

УДК 621.577.64

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ СООТНОШЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ТЕПЛОНАСОСНОЙ СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ УДАЛЯЕМОГО ВОЗДУХА

Киборт И.Д.

Ухтинский государственный технический университет, Ухта, e-mail: idkibort@gmail.com

Данная статья представляет результаты анализа наиболее значимых параметров работы системы утилизации тепловой энергии удаляемого воздуха систем кондиционирования и вентиляции на основе воздушного теплового насоса, полученных путем проведения имитационного моделирования. Результатами моделирования является массив параметров работы системы утилизации для широкого спектра исходных данных. В результате систематизации полученного массива был сформирован ряд ключевых зависимостей. В частности, приводятся зависимости изменения площади теплообменной поверхности теплообменных аппаратов системы утилизации от изменения ключевых температур рабочего тела и воздушной среды. Приведено последовательное сравнение влияния изменения температур хладагента в узловых точках парокompрессионного цикла на величину коэффициента преобразования энергии. Выявлены наиболее значимые характеристики, динамика изменения которых оказывает наиболее существенное влияние на работу системы утилизации. Для каждой рассмотренной зависимости представлена аппроксимирующая кривая и соответствующая характеристическая функция.

Ключевые слова: утилизация теплоты удаляемого воздуха, воздушный тепловой насос, моделирование, энергоэффективность

THE ANALYSIS OF RESULTS OF MODELING HEAT PUMP BASED AIR-HEAT RECOVERY SYSTEM

Kibort I.D.

Ukhta State Technical University, Ukhta, e-mail: idkibort@gmail.com

This article presents an analysis of the most important parameters of the heat pump based air-heat recovery system, that was obtained through virtual simulation. The results of this simulation is an array of parameters of the heat recovery systems for a wide range of input data. As a result of the systematization resulting array was formed by a number of key dependencies. In particular, article presents the changes of heat exchange area of heat exchangers of utilization system by changing the main temperature of the coolant and HVAC air. The article provides consistent comparison of influence of major temperature change in the main points of the cycle by energy conversion coefficient. Revealed the most significant characteristics of the dynamics of change that have the most significant impact on the work of disposal systems. For each analysis, presented the dependence approximating curve and the corresponding characteristic function.

Keywords: heat recovery of exhaust air, air-to-air heat pump, virtual modeling, energy efficiency

Современные способы утилизации тепловой энергии в системах вентиляции и кондиционирования являются актуальной темой научных изысканий, содержащих исчерпывающий аналитический базис. Он позволяет, оперируя накопленным опытом, производить более оперативный и точный подбор оборудования в рамках выбранной проектом методики. Во многом накопление данного базиса было обеспечено силами математического и виртуального моделирования [1]. В случае, когда речь идет о непопулярных или новых способах утилизации тепловой энергии, именно математическое и виртуальное моделирование является самым очевидным и простым в реализации методом накопления аналитической информации, пригодной для дальнейшей обработки [2].

Рассмотрим особенности анализа результатов моделирования работы системы утилизации тепловой энергии на основе

воздушного теплового насоса (ТН). Исследование вопроса моделирования системы рекуперации теплоты удаляемого воздуха на основе ТН показало, что возможное число вариантов исполнения системы может быть более 136000. В таком случае возможность визуального восприятия подобного массива данных является более рациональным способом анализа данных [3]. В число основных проблем составления удобного визуального массива входит трудность рациональной организации данных. Решением подобной задачи является оптимизация массива путем выделения наиболее существенных переменных, оказывающих непосредственное влияние на показатели работы рассматриваемой системы утилизации.

Основу предлагаемой виртуальной модели составляют расчетные алгоритмы, написанные на языках Visual Basic и PHP. Обработка выходных данных выполнялась при

помощи программных продуктов, таких как Microsoft Excel и MathWorks – MATLAB.

Рассмотрим результаты моделирования работы воздухоохладителя при расходе воздуха $L = \text{const} = 1000 \text{ м}^3/\text{ч}$, скорости течения хладагента $w = \text{const} = 1 \text{ м/с}$ с целью определения тенденций изменения площади теплообменной поверхности. В качестве хладагента принят R22.

Для всех рассматриваемых вариантов введем следующие обозначения:

F – площадь поверхности теплообмена, м^2 ;

t_1 – начальная температура воздуха, $^\circ\text{C}$;

t_2 – конечная температура воздуха, $^\circ\text{C}$.

$t_2 = \text{const}$;

t_3 – начальная температура хладагента, $^\circ\text{C}$;

t_4 – конечная температура хладагента, $^\circ\text{C}$.

Ситуация № 1.1: значения t_3 , $t_4 = \text{const}$, значение t_1 возрастает, тем самым увеличивая величину теплового потока. Для рассматриваемой системы изменение величины F описывается аппроксимирующей функцией (1), выведенной методом наименьших квадратов:

$$F_1 = 0,013 \cdot e^{0,198t_1}, \text{ м}^2. \quad (1)$$

Ситуация № 1.2: t_1 , t_2 , $t_4 = \text{const}$, значение t_3 убывает, тем самым увеличивая разность температур хладагента в процессе испарения. В данном случае имеем зависимость, характеризуемую аппроксимирующей функцией

$$F_2 = 0,002t_3^3 + 0,01t_3^2 + 0,12t_3 + 0,57, \text{ м}^2. \quad (2)$$

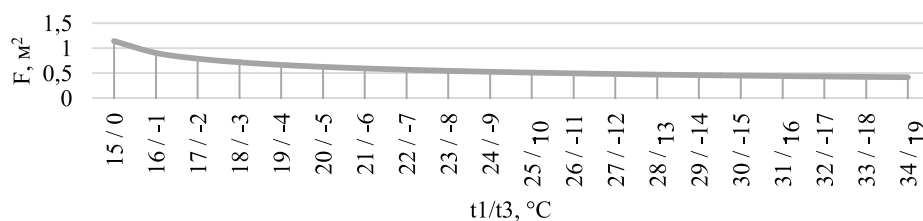


Рис. 1. Функция изменения значения площади теплообменной поверхности для ситуации № 1.3

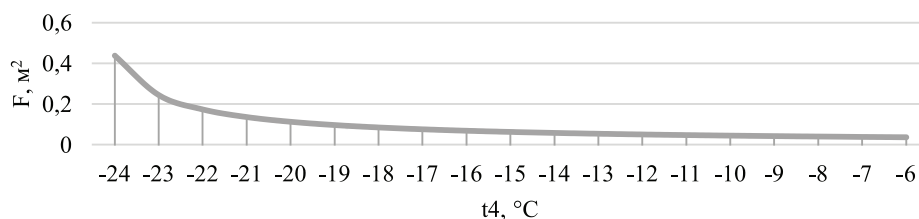


Рис. 2. Функция изменения значения площади теплообменной поверхности для ситуации № 1.4

Ситуация № 1.3: t_2 , $t_4 = \text{const}$, значение t_1 возрастает, тем самым увеличивая величину теплового потока, значение t_3 убывает, при этом увеличивая разность температур хладагента в процессе испарения. Характерное поведение графика представлено на рис. 1.

Ситуация № 1.4: t_1 , t_2 , $t_3 = \text{const}$, значение t_4 возрастает. Ситуация аналогична ситуации № 1.2, за исключением изменяемого параметра. Характерное поведение графика представлено на рис. 2.

В математическом виде данную зависимость можно охарактеризовать аппроксимирующей функцией

$$F_3 = -0,0004t_4^3 + 0,015t_4^2 + 0,19t_4 + 0,7, \text{ м}^2. \quad (3)$$

Уравнения (2) и (3) имеют вид полинома третьего порядка, коэффициенты которых имеют сопоставимые значения, что еще раз подтверждает идентичность тенденций ситуаций 1.2 и 1.4.

Систематизация полученных зависимостей представлена в табл. 1.

Далее рассмотрим зависимости значения площади теплообменной поверхности нагревателя от температур наружного воздуха и сжатого хладагента. Обозначения принимаются те же, что и для ситуации с воздухоохладителем.

Ситуация № 2.1: t_1 , t_2 , $t_4 = \text{const}$, значение t_3 возрастает. Результаты расчета представлены на рис. 3. В итоге рост значения Δt_{3-4} обеспечивает снижение требуемой площади теплообменной поверхности согласно аппроксимирующей функции

$$F_4 = 2,4 \cdot e^{-0,009t_4}, \text{ м}^2. \quad (4)$$

Таблица 1

Сводные данные анализа результатов моделирования работы воздухоохладителя

Ситуация	Характеристика параметров					Аппроксимирующая функция
	t_1	t_2	t_3	t_4	F	
1.1	возрастает	const	const	const	возрастает	Функция (1)
1.2	const	const	убывает	const	убывает	Функция (2)
1.3	возрастает	const	убывает	const	убывает	Аппроксимация не проводилась
1.4	const	const	const	возрастает	убывает	Функция (3)



Рис. 3. Функции изменения значения F для ситуаций № 2.1, 2.2, 2.3

Ситуация № 2.2: $t_1, t_2 = \text{const}$, значения t_3, t_4 возрастают, $\Delta t_{3-4} = 10^\circ\text{C} = \text{const}$. Результаты расчета представлены на рис. 3. Функция изменения необходимой площади имеет более крутой характер, нежели функция, характерная для ситуации № 2.1. Для ситуации № 2.2 значение площади можно определить при помощи аппроксимирующей функции

$$F_5 = 2,69 \cdot e^{-0,017t_{3-4}}, \text{ м}^2. \quad (5)$$

Ситуация № 2.3: $t_1, t_2, t_3 = \text{const}$, значение t_4 возрастает. Результаты расчета представлены на рис. 3.

Ситуация № 2.4: $t_1, t_3, t_4 = \text{const}$, значение t_2 убывает. Результаты расчета представлены на рис. 4. Зависимость значения F от t_2 в данной ситуации описывается аппроксимирующей функцией

$$F_6 = -0,0011t_2^2 + 0,098t_4 + 0,78, \text{ м}^2. \quad (6)$$

Ситуация № 2.5: $t_3, t_4 = \text{const}$, значения t_1, t_2 возрастают, $\Delta t_{1-2} = 20^\circ\text{C} = \text{const}$. Результаты расчета представлены на рис. 4. Значение F в данной ситуации описывается аппроксимирующей функцией

$$F_7 = 0,0018t_{1-2}^2 + 0,026t_{1-2} + 2,32, \text{ м}^2. \quad (7)$$

Ситуация № 2.6: $t_2, t_3, t_4 = \text{const}$, значение t_1 убывает. Результаты расчета представлены на рис. 4. В данной ситуации значение F определяется при помощи аппроксимирующей функции

$$F_8 = -0,0013t_1^2 + 0,155t_1 + 0,7104, \text{ м}^2. \quad (8)$$

Систематизация полученных зависимостей представлена в табл. 2.

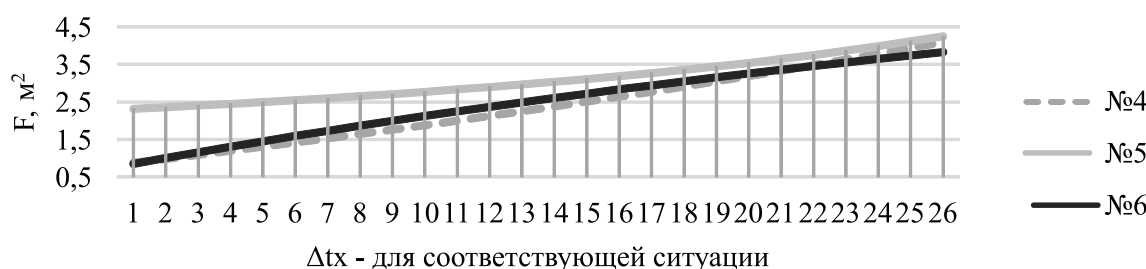


Рис. 4. Функции изменения значения F для ситуаций № 2.4, 2.5, 2.6

Таблица 2

Сводные данные анализа результатов моделирования работы воздухонагревателя

Ситуация	Характеристика параметров					Аппроксимирующая функция
	t_1	t_2	t_3	t_4	F	
2.1	const	const	возрастает	const	убывает	Функция (4)
2.2	const	const	возрастает	возрастает	убывает	Функция (5)
2.3	const	const	const	возрастает	убывает	Идентична функции (4)
2.4	const	убывает	const	const	возрастает	Функция (6)
2.5	возрастает	возрастает	const	const	возрастает	Функция (7)
2.6	убывает	const	const	const	возрастает	Функция (8)

Далее рассмотрим зависимости работы цикла ХМ от ключевых температур.

Таким образом, ключевыми температурами являются:

t_2 – температура хладагента после испарителя ХМ, °С.

t_3 – температура хладагента после компрессора ХМ, °С.

t_4 – температура хладагента после конденсатора ХМ, °С.

Аналогично анализу результатов расчета площади теплообменной поверхности проведем расчет значения КПЭ для различных ситуаций.

Ситуация № 3.1: $t_2, t_4 = \text{const}$, значение t_3 возрастает. Результаты расчета представлены на рис. 5. В данной ситуации значение КПЭ определяется при помощи аппроксимирующей функции

$$\text{КПЭ}_1 = 14,53 \cdot e^{-0,016t_3}. \quad (9)$$

Ситуация № 3.2: $t_3, t_4 = \text{const}$, значение t_2 убывает. Результаты расчета представлены на рис. 5. Зависимость КПЭ от t_2 в данной ситуации описывается аппроксимирующей функцией

$$\text{КПЭ}_2 = 14,77 \cdot e^{-0,03t_2}. \quad (10)$$

Ситуация № 3.3: $t_2, t_3 = \text{const}$, значение t_4 возрастает. Результаты расчета представлены на рис. 5. Для ситуации № 3 характерно линейное соотношение значений КПЭ и t_4 , что выражается при помощи аппроксимирующей функции

$$\text{КПЭ}_3 = 0,0763t_4 + 14,429. \quad (11)$$

Ситуация № 3.4: $t_2 = \text{const}$, значения t_3, t_4 возрастают, $\Delta t_{3,4} = 30^\circ\text{C} = \text{const}$. Результаты расчета представлены на рис. 5.

Систематизация полученных зависимостей представлена в табл. 3.



Рис. 5. Графики изменения значения КПЭ для различных ситуаций

Таблица 3

Сводные данные анализа результатов моделирования работы цикла теплового насоса

Ситуация	Характеристика параметров					Аппроксимирующая функция
	t_1	t_2	t_3	t_4	КПЭ	
3.1	const	const	возрастает	const	убывает	Функция (9)
3.2	const	убывает	const	const	убывает	Функция (10)
3.3	const	const	const	возрастает	возрастает	Функция (11)
3.4	const	const	возрастает	возрастает	убывает	Аппроксимация не приводится

В общем итоге анализ результатов позволил сформулировать следующие выводы.

В системе отношений показателей работы воздухоохлаждителя ключевое значение на конечную эффективность процесса утилизации тепловой энергии при помощи ХМ оказывают изменения значений начальной температуры воздуха (t_1) и начальной температуры (t_3). В условиях работы рекуператора значение температуры удаляемого воздуха после рекуператора целесообразно принять равным 2°C с целью профилактики обмерзания конденсатора [4].

В системе отношений показателей работы воздухонагревателя минимальная величина площади теплообменной поверхности воздухонагревателя достижима при максимальной разнице между начальными температурами воздуха и хладагента ($\Delta t_{1,3}$) и при минимальных значениях разницы температур до и после нагревателя ($\Delta t_{1,2}$) [5]. Есть два пути достижения заданного условия:

1. Увеличение температуры хладагента после компрессора холодильной машины (ХМ).
2. Внедрение нагревателя наружного воздуха (испарителя ХМ) в качестве первой ступени обработки воздуха до основного подогревателя.

В системе отношений показателей работы холодильного цикла стимулом к росту КПЭ является увеличение значения температуры хладагента после конденсатора, а также снижение разницы температур хладагента до и после компрессора.

Рассматривая утилизатор как систему, необходимо вводить понятие общей эффективности, где в противовес количеству утилизированной тепловой энергии ставится потребляемая электроэнергия на привод компрессора и вентилятора.

В данном случае особый интерес представляет количество энергии, необходимое на преодоление сопротивлений теплообменных аппаратов. При этом значение общего КПЭ будет определяться по формуле, выведенной аналитически.

$$\text{КПЭ}_o = \frac{Q}{E_u + E_r + E_a}, \quad (12)$$

где Q – полная теплопроизводительность СУ, кВт; E_u – количество электрической энергии, необходимой на обеспечение работы цикла, кВт; E_r – количество электрической энергии, необходимой на преодоление гидравлических сопротивлений теплообменных аппаратов (ТС), определяемое по формуле (13), кВт; E_a – количество электри-

ческой энергии, необходимой на преодоление аэродинамических сопротивлений теплообменных аппаратов (АС), определяемое по формуле (14), кВт.

Величина E_a не имеет непосредственного влияния на параметры самой ХМ. Однако учитывая, что дополнительное сопротивление будет оказывать нагрузку на элементы конечной системы, то возросшее потребление электроэнергии на привод вентилятора необходимо учитывать при расчете КПЭ.

Численный коэффициент 20,482 – математически полученное соотношение среднего КПД привода компрессора, электродвигателя и коэффициента определения значения гидравлического сопротивления теплообменного аппарата. Значение 20,482 характерно для испарителей, значение 4,168 характерно для конденсаторов [4].

$$E_r = \frac{20,482 \cdot VF_h \cdot v_g^{1,69}}{N_i}, \quad \text{кВт}, \quad (13)$$

где VF_h – объемный расход хладагента, $\text{м}^3/\text{ч}$; v_g – скорость движения хладагента, $\text{м}/\text{с}$; N_i – индикаторный КПД компрессора ХМ;

$$E_a = 0,0017 GP, \quad \text{кВт}, \quad (14)$$

где G – расход приточного воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$; P – аэродинамическое сопротивление теплообменного аппарата, Па.

Список литературы

1. Богословский В.Н., Поз М.Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат, 1983. – 319 с.
2. Лебедев В.Ф., Чурмак Г.Д., Аверин Ю.Д. Холодильная техника. – М.: Агропромиздат, 1986. – 335 с.
3. Уляшева В.М. Энергосберегающие мероприятия на компрессорных станциях / В.М. Уляшева, И.Д. Киборт // «СОК» Ежемесячный специализированный журнал. – 2013. – № 2. – С. 64–69.
4. Рейс Д., Макмайл Д. Тепловые насосы. – М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с.
5. Розенфельд Л.М., Ткачев А.Г. Холодильные машины и аппараты. – М.: Госторгиздат, 1960. – 656 с.

References

1. Bogoslovskiy V.N., Poz M.Ya. Teplofizika apparatov utilizatsii tepla sistem otopenija, ventiljacii i kondicionirovanija vozduha. Strojizdat, 1983. 319 p.
2. Lebedev V.F., Churmak G.D., Averin Ju.D. Holodilnaja tehnika. Agropromizdat, 1986. 335 p.
3. Ulyasheva V.M. Jenergosberegajushhie meroprijatija na kompressornyh stancijah / V.M. Ulyasheva, I.D. Kibort // «SOK» Ezhemesjachnyj specializirovannyj zhurnal. 2013. no. 2. pp. 64–69.
4. Rejj D., Makmajl D. Teplovyje nasosy. Jenergoizdat, 1982. 224 p.
5. Rozenfeld L.M., Tkachev A.G. Holodilnye mashiny i apparaty. Gostorgizdat, 1960. 656 p.