

УДК 621.577.6:536.24

В. И. Володин

Белорусский государственный технологический университет

**ОПТИМИЗАЦИЯ ИСПАРИТЕЛЕЙ
АЭРОТЕРМАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ**

Разработаны модель и компьютерная программа оптимизации параметров испарителей аэротермальных тепловых насосов при явных и неявных ограничениях. Минимизируемая функция цели для массы, габаритов или интенсивности теплообмена выражается в виде замкнутой системы уравнений, что адекватно описывает процессы теплообмена и гидравлических потерь.

Представлены результаты оптимизационных расчетов, показывающие, что оптимальные параметры аппаратов зависят от выбранного показателя для поиска экстремума функции цели, типа поверхности теплообмена, условий эксплуатации и накладываемых ограничений. Получено, что вблизи минимума целевой функции оптимальные параметры, как правило, имеют небольшой градиент, позволяющий варьировать ими при проектировании. Представленная методика и вычислительная программа позволяют разработать оптимальную конструкцию испарителей, с учетом предъявляемых к ней требований.

Ключевые слова: аэротермальный тепловой насос, испаритель, оптимизация, функция цели, потеря давления, режимные параметры, конструктивные параметры, хладагент.

V. I. Volodin

Belarusian State Technological University

OPTIMIZATION OF EVAPORATORS OF AEROTHERMAL HEAT PUMPS

A model and a computer program have been developed for optimizing the parameters of aerothermal heat pump evaporators with explicit and implicit restrictions. The minimized objective function for mass, size or intensity of heat transfer is expressed as a closed system of equations that adequately describes heat transfer processes and hydraulic losses.

The results of optimization calculations are presented, showing that the optimal parameters of the apparatus depend on the selected indicator for searching for the extremum of the objective function, the type of heat exchange surface, the operating conditions and the restrictions imposed. It is found that near the minimum of the objective function, the optimal parameters, as a rule, have a small gradient that allows them to vary in design. The presented method and computational program allow to develop the optimum design of evaporators, taking into account the requirements to it.

Key words: aerothermal heat pump, evaporator, optimization, goal function, pressure loss, operating parameters, design parameters, refrigerant.

Введение. Тепловые насосы успешно применяются в химических и нефтехимических производствах, системах теплоснабжения зданий, холодильной технике [1–3].

Широкое распространение получили аэротермальные тепловые насосы (АТН), которые предпочтительнее геотермальных из-за нулевых затрат на земляные работы и экономической эффективности [4]. АТН – это система теплоснабжения и охлаждения, которая передает теплоту от возобновляемого источника энергии атмосферного воздуха потребителю или наоборот. Эти системы представляют собой низкоуглеродистую альтернативу обычным котлам на органическом топливе. В реальных условиях АТН в среднем может выдавать в три раза больше тепла по сравнению с потребляемой электрической энергией. Они могут использоваться как отдельная система или как эффектив-

ный способ дополнения к существующей традиционной системе теплоснабжения.

Непрерывный технологический прогресс позволил разработать серию АТН воздух-вода с регулированием мощности, что повышает их энергетическую эффективность при низких температурах воздуха [5, 6]. Они могут нагревать воду до 58°C и продолжать работать, даже когда наружная температура воздуха опускается до –20°C. Если тепловой насос не производит достаточно тепла для потребителя, блок управления включает встроенный погружной электронагреватель или дополнительный источник энергии, например, газовый или твердо-топливный котел.

Благоприятная нормативно-правовая база в области тарифов на электроэнергию для нужд отопления и горячего водоснабжения положительно скажется на внедрении тепловых насо-

сов в Беларуси, включая аэротермальные. С 2019 года тариф на электроэнергию для данных потребителей снижен в три раза [7].

Основным устройством АТН, которое определяет параметры теплового насоса в зависимости от климата, является испаритель. В связи с этим в данной статье рассматривается вопрос выбора оптимальной поверхности теплообмена испарителя, удовлетворяющей требуемым условиям оптимальности и технологическим условиям изготовления с учетом климатических условий Беларуси.

На ранней стадии проектирования воздушных испарителей важно выбрать оптимальное соотношение между конструктивными и режимными параметрами в соответствии с накладываемыми ограничениями.

Имеющиеся методы оптимизационных расчетов испарителей и их элементов с ребристой поверхностью теплообмена позволяют решать лишь частные задачи. Кратко их можно классифицировать по следующим основным признакам: методы, косвенно учитывающие перенос тепла в аппарате и пригодные для оптимизации единичных ребер [8] или системы ребер с базовой поверхностью [9]; методы, непосредственно учитывающие перенос тепла и импульса в теплообменниках, когда целевая функция имеет аналитическое выражение [10] или получается на основе метода статистического планирования эксперимента [11]. С учетом начальной постановки задачи, перечисленные подходы имеют ограниченные возможности.

Наиболее перспективен путь обобщенной оптимизации испарителей АТН, когда целевая функция выражается в виде замкнутой системы уравнений, которая достоверно описывает процессы переноса в аппарате в широком диапазоне изменения параметров [12]. Такой подход принят в настоящей работе. Это позволяет рассмотреть такие вопросы, как влияние на оптимальные параметры функции цели: тип поверхности теплообмена, конструктивные и режимные факторы с учетом ограничений. Исследуемые испарители включают трубчатые и ребристые поверхности теплообмена.

Цель оптимизации испарителя определяется решаемой задачей применительно к конкретному аппарату с учетом его назначения и влияния на функционирование системы, в которой он эксплуатируется. В качестве цели оптимизации может выступать минимизация стоимости, массы или габаритов теплообменника, максимальная энергетическая или тепловая эффективность. Возможно использование комплексных параметров с учетом веса отдельных целевых составляющих. При этом в качестве показателя оптимальности целевой функции могут высту-

пать как отдельные параметры (стоимость, масса, объем, потеря давления или мощность на прокачку теплоносителя, коэффициент теплопередачи), так и комбинированные. В качестве комбинированных параметров наиболее часто используется одна из модификаций числа Кирпичева ($E = Q / N$) в виде отношения теплового потока аппарата Q к затрачиваемой мощности N на прокачку теплоносителей. Также широко применяется показатель компактности ($\Pi = F / V$) в виде отношения площади поверхности теплообмена F к объему V аппарата. Могут применяться и другие комбинированные показатели. Например, компактность оценивается в виде отношения теплового потока к объему теплообменника (Q / V), металлоемкость – в виде отношения теплового потока к массе аппарата (Q / M). Использование стоимостных показателей в современных экономических условиях не обеспечит получение достоверных данных [13].

В настоящей работе в качестве функции цели используются абсолютные показатели оптимальности теплообменников: объем, масса и коэффициент теплопередачи, характеризующие компактность, металлоемкость и тепловую эффективность.

Основная часть. Численный анализ работы оптимизируемого испарителя, с ребристой поверхностью теплообмена из биметаллических труб с винтовым оребрением, проводится с использованием разработанного интегрального метода теплогидравлического расчета [14]. В качестве основных замыкающих зависимостей для расчета теплоотдачи и сопротивления со стороны воздуха приняты данные ЦКТИ [15]. Со стороны хладагента для расчета теплоотдачи принят метод Чена [16]. При определении потери давления используется гомогенная модель с учетом местных сопротивлений – аппроксимация метода ЦКТИ [15].

В качестве функции цели при оптимизации испарителя в данной работе используются абсолютные показатели оптимальности: объем, масса и коэффициент теплопередачи, характеризующие компактность, металлоемкость и тепловую эффективность. Разработанная методика реализована в виде компьютерной программы EvaporatorASHP в среде Matlab.

Для поиска минимума функции цели применяется стандартная функция $fmincon(...)$, которая вычисляет оптимальный вектор x , минимизирующий величину скалярной функции $f(x)$ многих переменных $x = (x_1, x_2, \dots, x_N)$. $fmincon$ использует метод последовательного квадратичного программирования (SQP) [17]. В данном методе на каждой итерации решается подзадача квадратичного программирования (QP).

SQP метод является одним из самых современных методов в области нелинейного программирования. Шитковский [18] успешно реализовал и провел тестовые расчеты по данной версии оптимизации и получил всестороннее превосходство, по сравнению с другими тестовыми методами, в части эффективности, точности и процента успешного решения задачи для большого числа тестовых задач [19].

Минимум целевой функции $\min f(x)$ находится при нелинейных ограничениях

$$c(x) \leq 0, \quad (1)$$

$$lb \leq x \leq ub. \quad (2)$$

В нашем случае используется функция вида

$$x = \text{fmincon}(\text{fun}, x0, [], [], [], [], lb, ub, @\text{ogranicheniya}, \text{options}), \quad (3)$$

где fun – показатель оптимизации, находится из решения системы уравнений расчета теплообменника; $x0$ – начальная координата поиска; lb и ub – нижняя и верхняя граница оптимизируемых параметров; $@\text{ogranicheniya}$ – учитывает нелинейные ограничения на потерю давления; options – возвращает оптимальные данные.

Базовая поверхность теплообмена исследуемого испарителя состоит из биметаллических ребристых труб с поперечными круглыми винтовыми ребрами, изготовленных методом холодной прокатки, и включает внутреннюю стальную трубу с внешним диаметром и толщиной стенки $d_b \times \Delta_b = 12 \times 1$ мм и наружную ребристую алюминиевую трубу $d_n \times \Delta_n = 15 \times 1,5$ мм, несущую ребра. В процессе оптимизации находится минимум целевой функции $x = \min f(h, \delta, t)$ при следующих ограничениях в базовом варианте:

$$\begin{aligned} 6 \leq h \leq d_n, \text{ мм}; \\ 0,3 \leq \delta \leq 2 \text{ мм}; \\ 3 \leq t \leq 10 \text{ мм}; \\ \Delta p_b \leq 100 \text{ Па}; \\ \Delta p_R \leq 50 \text{ кПа}, \end{aligned} \quad (4)$$

где h – высота ребра; δ – толщина ребра; t – шаг оребрения; p_b – потеря давления со стороны воздуха; p_R – потеря давления со стороны хладагента.

Биметаллические ребристые трубы в пучке расположены горизонтально в шахматном порядке по вершине равностороннего треугольника с поперечным и диагональным шагами, равными текущему диаметру ребер $S_1 = S_2 = d_p = d_n + 2h$, и объединены в змеевики гладкотрубными калачами. Вынужденный поток воздуха проходит через ребристые 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 [14].

Ниже представлены результаты оптимизации воздушного испарителя АТН с тепловым потоком 10 кВт. В процессе оптимизации испарителя рассматривалось влияние следующих факторов: климатических особенностей эксплуатации тепловых насосов; свойств рабочих веществ R22, R134a и R410A; ограничений на потерю давления; начального значения координаты оптимизируемого параметра при поиске экстремума целевой функции; параметров оптимизируемой поверхности теплообмена, несущей ребра. Основным хладагентом является R410A.

Параметры со стороны хладагента определялись предварительно на основе анализа цикла теплового насоса при заданной средней температуре воздуха периодов со среднесуточной температурой не выше 0°C, равной на входе в испаритель –4,6°C, характерной для Минска [20]. Температурный напор на входе в испаритель составляет 10°C, что характерно для воздушных теплообменников. Для напольного отопления и горячего водоснабжения температура насыщенного хладагента на выходе конденсатора соответственно составляет 40 и 55°C. Для первого случая параметры исследуемых хладагентов приведены в табл. 1, включая массовое расходное паросодержание x и коэффициент преобразования ϕ теплового насоса.

Таблица 1

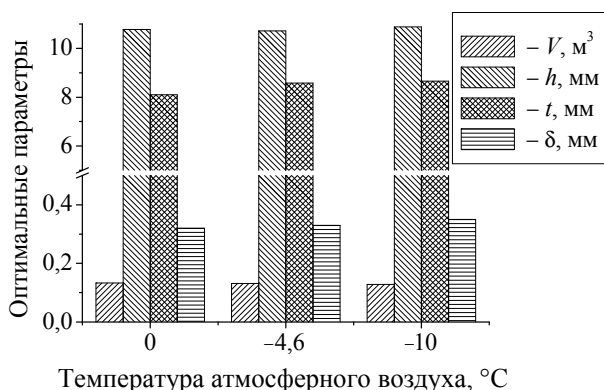
Параметры хладагентов на входе в испаритель и эффективность теплового насоса

Хладагент	p_R , МПа	t_R , °C	x	G_R , кг/с	ϕ
R22	0,301	–14,6	0,32	0,067	3,39
R134a	0,167	–14,6	0,37	0,076	3,51
R410A	0,491	–14,6	0,38	0,066	3,34

В процессе численного анализа для сухого насыщенного пара на выходе испарителя, на основе модифицированного метода расчета [14] определяется длина ребристых труб в пучке.

Получено, что для периодов со средней суточной температурой воздуха не выше 0°C и температурой обеспеченностью 0,94 для холодного времени года, оптимальные параметры испарителя с биметаллическими ребристыми трубами, при постоянном тепловом потоке, температурном напоре на входе и ограничении на потерю давления, не зависят от температуры атмосферного воздуха и могут достигаться при

различных сочетаниях конструктивных параметров с отклонением от минимального массогаритного показателя не более 5% (рис. 1).



Температура атмосферного воздуха, °C

Рис. 1. Влияние температуры воздуха на оптимальные конструктивные параметры испарителя

Однако при снижении температуры атмосферного воздуха энергетическая эффективность теплового насоса падает. Например, в системе горячего водоснабжения коэффициент преобразования теплового насоса с хладагентом R410A при уменьшении температуры воздуха с -10 до -20°C изменяется с 2,67 до 2,31.

Данный результат позволяет наладить производство испарителей с оптимальной биметаллической ребристой поверхностью теплообмена с учетом технологических ограничений и допусков при их производстве, и климатических особенностей эксплуатации для широкого спектра применения в системах теплонасосного теплоснабжения.

Результаты оптимизации параметров оребрения поверхности теплообмена для различных хладагентов и показателей оптимальности даны в табл. 2 при $\Delta p_b \leq 100$ Па.

Из табл. 2 видно, что если в качестве функции цели выступают масса или коэффициент теплопередачи, то, независимо от хладагента,

оптимальная высота ребра стремится к максимально допустимой 15 мм, а толщина ребра – к минимальному значению 0,3 мм. Шаг оребрения находится внутри области допустимых значений ближе к нижней границе 3 мм, который, как и толщина ребра, стремится к минимальному значению. Это соответствует наибольшему коэффициенту оребрения.

В случае минимизации объема испарителя оптимальный шаг и высота ребер находятся внутри области допустимых значений независимо от хладагента. Толщина ребер во всех случаях близка к минимально допустимому значению 0,3 мм.

Минимальный объем испарителя достигается за счет снижения высоты ребра, что приводит к уменьшению его глубины и высоты при одновременном увеличении длины ребристых участков труб в пучке. При этом с учетом ограничений на потерю давления со стороны воздуха шаг оребрения увеличивается и составляет большую величину, чем при минимизации массы испарителя.

Наилучшие показатели испарителя соответствуют хладагенту R134a, что связано с особенностями его физических свойств.

На рис. 2 показана поверхность и ее проекция при оптимизации массы испарителя. Зависимость массы от высоты и шага ребер носит экстремальный характер с минимумом 56,9 кг при шаге оребрения в окрестности 4 мм и высоте ребра 9–10 мм. Оптимальные значения переменных находятся внутри области допустимых значений.

Изменения величины рассматриваемой функции цели в окрестности ее минимума незначительны, поэтому высоту ребер и шаг оребрения, которые отклоняются от оптимальных на несколько процентов, можно рекомендовать для проектирования испарителей, гарантируя минимум массы или объема теплообменной поверхности.

Таблица 2

Влияние рабочего вещества и целевой функции на оптимальные параметры оребрения испарителя

Хладагент	Функция цели		Оптимальные параметры			$\Delta p_b, \text{ Па}$	φ	$k, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
	Размерность	Значение	$h, \text{ мм}$	$t, \text{ мм}$	$\delta, \text{ мм}$			
R22	$M, \text{ кг}$	63,23	14,79	4,60	0,30	100,0	13,90	422,7
	$V, \text{ м}^3$	0,140	10,80	8,69	0,33	99,9	5,33	304,9
	$k, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	427,3	15,00	4,51	0,30	100,0	14,45	427,3
R134a	$M, \text{ кг}$	59,20	14,95	4,46	0,30	99,6	14,53	475,2
	$V, \text{ м}^3$	0,129	13,54	5,20	0,31	99,9	11,02	436,7
	$k, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	478,4	15,00	4,39	0,30	100,0	14,81	478,4
R410A	$M, \text{ кг}$	61,48	15,00	4,51	0,30	100,0	14,45	475,1
	$V, \text{ м}^3$	0,139	10,78	8,66	0,32	100,0	5,33	328,1
	$k, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	475,1	15,00	4,51	0,30	100,0	14,45	475,1

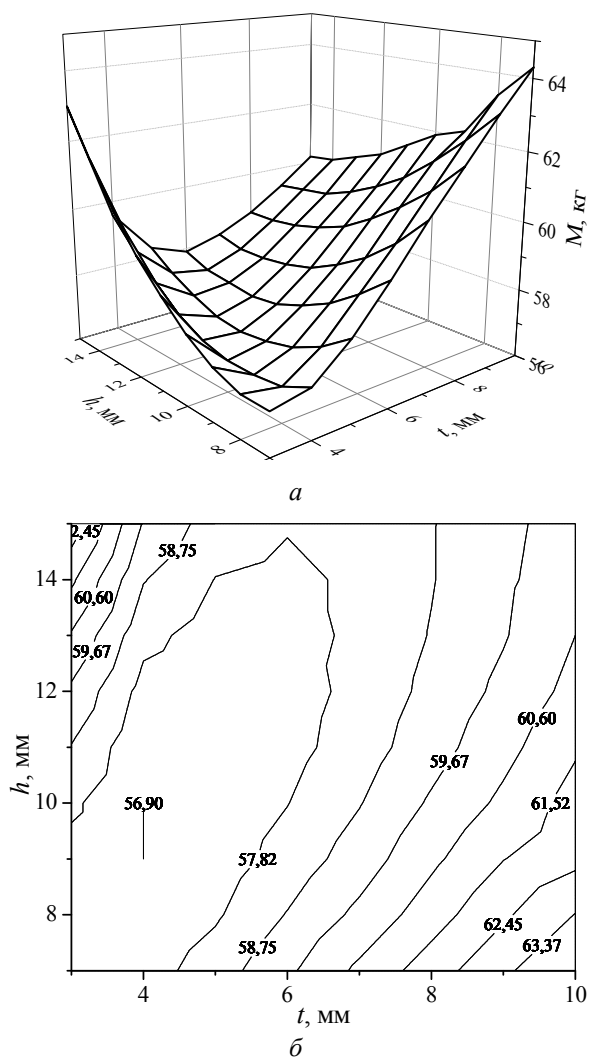


Рис. 2. Поверхность изменения массы испарителя (а) и ее проекция на плоскость (б) в зависимости от изменения высоты и шага ребер

Исследовалось влияние начального шага оребрения и высоты ребра при оптимизации по показателю минимального объема испарителя. В качестве начального шага брались значения 3, 4, 6, 8 и 10 мм, т. е. рассматривалась вся область допустимых значений. Результаты вычислительного эксперимента показывают, что изменение начального шага ребер при минимизации объема испарителя приводит к отличающемуся сочетанию оптимальных параметров оребрения. При этом значение целевой функции V от среднего значения отличается до 10%. Кроме того данный результат говорит о том, что используемый метод оптимизации позволяет находить локальный экстремум. Поэтому для нахождения глобального экстремума целесообразно проводить процедуру оптимизации несколько раз, изменяя координаты начальной точки поиска. Изменение целевой функции вблизи глобального минимума носит пологий характер.

Исследовалось влияние начальной высоты ребра со значениями 6,0, 8,5, 11, 12, 13 и 15 мм, т. е. во всей области допустимых значений. Как и в случае с шагом ребер, при изменении начального значения высоты ребра при поиске минимума объема испарителя имеются локальные минимумы его объема, отличающиеся от его среднего оптимального значения на 8,4%.

Наличие локальных минимумов функции цели при различных сочетаниях оптимальных параметров оребрения и изменении функции цели до 10% позволяет более гибко подходить к изготовлению ребристых поверхностей теплообмена с учетом технологических ограничений и допусков, а также к компоновке испарителя.

Результаты вычислительного эксперимента по влиянию ограничений на потерю давления со стороны воздуха при минимизации габарита и массы испарителя даны на рис. 3 и 4.

Из рис. 3 видно, что ограничения на потерю давления оказывают существенное влияние на оптимальные значения параметров оребрения при минимизации объема. Более жесткие ограничения ($\Delta p_v = 50$ Па) приводят к тому, что свободное межтрубное пространство в вертикальном сечении, перпендикулярном потоку воздуха, должно иметь максимальное значение для его прохода. Это приводит к тому, что оптимальная высота и шаг труб находятся на верхней границе допустимых значений, когда $h = 15$ мм и $t = 10$ мм, а толщина ребра – на нижней границе допустимых значений, равной 0,3 мм.

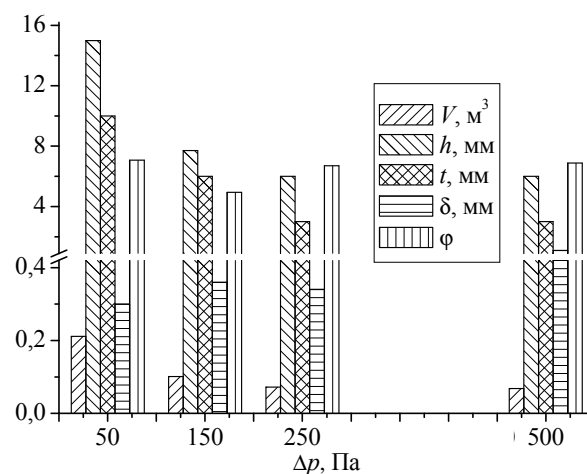


Рис. 3. Влияние потери давления со стороны воздуха на оптимальный объем испарителя

При увеличении верхней границы ограничения на потерю давления, т. е. когда оно становится менее жестким, оптимальные значения высоты и шага ребер стремятся к нижней границе допустимых значений, и начиная с

$\Delta p_v \geq 250$ Па они достигают при $h = 6$ мм и $t = 3$ мм. Толщина ребра напротив начинает увеличиваться, так как с ее ростом тепловая эффективность ребер также возрастает. При $\Delta p_v = 500$ Па оптимальная толщина ребра находится внутри области допустимых значений и равна 1,1 мм.

Оптимальное сочетание параметров оребрения при оптимизации габаритов испарителя приводит к тому, что коэффициент оребрения ϕ при минимальном $\Delta p_v = 50$ Па имеет максимальное значение 7,06. Затем он снижается при $\Delta p_v = 150$ Па до минимума 4,94. При дальнейшем уменьшении жесткости ограничения на потерю давления коэффициент оребрения за счет роста толщины ребра стремится к максимально допустимому значению.

Влияние ограничения на потерю давления, когда в качестве показателя оптимальности выступает материалоемкость испарителя, показано на рис. 4.

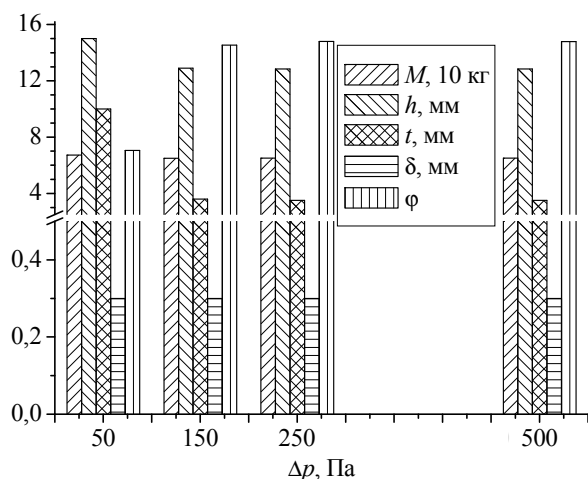


Рис. 4. Влияние потери давления со стороны воздуха на оптимальную массу испарителя

Влияние потери давления со стороны воздуха на металлоемкость испарителя незначительно в широком диапазоне ограничений $150 \text{ Па} \leq \Delta p_v \leq 500 \text{ Па}$. Отклонение от среднего значения массы испарителя в данном диапазоне составляет менее 0,03%. В этом диапазоне оптимальные значения высоты, шага и толщины ребер соответственно составляют ~12,8, 3,5 и 0,3 мм. При дальнейшем уменьшении предельного давления высота и шаг ребер стремятся к максимальным значениям. Оптимальная толщина во всех случаях соответствует минималь-

но допустимому значению 0,3 мм. Имеется граница работоспособности испарителя по расходу (скорости) воздуха при заданном тепловом потоке, когда допустимая потеря давления не должна быть меньше 75 Па.

Во всем диапазоне изменения $\Delta p_{v,\max}$ минимальная масса изменялась в 1,03 раза, что составляет незначительную величину. В то же время оптимальный объем в этом же диапазоне изменений предельных Δp_v изменяется в 3 раза, что требует тщательного подхода при проектировании испарителя.

Коэффициент оребрения в качестве универсального показателя оптимальности использовать нецелесообразно, так как его наибольшее значение не соответствует оптимуму функции цели. Это можно наблюдать по данным, приведенным на рис. 3 и 4.

Известно, что компактность трубчатых поверхностей теплообмена увеличивается с уменьшением их диаметра. Для исследуемого испарителя результаты вычислительного эксперимента подтверждают данную закономерность. Уменьшение диаметра внутренней стальной трубы биметаллической поверхности теплообмена в два раза с 16 до 8 мм приводит к уменьшению объема испарителя в 2,6 раза с одновременным уменьшением его массы в 1,9 раза. Поэтому, с учетом технологических возможностей изготовления испарителя, целесообразно использовать в качестве биметаллической поверхности теплообмена трубы с минимальным диаметром для прохода хладагента.

Заключение. На основе проведенного исследования можно сделать вывод, что оптимальные режимные и конструктивные параметры испарителей аэротермальных тепловых насосов не остаются постоянными при смене хладагента, изменении условий их работы и накладываемых ограничений. Однако вблизи минимума целевой функции оптимальные параметры, как правило, имеют небольшой градиент, позволяющий варьировать ими при проектировании. Представленная методика и вычислительная программа позволяют разработать оптимальную конструкцию испарителей АТН, адекватную предъявляемым к ней требованиям. Метод может быть модифицирован и распространен на поверхности теплообмена других типов путем дополнительного введения соответствующих замыкающих соотношений для расчета коэффициентов теплоотдачи и сопротивления или показателей эффективности.

Литература

1. Тепловые насосы в современной промышленности и коммунальной инфраструктуре. Информационно-методическое издание. М.: Перо, 2016. 204 с.
2. Янговский Е. И., Левин Л. А. Промышленные тепловые насосы. М.: Энергоатомиздат, 1989. 128 с.

3. Жидович И. С. Проектирование теплонасосных установок для отопления и горячего водоснабжения энергоэффективных жилых зданий. Минск: ООО «Поликraft», 2017. 128 с.
4. Air Source Heat Pump Market, By Region [Электронный ресурс]. URL: www.gminsights.com/industry-analysis/air-source-heat-pump-market (дата обращения: 07.12.2018).
5. Тепловые насосы воздух/вода. Н. Новгород: НГТУ, 2017. 32 с.
6. Окупаемость тепловых насосов – реалии 2018 года [Электронный ресурс]. URL: <https://hitachi-ukraine.com.ua/okupaemost-teplovykh-nasosov-reali.html> (дата обращения: 07.12.2018).
7. О расширении тарифной группы по использованию электроэнергии для целей отопления и горячего водоснабжения с 1 января // Энергоэффективность. 2019. № 1. С. 5.
8. Керн Д., Краус А. Развитие поверхности теплообмена. М.: Энергия, 1977. 464 с.
9. Володин В. И., Михалевич А. А. Об оптимальных параметрах оребрения теплообменников с воздушным охлаждением при граничных условиях третьего рода // Изв. АН БССР. Сер. физ.-энерг. наук. 1976. № 2. С. 106–111.
10. Kovarik M. Optimal heat exchanger // Trans.ASME. J.heat transfer. 1989. Vol. 111. No. 2. P. 287–293.
11. Бажан П. И., Каневец Г. Е., Селиверстов В. М. Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989. 368 с.
12. Володин В. И., Михалевич А. А. Оптимизация теплообменников воздушного охлаждения // Теплоэнергетика. 1994. № 8. С. 43–47.
13. Морозюк Л. И. Оптимизация теплообменных аппаратов холодильных машин методом минимизации производства энтропии // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2015. № 4/8. С. 42–48.
14. Володин В. И., Костеневич А. Е. Особенности теплового проектирования испарителей аэротермальных тепловых насосов // Труды БГТУ. Сер. 2, Химические технологии, биотехнологии, геоэкология. 2018. № 2. С. 118–125.
15. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС. Методические указания: РД 24.035.05-89. Введен 01.07.1990. Л.: НПО ЦКТИ, 1991. 211 с.
16. Теплопередача в двухфазном потоке / под ред. Д. Баттерворса и Г. Хьюитта. М.: Энергия, 1980. 328 с.
17. López C. P. Matlab optimization techniques. Boston: Springer, 2014. 292 p.
18. Schittkowski K. Numerical data fitting in dynamical systems. A practical introduction with applications and software. Boston: Springer, 2002. 396 p.
19. Трифонов А. Г. Оптимизация при наличии ограничений [Электронный ресурс]. URL: http://matlab.exponenta.ru/optimiz/book_1/15.php (дата обращения: 05.11.2018).
20. Строительная климатология: СНБ 2.04.02-2000. Введ. 01.07.01. Минск: Стройтехнорм, 2001. 37 с.

References

1. *Teplovyye 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. Yantovskiy E. I., Levin L. A. *Promyshlennyye teplovyye nasosy* [Industrial heat pumps]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1989. 128 p.
3. Zhidovich I. S. *Proyektirovaniye teplonassosnykh ustanovok dlya otopleniya i goryachego vodosnabzheniya energoyeffektivnykh zhillykh zdaniy* [Design of heat pump installations for heating and hot water supply of energy-efficient residential buildings]. Minsk, Ltd Polikraft Publ., 2017. 128 p.
4. Air Source Heat Pump Market, By Region. Available at: www.gminsights.com/industry-analysis/air-source-heat-pump-market (accessed 07.12.2018).
5. *Teplovyye nasosy vozdukh/voda* [Air/water heat pumps]. N. Novgorod, NGTU Publ., 2017. 32 p.
6. Okupaemost' teplovykh nasosov – realii 2018 goda [Heat pump payback – 2018 realities]. Available at: <https://hitachi-ukraine.com.ua/okupaemost-teplovykh-nasosov-reali.html> (accessed 07.12.2018).
7. On the expansion of the tariff group on the use of electricity for heating and hot water from January 1. *Energoeffektivnost'* [Energy efficiency], 2019, no. 1, p. 5 (In Russian).
8. Kern D., Kraus A. *Razvityye poverkhnosti teploobmena* [Extended surface heat transfer]. Moscow, Energiya Publ., 1977. 464 p.
9. Volodin V. I., Mikhalevich A. A. On the optimal fins of air-cooled heat exchangers under boundary conditions of the third kind. *Izv. AN BSSR, ser. fiz.-energ. nauk* [Izv. AN BSSR. Series of physical and energy sciences], 1978, no. 2, pp. 106–111 (In Russian).
10. Kovarik M. Optimal heat exchanger. *Trans.ASME. J.heat transfer*, 1989, vol. 111, no. 2, pp. 287–293.

11. Bazhan P. I., Kanevets G. E., Selivestrov V. M. *Spravochnik po teploobmennym apparatam* [Heat Exchanger Handbook]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1989. 368 p.
12. Volodin V. I., Mikhalevich A. A. Optimization of air-cooled heat exchangers. *Teploenergetika* [Thermal Power], 1994, no. 8, pp. 43–47 (In Russian).
13. Morozyuk L. I. Optimization of heat exchangers of chillers by minimizing entropy production. *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy* [East European Advanced Technology Journal], 2015, no. 4/8, pp. 42–48 (In Russian).
14. Volodin V. I., Kostenevich A. Ye. Features of thermal design of evaporators of aerothermal heat pumps. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], series 2, Chemical engineering, biotechnologies, geocology, 2018, no. 2, pp. 118–125 (In Russian).
15. 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).
16. *Teploperedacha v dvukhfaznom potoke* [Heat transfer in a two-phase flow]. Edited by D. Battervors, G. Kh'yuitt. Moscow, Energiya Publ., 1980. 328 p.
17. López C P. Matlab optimization techniques. Boston, Springer Publ., 2014. 292 p.
18. Schittkowski K. Numerical data fitting in dynamical systems. A practical introduction with applications and software. Boston, Springer Publ., 2002. 396 p.
19. Trifonov A. G. *Optimizatsiya pri nalichii ogranicheniy* [Constrained Optimization]. Available at: http://matlab.exponenta.ru/optimiz/book_1/15.php (accessed 05.11.2018).
20. SNB 2.04.02-2000. Construction climatology. Minsk, Stroytekhnorm Publ., 2001. 37 p. (In Russian).

Информация об авторе

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

Information about the author

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

Поступила 08.04.2019