. 224 с.
21. Володин В. И. Комплексный подход к расчету параметров компрессионной холодильной машины // Холодильная техника. 1998. № 2. С. 8–10.
22. Ейдеюс А. И., Никишин М. Ю., Кошелев С. В. Потери давления на трение при кипении хладагента в трубах // Вестник МАХ. 2014. № 1. С. 64–67.

### References

1. *Teplovye nasosy v sovremennoy promyshlennosti i kommunal'noy infrastrukture. Informatsionno-metodicheskoye izdaniye.* [Heat pumps in modern industry and communal infrastructure. Information-methodical edition]. Moscow, Pero Publ., 2016. 204 p.
2. *1 mln. teplovykh nasosov prodan v 2016 godu v stranakh ES* [1 million heat pumps sold in 2016 in the EU countries]. Available at: <http://leacond.com.ua/news/world/full/0/3462> (accessed 07.11.2017).
3. Zakrevskiy V. A. Renewable energy “for” and “against”. *Energeticheskaya strategiya* [Energy Strategy], 2017, no. 1, pp. 11–13 (In Russian).
4. Nowak Th. Growing for good? The European Heat Pump Market – Status and outlook. Available at: <http://www.ehpa.org>. (accessed 06.12.2017).
5. Suslov A. V. About the demand, efficiency and payback of air heat pumps in Russia. *Kholodil'naya tekhnika* [Refrigeration technique], 2009, no. 12, pp. 8–13 (In Russian).
6. Suslov A. V. Application of air heat pumps in cold climates. *Akva-Term. Otopleniye* [Akva-Term. Heating], 2009, no. 3 (49), pp. 16–18 (In Russian).

7. Vampola I. A generalization of the dependences related to heat transfer and to the loss of pressure in the case of a transverse flow past a bundle of finned tubes. *Teplo- i massoperenos* [Heat and mass transfer], 1965, vol. 1, pp. 260–269 (In Russian).
8. Stasyulyavichus Yu., Skrincka A. *Teplootdacha poperechno obtekaemykh puchkov rebristykh trub* [Heat transfer of transversely streamlined bundles of finned tubes]. Vilnius, Mintis Publ., 1974. 243 p.
9. Yudin V. F. *Teploobmen poperechnoorebrennykh trub* [Heat exchange of cross-finned tubes]. Leningrad, Mashinostroeniye Publ., 1982. 189 p.
10. RD 24.035.05-89. Thermal and hydraulic calculation of heat-exchange equipment of nuclear power plants. Methodical instructions. Leningrad, NPO TsKTI Publ., 1991. 211 p. (In Russian).
11. Kuntyshev V. B., Kuznetsov N. M. *Teplovoy i aerodinamicheskiy raschet orebrennykh teploobmennikov vozdušnogo okhlazhdeniya* [Thermal and aerodynamic calculation of finned heat exchangers for air cooling]. St. Petersburg, Energoatomizdat Publ., 1992. 280 p.
12. Bessonnyy A. N., Dreyser G. A., Kuntyshev V. B. *Osnovy rascheta i proektirovaniya teploobmennikov vozdušnogo okhlazhdeniya: spravochnik* [Basics of calculating and designing air-cooled heat exchangers: a reference book]. St. Petersburg, Nedra Publ., 1996. 512 p.
13. Pis'mennyye Ye. N. *Teploobmen i aerodinamika paketov poperechno-orebrennykh trub* [Heat exchange and aerodynamics of packages of cross-finned tubes]. Kiev, Al'terpress Publ., 2004. 243 p.
14. *Teploperedacha v dvukhfaznom potoke* [Heat transfer in a two-phase flow]. Ed. by D. Battervors, G. Kh'yuit. Moscow, Energiya Publ., 1980. 328 p.
15. VDI Heat Atlas. Springer-Verlag. Berlin; Heidelberg, 2010. 1609 p.
16. Mezentseva N. N., Mukhin V. A., Mezentsev I. V. Boiling of one-component refrigerants and non-azeotropic mixtures inside horizontal plain tubes. *Sovremennaya nauka. Issledovaniya, idei, rezul'taty, tekhnologii* [Modern science. Research, ideas, results, technologies], 2013, no. 1 (12), pp. 251–254 (In Russian).
17. Kandlikar S. G. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. *Journal of Heat Transfer*, 1990, vol. 112, pp. 219–228.
18. Ramesh K. Shah Compact Heat Exchangers – Recuperators and Regenerators. *Handbook of energy efficiency and renewable energy*. London; New York, CRC Press, 2007, pp. 13.1–13.68.
19. *Teploobmennyye apparaty kholodil'nykh ustanovok* [Heat exchangers of refrigeration units]. Ed. by G. N. Danilova. Leningrad, Mashinostroeniye Publ., 1986. 303 p.
20. Gogolin A. A., Danilova G. N., Azerskov V. M., Mednikova N. M. *Intensifikatsiya teploobmena v isparitel'yakh kholodil'nykh mashin* [Intensification of heat transfer in evaporators of refrigerating machines]. Moscow, Legkaya i pishchevaya promyshlennost' Publ., 1982. 224 p.
21. Volodin V. I. Comprehensive approach to calculating the parameters of the compression chiller. *Kholodil'naya tekhnika* [Refrigeration technique], 1998, no 2, pp. 8–10 (In Russian).
22. Yeydeyus A. I., Nikishin M. Yu., Koshelev S. V. Loss of pressure on friction during boiling of refrigerant in tubes. *Vestnik MAKh* [Bulletin of MAC], 2014, no. 1, pp. 64–67 (In Russian).

### Информация об авторах

**Володин Виктор Иванович** – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: volvic@mail.ru

**Костеневич Анна Евгеньевна** – магистрант кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: annakostenevich@mail.ru

### Information about the authors

**Volodin Viktor Ivanovich** – DSc (Engineering), Associate Professor, Professor, the Department of Energy Saving, Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: volvic@mail.ru

**Kostenevich Anna Yevgen'evna** – Master's degree student, the Department of Energy Saving, Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: annakostenevich@mail.ru

Поступила 26.04.2018