

DOI: 10.34031/2071-7318-2024-9-4-36-44

Ильина Т.Н., Орлов П.А., Саввин Н.Ю., Елистратова Ю.В.Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова***E-mail: ilina50@rambler.ru*

ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ В ИСПАРИТЕЛЬНОМ БЛОКЕ ВОЗДУШНОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА

Аннотация. Рассмотрены теплонасосные установки и возможность их применения в инженерных системах, что позволяет значительно расширить возможности использования возобновляемых источников энергии, а также выбросной теплоты от различных технологических процессов в инженерных системах создания микроклимата. Наиболее перспективными являются воздушные тепловые насосы, однако их применение в регионах с холодным климатом ограничено в связи с конденсацией паров влаги на холодопроводе испарительного блока с последующим образованием наледи, что снижает эффективность работы установки. В настоящей работе рассмотрен модернизированный испарительный блок воздушного теплового насоса с системой удаления наледи MOVEBIT.

С учетом конструкции теплообменника, включающего блок магнитострикционного излучателя, рассмотрено влияние тепломассообменных процессов в испарительном блоке на эффективность работы теплонасосной установки в широком диапазоне температур наружного воздуха. Получено критериальное уравнение для расчета коэффициента теплоотдачи в испарительном блоке в зависимости от гидродинамических условий проведения процесса и теплофизических параметров воздушной среды. Данное уравнение позволяет рассчитывать теплопроизводительность, холодопроизводительность, определять коэффициент трансформации энергии теплонасосной установки на всех этапах жизненного цикла инженерных систем. Получена зависимость влияния температуры и относительной влажности на кинетику образования наледи, что позволяет рассчитать время работы установки между циклами включения излучателя для разрушения наледи. По результатам исследований разработаны программы для ЭВМ управления основными теплотехническими параметрами воздушного теплового насоса с системой MOVEBIT и электрической частью магнитострикционного излучателя в широком диапазоне температур.

Ключевые слова: теплонасосная установка, коэффициент трансформации теплоты, тепломассообмен, энергоэффективность, испарительный блок, магнитострикционный излучатель.

Введение. Энергосбережение и защита окружающей среды от вредных выбросов является актуальной проблемой. Создание и поддержание требуемых параметров микроклимата обеспечивают инженерные системы, для работы которых требуются источники теплоснабжения, оказывающие существенное влияние на жизненный цикл строительного объекта, а также являются наиболее затратной статьёй коммунальных расходов. Перспективным направлением энергосбережения является использование возобновляемых и нетрадиционных источников энергии, к которым относятся тепловая энергия недр земли, воздуха, воды, а также тепловые выбросы вытяжных вентиляционных систем, технологических процессов промышленных предприятий [1–3], для утилизации которых применяют тепловые насосы.

В зависимости от источника энергии различают геотермальные, водяные и воздушные теплонасосные установки. Системы с использованием теплонасосных установок имеют меньшие эксплуатационные расходы и выделяют меньше вредных веществ в атмосферу, по сравнению с традиционными источниками теплоснабжения

[4–7]. Следовательно, разработка энергоэффективных конструкций теплонасосных установок, оптимизация их работы на различных этапах функционирования инженерных систем, является актуальной задачей управления жизненным циклом объектов строительства.

Наиболее перспективными с точки зрения эксплуатации и изготовлении являются воздушные теплонасосные установки по сравнению с геотермальными [8–11]. Однако несмотря на преимущество воздушных тепловых насосов, их применение ограничено в регионах с холодным климатом, в том числе в России, в связи с образованием на наружной поверхности испарителя инея и ледяной корки. Это приводит к повышению сопротивления теплопередачи и снижению коэффициента преобразования теплоты. Существующие способы удаления наледи требуют дополнительных затрат энергии, что снижает эффективность работы установки. Наиболее эффективным является метод разрушения наледи с помощью механических колебаний [12, 13].

В рамках программы Приоритет-2030, нами разработан испарительный блок воздушного теплового насоса, включающий теплообменник ори-

гинальной формы, магнитострикционный излучатель для удаления наледи, разработан способ крепления сердечника излучателя к поверхности теплообменника, а также изготовлена теплонасосная установка и проведены ее испытания [14]. Целью настоящей работы является повышение теплопроизводительности и коэффициента трансформации теплоты воздушного теплового насоса на основании совершенствования системы удаления наледи и улучшения гидродинамических условий проведения тепло-массообменных процессов в испарительном блоке установки с системой MOVEBIT.

Материалы и методы. Исследования проводили на экспериментальном стенде воздушного теплового насоса, включающего модернизированный теплообменник испарительного блока с системой удаления наледи MOVEBIT, представленный на рис. 1.



Рис. 1. Экспериментальный стенд с воздушным тепловым насосом, оснащенный системой MOVEBIT

Холодопровод испарительного блока представлен в виде стержня диаметром 80 мм, для увеличения поверхности теплообмена имеет 12 пластин высотой 28 мм. Стержень теплообменника изготовлен из сплава алюминия методом экструзии. Поперечное сечение стержня составляет $14,24 \text{ см}^2$ ($0,001424 \text{ м}^2$), длина стержня 1,5 м. Стержень теплообменника находится в трубе длиной 1,8 м с утеплителем. Внутренний диаметр трубы 100 мм. Соответственно площадь живого сечения для прохода воздуха составляет $0,006426 \text{ м}^2$. площадь одного стержня теплообменника составляет $0,984 \text{ м}^2$. В дальнейших расчетах принимаем площадь теплообменной поверхности одного стержня, равной 1 м^2 . Испарительный блок лабораторной установки содержит

4 теплообменника типа «труба в трубе» площадью теплообмена 4 м^2 соответственно (рис. 2).



Рис. 2. Наружный блок теплонасосной установки с трубами и утеплителем (один стержень показан без трубы)

В испарительном блоке воздушного теплового насоса происходят процессы охлаждения воздуха и массообменные процессы с конденсацией паров влаги на поверхности теплообменника с последующим образованием инея и ледяной корки. Интенсивность процессов зависит от теплофизических свойств теплоносителя, гидродинамических условий обтекания теплообменной поверхности и формы теплообменника.

Для описания теплообменных процессов в модернизированной конструкции испарительного блока наиболее пригодной является критериальное уравнение Нуссельта (Nu) для теплообмена в кольцевом канале при критерии Прандтля (Pr) в диапазоне 0,7 -100 и соотношением диаметров $1,2 < (d_2/d_1) < 1,4$ [15]:

$$Nu = A \cdot Re_{d_{экв}}^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot (d_2 / d_1)^{0,18} \cdot \varepsilon_t, \quad (1)$$

здесь d_2 – внутренний диаметр наружной трубы, м; d_1 – эквивалентный диаметр внутреннего стержня, м; $Re_{экв}$ – критерий Рейнольдса, рассчитанный по эквивалентному диаметру канала.

Отношение температур среды и поверхности учитывается температурным коэффициентом:

$$\varepsilon_t = (T_c / T_{жс})^{-0,36}, \quad (2)$$

где T_c – температура наружного воздуха, подаваемого в межтрубное пространство, К; $T_{жс}$ – температура поверхности внутреннего стержня, равная температуре фреоновых хладагента К.

Преимущество этого уравнения заключается в учете отношения диаметров наружной d_2 и внутренней d_1 трубы, температур, режима движе-

ния воздуха в межтрубном пространстве, оцененного по значениям критерия Рейнольдса (Re), рассчитанного по значениям эквивалентного диаметра межтрубного канала. Свободный коэффициент A в уравнении (1) можно рассматривать как критерий, оценивающий влияние структуры поверхности трубы на интенсивность тепло-массообменных процессов.

Основная часть. Исследования проводили при расходах наружного воздуха, подаваемого в испарительный блок от 400 м³/ч, до 1200 м³/ч, при этом скорость воздуха в межтрубном пространстве менялась от 4,2 м/с до 13 м/с. Исследования проводили при температурах среды от -26 °С до +10 °С.

Обработка экспериментальных данных позволила установить численное значение коэффициента в уравнении (1), который составил 0,043, вместо 0,017 в исходном уравнении для гладкой поверхности внутренней трубы. Увеличение коэффициента объясняется изменением формы внутренней трубы и увеличением площади ее поверхности по сравнению с традиционной гладкой.

В таблице 1 представлены экспериментальные и расчетные значения коэффициента теплоотдачи в испарительном блоке теплонасосной установки.

Практическая значимость полученного уравнения заключается в возможности рассчитать количество теплоты, отбираемого в испарительном блоке, т.е. холодопроизводительность установки. определить холодильный и отопительный коэффициенты и, соответственно, рассчитать количество отданного теплонасосной установкой теплоты, т.е. теплопроизводительность.

В испарительном блоке воздушного теплового насоса происходят сложные тепло-массообменные процессы, изучению которых посвящено много работ [16–18]. Процессы теплоотдачи от наружного воздуха к поверхности теплообменника сопровождаются образованием конденсата, так как температура теплообменной поверхности испарителя ниже точки росы подаваемого наружного воздуха. Поэтому в испарительном блоке образуется наледь, отрицательно влияющая на эффективность работы воздушной теплонасосной установки. Кинетика образования наледи имеет важное значение для регулирования тепло-массообменных процессов теплонасосной установки и режима работы магнетострикционного излучателя для удаления наледи.

Таблица 1

Расчетные и экспериментальные значения коэффициента теплоотдачи в испарительном контуре при различных температурах и скорости воздуха

№ п/п	t_{cp} , °С	$t_{ф}$, °С	V , м/с	ρ , кг/м ³	λ , Вт/м К	$\nu \cdot 10^5$, м ² /с	Re	Pr	Nu	$\alpha_{рас}$, Вт/м ² К	$\alpha_{экс}$, Вт/м ² К
1	9,2	-11,6	4,8	1,249	0,0251	1,406	5852	0,704	39,07	57,15	64,66
2	5,4	-19,3	4,2	1,266	0,0248	1,374	5239	0,705	35,57	51,46	51,54
3	0,8	-20,5	5,0	1,288	0,0245	1,336	6414	0,707	42,05	60,00	65,03
4	-4,0	-25,6	4,4	1,311	0,0241	1,297	5815	0,709	38,87	54,67	58,48
5	-9,3	-28,8	5,1	1,337	0,0237	1,254	6970	0,711	45,09	62,40	65,41
6	-17,1	-30,2	5,2	1,378	0,0231	1,192	7475	0,714	48,19	65,05	70,40
7	-20,2	-32,7	4,6	1,395	0,0229	1,168	6749	0,715	44,47	59,43	65,69
8	-26,4	-32,4	4,0	1,430	0,0224	1,120	6119	0,717	41,56	54,43	60,21
9	10,0	-6,7	12,8	1,246	0,0251	1,413	15532	0,704	85,77	125,76	120,1
10	5,0	-13,4	13,0	1,268	0,0248	1,371	16255	0,705	88,79	128,30	112,92
11	0,2	-16,4	12,5	1,290	0,0244	1,331	16095	0,707	88,36	125,86	120,37
12	-5,0	-19,7	13,0	1,316	0,0240	1,289	17289	0,709	93,88	131,63	127,69

Как видно из таблицы, эффективность теплообмена в основном зависит от гидродинамических условий в межтрубном пространстве. На рис. 3 представлена зависимость экспериментальных и расчетных значений коэффициента

теплоотдачи в межтрубном канале испарительного блока от критерия Рейнольдса, которая показала удовлетворительную сходимость.

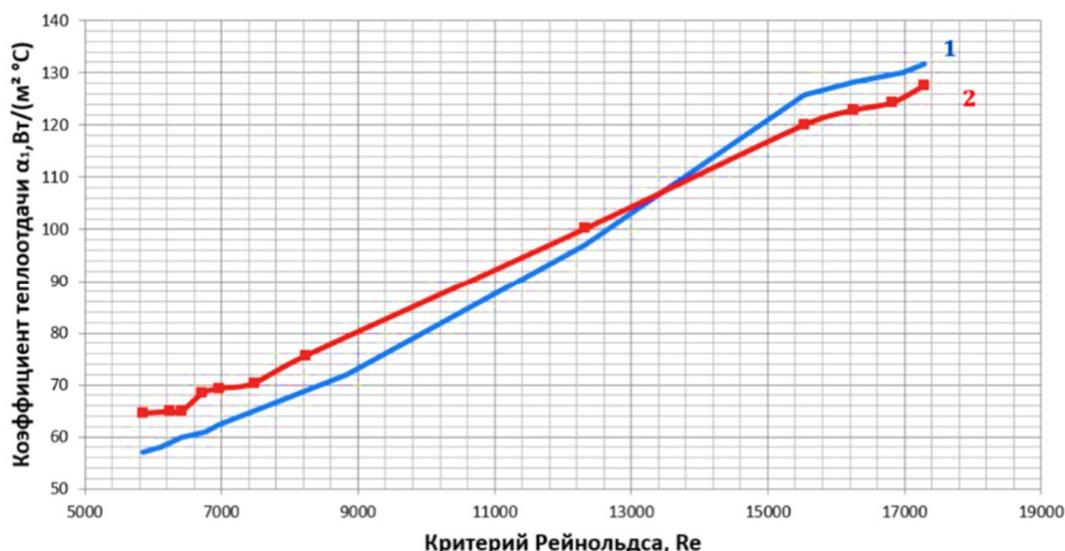


Рис. 3. Зависимость коэффициента теплоотдачи от числа Рейнольдса:
1 – расчетные значения; 2 – экспериментальные значения

Кинетика процессов образования конденсата и инея зависит от температуры, относительной влажности, скорости воздуха, подаваемого в испарительный блок. Исследования показали, что наибольшее влияние оказывает влажность воздуха. Поэтому представляет интерес получение зависимости роста наледи в зависимости от относительной влажности воздуха.

Влажность воздуха регулировали парогенератором, скорость движения воздуха в проходных каналах испарителя регулировали расходом воздуха, который в блоке из четырех элементов составлял 400, 600 и 1200 м³/ч. Скорость воздуха устанавливалась в пределах: 5,1–5,5; 7,5–8,2, и 12–13 м/с соответственно. Исследования проводились при температурах подаваемого воздуха – 5; –10; 0; 5; 10 °С. Относительную влажность поддерживали в диапазоне 40–100 %. Удельное количество влаги, (г влаги/кг сухого воздуха) конденсирующейся на поверхности теплообменника, рассчитывали с помощью i-d диаграммы по уравнению:

$$W^1 = (d_1 - d_2), \quad (3)$$

где d_1 – влагосодержание воздуха на входе в испаритель (г /кг); d_2 – влагосодержание воздуха при температуре газового трубопровода испарителя (г/кг).

Значения влагосодержания определяли по i-d диаграмме при соответствующих параметрах воздуха, поступающего в испарительный блок, и температуре хладагента в испарителе. Данные для расчетов взяты из протоколов проведенных испытаний. Анализ температурного поля в кольцевом сечении испарительного блока позволяет предположить, что вся сконденсировавшаяся влага превращается в иней плотностью 300 кг/м³. Количество образующего инея (W) зависит от

массовой производительности установки по воздуху и может быть рассчитано по уравнению:

$$W = W^1 \cdot 10^{-3} \cdot G, \quad (4)$$

где G – массовый расход воздуха, кг/ч.

Массовый расход воздуха находили по уравнению:

$$G = L \cdot \rho, \quad (5)$$

где L – объемный расход воздуха, м³/ч; ρ – плотность влажного воздуха кг / м³.

$$\rho = \rho_{c.cв} (1 + d_1). \quad (6)$$

Скорость образования инея рассчитывали по уравнению, мм/ч:

$$v' = \frac{W \cdot 10^{-3}}{\rho F}, \quad (7)$$

где плотность инея $\rho_{и} = 300$ кг/м³, F – поверхность теплообменника, 4 м².

Исследования показали, что для стабильной и эффективной работы воздушной теплонасосной установки сброс наледи с поверхности теплообменника испарительного блока необходимо производить при толщине слоя $h=3,0-5,0$ мм.

Расчет времени работы между циклами включения магнитострикционного излучателя рассчитывали по уравнению, ч:

$$t = \frac{h}{v'}. \quad (8)$$

Таким образом, можно рассчитать скорость образования наледи при заданном расходе, температуре и влажности наружного воздуха, и соответственно время между циклами работы до снятия наледи по уравнениям (3) – (8).

В табл. 2 представлены результаты расчета скорости образования наледи при расходе воздуха $L=600$ м³/ч, $G=600 \cdot 1,31=786$ кг/ч.

Рассчитано время образования ледяной корки толщиной $h=5$ мм, т.е. период работы установки до включения излучателя.

Таблица 2

Результаты экспериментальных и расчетных значений кинетики роста наледи

№ п/п	W'	t, °C	φ, %	W'	W, кг/ч	v', мм/ч	t, мин
1	6,13	-5	60	6,04	4747,00	3,96	75
2	5,32	0	60	5,58	4385,88	3,65	82
3	5,19	5	60	5,12	4024,32	3,3536	89
4	8,21	-5	80	8,04	6319,44	5,27	60
5	7,4	0	80	7,58	5957,88	4,96	60,5
6	7,34	5	80	7,12	5596,32	4,66	64,38
7	10,13	-5	100	9,66	7592,76	6,32	71,20
8	9,32	0	100	9,58	7529,88	6,27	47,85
9	9,19	5	100	9,12	7168,32	5,97	50,25

В результате проведения планированного эксперимента было получено уравнение множественной регрессии, кг/кг:

$$W' = -0,4189 - 0,09167t + 0,109\varphi, \quad (9)$$

Статистическая значимость уравнения проверена с помощью коэффициента детерминации и критерия Фишера. Как видно из таблицы, экспериментальные значения удельного количества конденсата (второй столбец) и расчетные значения (четвертый столбец) показывают близкие значения с расхождением 1–3 %

Для массовой производительности 500 кг/час по результатам эксперимента рассчитана скорость образования конденсата v' в диапазоне изменения температуры X_1 (t от -5 до +5 °C) и относительной влажности в диапазоне 60–100 % (X_2). Полученные данные описываются уравнением регрессии, мм/ч:

$$v' = -0,1389 - 0,04t + 0,04108\varphi, \quad (10)$$

По результатам комплексных исследований получен патент на изобретение и разработана программа для ЭВМ. для автоматизации и мониторинга работы воздушного теплового насоса с системой MOVEBIT, включающие расчет теплопроизводительности, коэффициента трансформации, управление электрической частью излучателя в широком диапазоне температур [19, 20]. Полученные объекты интеллектуальной собственности подтверждают практическую значимость применения воздушных тепловых насосов с системой MOVEBIT в регионах с холодным климатом для создания с помощью инженерных систем требуемых параметров микроклимата в помещениях различного назначения.

Выводы. В настоящей работе представлены результаты исследования влияния гидродинамических условий на тепло- и массообменные процессы в испарительном блоке теплонасосной установки. Получено уравнение зависимости критерия Нуссельта от критериев Рейнольдса, Прандтля, а также отношений температур наруж-

ного воздуха и фреонового холодопровода. Данное уравнение позволяет определить холодопроизводительность, теплопроизводительность и коэффициенты трансформации тепловой энергии в широком диапазоне температуры, расходов и скоростей движения наружного воздуха. На основании полученных данных разработаны программы для расчета теплопроизводительности и коэффициента трансформации теплоты для всех этапов жизненного цикла инженерных систем, включая: сбор, хранение, обработку и передачу данных. Получено уравнение кинетики роста наледи на поверхности теплообменника испарительного блока, позволяющее рассчитать время работы установки до включения магнитострикционного излучателя. Установлено, что удаление наледи целесообразно проводить при толщине корки не более 5 мм. Полученные результаты использованы для разработки программы работы электрической части излучателя.

Таким образом, применение магнитострикционных излучателей в испарительном блоке воздушного теплового насоса позволяет использовать возобновляемые источники энергии в инженерных системах создания микроклимата помещений, с том числе в вентиляционных установках с рекуперацией теплоты, что в перспективе значительно расширит географию применения воздушных теплонасосных установок в том числе в регионах с холодным климатом.

Источник финансирования. Работа выполнена в рамках программы «Приоритет 2030» на базе Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова с использованием оборудования Центра высоких технологий при БГТУ им. В.Г. Шухова.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Сидорович В.С. Мировая энергетическая революция: Как возобновляемые источники энергии изменят наш мир. М.: Альпина Паблшер. 2015. 208 с.

2. Зайцев О.Н., Дихтярь Т.В., Циблина А.А. Совершенствование систем микроклимата в сооружениях открытого типа // Строительство и техногенная безопасность. 2018. № 11 (63). С. 187–193.
3. Зайцев О.Н., Ангелюк И.П. Технико-экономическое обоснование использования системы рекуперации тепла дымовых газов // Строительство и техногенная безопасность. 2019. № 16 (68). С. 99–104.
4. Жерлыкина М.Н., Колосов А.И., Панов М.Я., Чуйкин С.В. Теоретическое обоснование режимов работы системы кондиционирования воздуха производственных помещений с незначительными теплоизбытками // Научный журнал строительства и архитектуры. 2020. №1 (57). С. 22–29. DOI: 10.25987/VSTU.2020.57.1.002
5. Исанова А.В., Мартыненко Г.Н. Оптимизация работы теплонасосной пофасадной системы отопления при соблюдении требуемых параметров теплового комфорта жилых зданий // Научный журнал строительства и архитектуры. 2018. № 3 (51). С. 4047.
6. Толмачев В.М., Семичева Н.Е., Амелина Н.В., Амелин В.Ю. Разработка системы умного дома. Перспективная модель и стратегия развития // БСТ: Бюллетень строительной техники. 2021. № 1 (1037). С. 58–59.
7. Григорова Н.П., Монастырев П.В., Пахомова Е.Г., Семичева Н.Е. Исследование степени интенсификации коэффициента массообмена теплоносителя в вихревом теплообменном аппарате системы отопления газорегуляторного пункта // Известия Юго-Западного государственного университета. 2021. Т. 25. № 1. С. 53–65.
8. Ежов В.С., Семичева Н.Е., Тютюнов Д.Н., Бурцев А.П., Перепелица Н.С., Бурцев А.П. Математическая модель для автоматизированного управления тепловыми потоками энергоэффективной системы вентиляции // Известия Юго-Западного государственного университета. 2021. Т. 25. № 1. С. 38–52.
9. Филиппов С.П., Ионов М.С., Дильман М.Д. Перспективы применения воздушных тепловых насосов для теплоснабжения жилых зданий в различных климатических условиях // Теплоэнергетика. 2012. № 11. С. 11–18.
10. Ural T., Dolgun G.K., Guler O.V., Kecebas A. Performance analysis of a textile based solar assisted air source heat pump with the energy and exergy methodology // Sustainable Energy Technologies and Assessments. 2021. Vol. 47. DOI: 10.1016/j.seta.2021.101534
11. Mohanraj M., Karthick L., Dhivagar R. Performance and economic analysis of a heat pump water heater assisted regenerative solar still using latent heat storage // Applied Thermal Engineering. 2021. Vol. 196. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117263
12. Орлов П.А., Ильина Т.Н., Орлов К.П. Воздействие механических колебаний на обледенение испарителей воздушного теплового насоса // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2021. №. 6. С. 36–44. DOI: 10.34031/2071-7318-2021-6-6-36-44
13. Il'ina T.N., Orlov P.A., Chizhov A.V. Influence of material structure on the magnetostrictive properties of a radiator for defrosting heat exchangers of ventilation equipment // Constructions materials and productions. 2021. Vol. 4. № 4. Pp. 5–10.
14. Orlov P.A., Il'ina T.N., Orlov K.P. Test of heat pump unit with MOVEBIT anti-icing system // Constructions materials and productions. 2022. Vol. 5. № 2. Pp. 43–50. DOI: 10.58224/2618-7183-2022-5-2-43-50
15. Цветков Ф.Ф., Керимов Р.В., Величко В.И. Задачник по тепломассообмену: учебное пособие 2-е изд., исправ. и доп. М.: Издательский дом МЭИ, 2008. 196 с.
16. Il'ina T.N., Orlov P.A., Echina A.O. Efficiency of Operation of Air Heat Pumps with Evaporators of Various Designs. Proceedings of the Southwest State University. 2023. Vol. 27. No. 2. Pp. 62–74.
17. Бараков А.В., Дубанин В.Ю., Прутских Д.А., Надеев А.А. Разработка воздухоохладителя испарительного типа для систем вентиляции // Научный журнал строительства и архитектуры. 2021. № 3 (6). С. 37–44. DOI: 10.36622/VSTU.2021.63.3.003
18. Семичева Н.Е., Брежнев А.В., Михайлов Д.С., Лисунов А.А., Пахомов В.Е., Мармоледжо-Дуарте К. Создание благоприятных санитарно-гигиенических условий жизнедеятельности человека в городской среде // БСТ: Бюллетень строительной техники. 2022. № 12 (1060). С. 30–31.
19. Орлов П.А., Ильина Т.Н., Орлов К.П., Яцуха О.С. Патент № 2795336 РФ. Способ контроля образования инея и льда на рабочей поверхности испарителя теплового насоса. Заявка № 2022128768 от 07 ноября 2022 г.
20. Ильина Т.Н., Саввин Н.Ю., Уваров В.А., Орлов П.А., Орлов К.П. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2023668022 «Программа управления основными теплотехническими параметрами воздушного теплового насоса с системой MOVEBIT / Правообладатель ФГБОУ ВО БГТУ им. В.Г. Шухова. Заявка № 2023667231. Дата поступления 11 августа 2023 г.

Информация об авторах

Ильина Татьяна Николаевна, доктор технических наук, профессор кафедры теплогазоснабжения и вентиляции. E-mail: ilina50@rambler.ru. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Орлов Павел Анатольевич, соискатель кафедры теплогазоснабжения и вентиляции. E-mail: orlovpavel67@gmail.com. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Саввин Никита Юрьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теплогазоснабжения и вентиляции. E-mail: n-savvin@mail.ru. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Елистратова Юлия Васильевна, кандидат технических наук, доцент кафедры теплогазоснабжения и вентиляции. E-mail: tgv.info@mail.ru. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Поступила 20.02.2024 г.

© Ильина Т.Н., Орлов П.А., Саввин Н.Ю., Елистратова Ю.В., 2024

**Il'ina T.N., Orlov P.A., Savvin N.Yu., Elistratova Yu.V.
Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov
E-mail: ilina50@rambler.ru

THE ECONOMIC ASPECT OF THE SCALE-FORMING DIAGNOSTICS LAYERS IN PLATE HEAT EXCHANGERS

Abstract. Heat pump installations and the possibility of their application in engineering systems are considered. This allows expanding significantly the possibilities of using renewable energy sources, as well as waste heat from various technological processes in engineering systems for creating a microclimate. Air heat pumps are the most promising, but their use in regions with a cold climate is limited due to condensation of moisture vapors on the cooling line of the evaporation unit with subsequent formation of ice, which reduces the efficiency of the installation. In this paper, an upgraded evaporative unit of an air heat pump with a MOVEBIT ice removal system is considered. Taking into account the design of the heat exchanger, which includes a magnetostrictive radiator unit, the influence of heat and mass transfer processes in the evaporation unit on the efficiency of the heat pump unit in a wide range of outdoor temperatures is considered. A criterion equation has been obtained for calculating the heat transfer coefficient in the evaporation unit depending on the hydrodynamic conditions of the process and the thermophysical parameters of the air environment. This equation allows to calculate the heating capacity and cooling capacity. In addition, to determine the coefficient of energy transformation of a heat pump installation at all stages of the life cycle of engineering systems. The dependence of the influence of temperature and relative humidity on the kinetics of ice formation is obtained. This provides calculation of the operating time of the installation between the cycles of switching on the radiator to destroy the ice. Based on the research results, computer programs have been developed for controlling the main thermal parameters of an air heat pump with a MOVEBIT system and an electrical part of a magnetostrictive radiator in a wide temperature range.

Keywords: heat pump unit, transformation ratio, heat and mass transfer, energy efficiency, evaporation unit, magnetostrictive emitter.

REFERENCES

1. Sidorovich V.S. Global energy revolution: How renewable energy sources will change our world [Mirovaya energeticheskaya revolyuciya: Kak vozobnovlyаемые источники энергии изменят наш мир]. M.: Alpina Publisher. 2015. 208 p. (rus)
2. Zaitsev O.N., Dikhtyar T.V., Tsiplina A.A. Improving microclimate systems in open-type structures [Sovershenstvovanie sistem mikroklimate v sooruzheniyah otkrytogo tipa]. Construction and

technogenic safety. 2018. No. 11 (63). Pp. 187–193. (rus)

3. Zaitsev O.N., Angelyuk I.P. Feasibility study for the use of a flue gas heat recovery system [Feasibility study of using a flue gas heat recovery system]. Construction and technogenic safety. 2019. No. 16 (68). Pp. 99–104. (rus)

4. Zherlykina M.N., Kolosov A.I., Panov M.Ya., Chuikin S.V. Theoretical justification of the operating modes of the air conditioning system of in-

dustrial premises with minor heat excess [Teoreticheskoe obosnovanie rezhimov raboty sistemy kondicionirovaniya vozduha proizvodstvennyh pomeshchenij s neznachitel'nymi teploizbytkami]. Scientific journal of construction and architecture. 2020. No. 1 (57). Pp. 22–29. DOI: 10.25987/VSTU.2020.57.1.002. (rus)

5. Isanova A.V., Martynenko G.N. Optimization of the operation of a heat pump façade heating system while observing the required parameters of thermal comfort of residential buildings [Optimizaciya raboty teplonasosnoj pofasadnoj sistemy otopeniya pri soblyudenii trebuyemyh parametrov teplovogo komforta zhilyh zdaniy]. Scientific Journal of Construction and Architecture. 2018. No. 3 (51). Pp. 40–47. (rus)

6. Tolmachev V.M., Semicheva N.E., Amelina N.V., Amelin V.Yu. Development of a smart home system. Promising model and development strategy [Razrabotka sistemy umnogo doma. Perspektivnaya model' i strategiya razvitiya]. BST: Bulletin of Construction Equipment. 2021. No. 1 (1037). Pp. 58–59. (rus)

7. Grigorova N.P., Monastirev P.V., Pakhomova E.G., Semicheva N.E. Study of the degree of intensification of the coolant mass transfer coefficient in a vortex heat exchange apparatus of the heating system of a gas control point [Issledovanie stepeni intensivatsii koeffitsienta massoobmena teplonositelya v virevom teploobmennom apparate sistemy otopeniya gazoregulyatornogo punkta]. News of the South-Western State University. 2021. Vol. 25. No. 1. Pp. 53–65. (rus)

8. Ezhov V.S., Semicheva N.E., Tyutyunov D.N., Burtsev A.P., Perepelitsa N.S., Burtsev A.P. Mathematical model for automated control of heat flows of an energy-efficient ventilation system [Matematicheskaya model' dlya avtomatizirovannogo upravleniya teplovymi potokami energoeffektivnoj sistemy ventilyacii]. News of the South-West State University. 2021. Vol. 25. No. 1. Pp. 38–52. (rus)

9. Filippov S.P., Ionov M.S., Dilman M.D. Prospects for the use of air heat pumps for heat supply of residential buildings in various climatic conditions [Perspektivy primeneniya vozdukhnyh teplovyh nasosov dlya teplosnabzheniya zhilyh zdaniy v razlichnykh klimaticheskikh usloviyah]. Thermal power engineering. 2012. No. 11. Pp. 11–18. (rus)

10. Ural T., Dolgun G.K., Guler O.V., Kecebas A. Performance analysis of a textile based solar assisted air source heat pump with the energy and exergy methodology. Sustainable Energy Technologies and Assessments. 2021. Vol. 47. DOI: 10.1016/j.seta.2021.101534

11. Mohanraj M., Karthick L., Dhivagar R. Performance and economic analysis of a heat pump water heater assisted regenerative solar still using latent

heat storage. Applied thermal Engineering. 2021. Vol. 196. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117263

12. Orlov P.A., Il'ina T.N., Orlov K.P. The impact of mechanical vibrations on icing of evaporators of an air heat pump. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2024. 2021. No. 6. Pp. 36–44. DOI: 10.34031/2071-7318-2021-6-6-36-44.

13. Il'ina T.N., Orlov P.A., Chizhov A.V. Influence of material structure on the magnetostrictive properties of a radiator for defrosting heat exchangers of ventilation equipment. Constructions materials and productions. 2021. Vol. 4. № 4. Pp. 5–10.

14. Orlov P.A., Il'ina T.N., Orlov K.P. Test of heat pump unit with MOVEBIT anti-icing system. Constructions materials and productions. 2022. Vol. 5. No 2. Pp. 43–50. DOI: 10.58224/2618-7183-2022-5-2-43-50.

15. Tsvetkov F.F., Kerimov R.V., Velichko V.I. Problem book on heat and mass transfer [Zadachnik po teplomassoobmenu]. M.: MPEI Publishing House. 2008. 196 p.

16. Il'ina T.N., Orlov P.A., Echina A.O. Efficiency of Operation of Air Heat Pumps with Evaporators of Various Designs. Proceedings of the Southwest State University. 2023. Vol 27. No. 2. Pp. 62–74.

17. Barakov A.V., Dubanin V.Yu., Prutskikh D.A., Nadeev A.A. Development of an evaporative type air cooler for ventilation systems [Razrabotka vozduhoohladitelya isparitel'nogo tipa dlya sistem ventilyacii]. Scientific Journal of Construction and Architecture. 2021. No. 3 (6). Pp. 37–44. DOI: 10.36622/VSTU.2021.63.3.003. (rus)

18. Semicheva N.E., Brezhnev A.V., Mikhailov D.C., Lisunov A.A., Pakhomov V.E., Marmoleggo-Duarte K. Creation of favorable sanitary and hygienic conditions for human life in the urban environment [Sozdanie blagopriyatnykh sanitarno-gigienicheskikh uslovij zhiznedeyatel'nosti cheloveka v gorodskoj srede]. BLS: Bulletin of Construction Technology. 2022. No. 12 (1060). Pp. 30–31. (rus)

19. Orlov P.A., Il'ina T.N., Orlov K.P., Yatsukha O.S. Patent No. 2795336 RF. A method for controlling the formation of frost and ice on the working surface of a heat pump evaporator [Sposob kontrolya obrazovaniya ineya i l'da na rabochej poverhnosti isparitelya teplovogo nasosa.]. Application No. 2022128768 dated November 07. 2022. (rus)

20. Il'ina T.N., Savvin N.Yu., Uvarov V.A., Orlov P.A., Orlov K.P. Certificate of state registration of a computer program No. 2023668022 «Program for controlling the main thermal parameters of an air heat pump with the MOVEBIT system» [Programma upravleniya osnovnymi teplotekhnicheskimi parametrami vozdukhного teplovogo nasosa s sistemoy MOVEBIT]. Copyright holder FSBEI HE BSTU

named after. V.G. Shukhova. Application No. 2023667231. Received date: August 11. 2023. (rus)

Information about the author

Il'ina, Tat'yana N. DSc, Professor. E-mail: ilina50@rambler.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

Orlov, Pavel A. Applicant for the Department of Heat and Gas Supply and Ventilation. E-mail: orlovpavel67@gmail.com. Belgorod State Technological University named after. V.G. Shukhova. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

Savvin, Nikita Yu. PhD, Assistant professor. E-mail: n-savvin@mail.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

Elistratova, Yulia V. PhD, Assistant professor. E-mail: tgv.info@mail.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

Received 20.02.2024

Для цитирования:

Ильина Т.Н., Орлов П.А., Саввин Н.Ю., Елистратова Ю.В. Тепломассообменные процессы в испарительном блоке воздушного теплового насоса // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2024. №4. С. 36–44. DOI: 10.34031/2071-7318-2024-9-4-36-44

For citation:

Il'ina T.N., Orlov P.A., Savvin N.Yu., Elistratova Yu.V. The economic aspect of the scale-forming diagnostics layers in plate heat exchangers. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2024. No. 4. Pp. 36–44. DOI: 10.34031/2071-7318-2024-9-4-36-44