

УДК 621.577.64

DOI: 10.55934/2587-8824-2023-30-4-509-514

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ
И ВЛАЖНОСТИ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА НА РАБОТУ ИСПАРИТЕЛЯ
ВОЗДУШНОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА****О. С. Волкова**

Актуальным вопросом в современных системах отопления является применение тепловых насосов в качестве источника тепла, которые широко используются в зарубежных системах отопления. В России применение тепловых насосов до сих пор не находит широкого распространения в связи с отсутствием привязки режима работы теплонасосной установки к природно-климатическим условиям регионов. С другой стороны, грунтовые теплонасосные установки ассоциируются со значительными затратами на устройство по отбору тепловой энергии, а применение воздушных тепловых насосов в нашем регионе затруднено из-за отсутствия анализа температурного режима отопительного сезона. За последние двадцать лет в сфере теплонасосного оборудования произошли существенные изменения как в конструкции тепловых насосов, так и в применяемых технологических схемах, поэтому современные тепловые насосы могут работать в условиях низких температур. Правильный выбор установленной мощности теплового насоса, в частности, источником тепла которого является атмосферный воздух, позволит потребителям эксплуатировать их в долгосрочной перспективе. В статье представлены результаты исследования влияния температурно-влажностных параметров на производительность испарителя воздушного теплового насоса в диапазоне температур от нуля до минус 20 °С и относительной влажности от 20 до 70 %.

Ключевые слова: воздушный тепловой насос, испаритель, температура, влажность, инееобразование.

Теплоснабжающая отрасль в нашей стране в последние годы сталкивается с рядом проблем: увеличившийся спрос на тепловую энергию в связи с вводом в эксплуатацию большого количества объектов жилищного и социально-культурного строительства, с одной стороны, и значительный износ энергетического оборудования котельных и теплогенерирующих установок и тепловых сетей – с другой. Существующие тепловые и газовые магистрали не способны принять на себя дополнительную нагрузку из-за ограниченной пропускной способности магистралей, так как проектировались и вводились в эксплуатацию 20–30 лет назад.

Такая тенденция просматривается не только в крупных городах, но и в сельской местности. Ежегодные инвестиционные проекты не успевают восполнять наметившийся пробел,

и рост инвестиций в теплоснабжающую сферу не успевает покрывать амортизационные издержки, что приводит к удорожанию тепловой энергии в центральных тепловых сетях.

Таким образом, применение энергосберегающих технологий в системах отопления индивидуального строительства остается актуальным [1–2].

В настоящее время тепловые насосы, в том числе насосы, использующие воздух как низкопотенциальный источник тепловой энергии в качестве автономного источника теплоснабжения, являются наиболее распространенными в мире. Однако, как показывает исследование рынка, представленное в [3], российский рынок тепловых насосов значительно отстает от западноевропейского. Причиной этого считается то, что для умеренного климата, в котором

находится большинство территории нашей страны, возможно только использование дорогостоящих грунтовых или скважинных тепловых насосов. Появление современных конструкций тепловых насосов, использующих компрессоры с впрыском пара, а также каскадные схемы, позволяет устанавливать тепловые насосы, использующие в качестве источника низкопотенциального тепла атмосферный воздух в регионах с низкими температурами отопительного периода. Второй причиной, ограничивающей внедрение теплонасосных установок, является непринятие этой технологии у населения, связанное с неправильным выбором установленной мощности оборудования, не учитывающей природно-климатические особенности региона. Последствия этого приводят к серьезным проблемам во время эксплуатации и к отказу от установок в пользу традиционного газового или электрического отопления.

В случае с воздушными теплонасосными установками стоит вопрос выявления влияния климатических особенностей на установленную мощность теплового насоса.

При выборе теплонасосного оборудования, работающего по принципу «воздух-воздух», за расчетную температуру наружного воздуха отопительного периода принята минимальная среднемесячная температура расчетного года 80%-ной обеспеченности (повторяемостью один раз в пять лет). Например, для г. Челябинска она составляет минус 17,8 °C [4].

Расчеты схем теплового насоса, представленные в [5], показали, что при уменьшении температуры наружного воздуха мощность теплового насоса будет снижаться, поэтому важно понимать, на какую установленную мощность выбирать энергоустановку. Исследование эксергетических потерь воздушного теплового насоса показало, что значительные потери возникают в испарителе, в первую очередь это связано с природно-климатическими особенностями региона [6].

Как показали исследования, проводимые российскими и зарубежными учеными, на работу испарителей существенное влияние оказывает не только температура окружающей среды, но влажность атмосферного воздуха [7–9].

Цель работы – исследование влияния температурно-влажностных параметров наружного воздуха на работу испарителя воздушного теплового насоса.

Материалы и методы исследования

Для проведения научных исследований режимов работы воздушных тепловых насосов на кафедре энергообеспечения и автоматизации технологических процессов Южно-Уральского ГАУ при сотрудничестве с ООО КЭП «Лаборатория вариаторов» была создана экспериментальная установка для исследования.

Научно-исследовательский стенд позволяет проводить исследования в реальных атмосферных условиях, что дает возможность оценить применение воздушных тепловых насосов в Челябинской области. Конструктивно стенд представляет собой горизонтальное основание, разделенное вертикальной плоскостью, установленной в оконный проем (рис. 1).

В наружной части II установлены испаритель 2, терморегулировочный вентиль 5 и соединительные трубопроводы. Во внутренней части I установлены конденсатор 4, компрессор 3 и соединительные трубопроводы. Датчики температуры и влажности (6–11), установленные по схеме, приведенной на рисунке 1, подключаются к измерительным приборам на панели приборов, а управление стендом и его защита обеспечиваются управляющим контроллером. Внутренний контур теплового насоса заполнен хладагентом R407C.

Конденсатор и испаритель установлены в коробки, наружный короб имеет светопрозрачную вставку для наблюдения за процессом обледенения, в качестве испарителя и конденсатора применяются воздушные теплообменники типа ШХ-07. Характеристики теплообменников: геометрические размеры 40x40x300 мм, внешний диаметр трубки 9,6 мм, оребрение выполнено стальными пластинами с шагом 7 мм, высота пластины 10 мм, трубы расположены рядами 4x4. Для улучшения теплообмена с окружающей средой через теплообменные аппараты применяются вентиляторы 1, установленные в блоки с теплообменниками типа Aerocool motion 12 plus. Номинальная мощность вентилятора 1,92 Вт, номинальное напряжение 12 В, скорость вращения вентилятора 7,5 м/с, радиус вентилятора 60 мм. Для работы теплового насоса применяется низкотемпературный поршневой герметичный компрессор типа E100HL, номинальной холодопроизводительностью 280 Вт, потребляемой мощностью 215 Вт, объем цилиндра 10 см³, номинальная температура кипения –23,3 °C, температура конденсации 54,4 °C.

В ходе экспериментов проводились измерения температур воздуха на входе в испаритель и выходе из него; температуры стенки испарителя; относительной влажности наружного воздуха на входе и выходе из испарителя; потребляемой электрической мощности, затраченной на работу компрессора, вентиляторов и приборов контроля и измерения, а также коммутационной аппаратуры.

Измерение температур проводилось с помощью термометров Весоол, диапазон измерения $-50...+70\text{ }^{\circ}\text{C}$, точность измерения $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$, влажности воздуха – с помощью термогигрометров с выносными датчиками, диапазон измерений влажности воздуха 10–95 %, с точностью $\pm 5\%$.

С целью исследования работы испарителя в отопительный период с октября по апрель были проведены эксперименты по определению количества тепла, воспринимаемого испарителем из окружающей среды, т.е. его холодо-

производительности. Для этого использовали выражение, рекомендуемое в [10]:

$$Q_0 = \rho_v \cdot w_v \cdot F_{\text{фр}} \cdot (c_v \cdot (t_1 - t_2) + L(d_1 - d_2)),$$

где ρ_v – плотность воздуха при температуре t_1 , $\text{кг}/\text{м}^3$;

w_v – скорость вращения вентилятора, $\text{м}/\text{с}$;

$F_{\text{фр}}$ – фронтальная площадь испарителя, м^2 ;

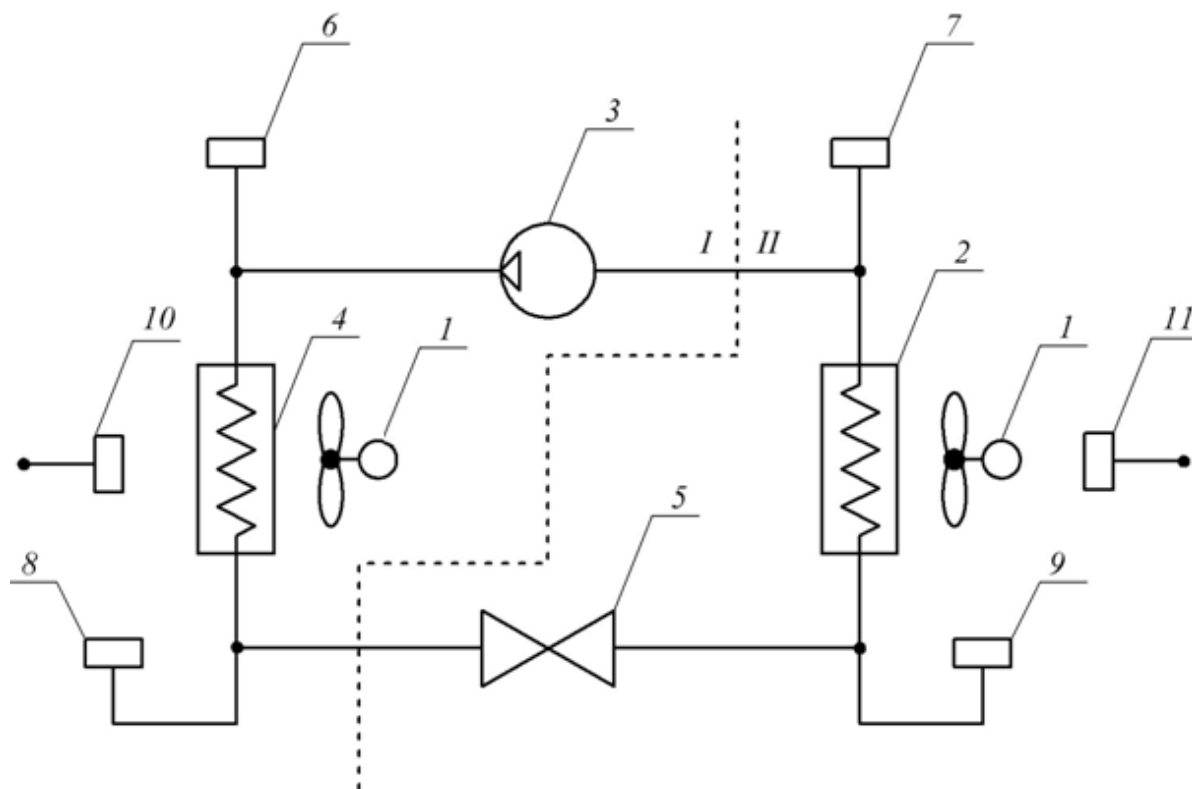
c_v – изобарная теплоемкость воздуха, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$;

t_1, t_2 – температура воздуха на входе и выходе в испаритель соответственно, $^{\circ}\text{C}$;

L – теплота фазового перехода водяного пара в лед, $\text{Дж}/\text{кг}$;

d_1, d_2 – влагосодержание воздуха на входе и выходе в испаритель соответственно, $\text{г}/\text{кг}$ сух. в.

Полученный результат проверялся по выражению:



I, II – внутренняя и наружная часть установки соответственно; 1 – вентилятор; 2 – испаритель; 3 – компрессор; 4 – конденсатор; 5 – термо-регулирующий вентиль; 6 – датчик температуры на выходе из компрессора; 7 – датчик температуры на выходе из испарителя; 8 – датчик температуры на выходе из конденсатора; 9 – датчик температуры на выходе из ТРВ; 10 – датчик температуры внутреннего воздуха; 11 – датчик температуры наружного воздуха

Рис. 1. Принципиальная схема экспериментального стенда

$$Q_0 = \rho_v \cdot w_v \cdot F_{\text{фр}} \cdot (I_1 - I_2),$$

где I_1, I_2 – энтальпии влажного воздуха на входе и выходе из испарителя, соответственно, Дж/кг. Энтальпии определялись косвенным путем по i -диаграмме водяного пара. В результате разницы показаний не превысила 5%, что допустимо для инженерных расчетов.

Результаты и обсуждения

Известно, что атмосферный воздух, проходя через теплообменные трубки испарителя, охлаждался до температуры точки росы, и на поверхности ребер испарителя появляется конденсат. При отрицательных температурах конденсат начинает замерзать и поверхность испарителя и соединительных труб после вентили покрывается слоем инея, снижая эксплуатационные свойства испарителя и его производительность. В ходе экспериментов исследовалось влияние роста инея на трубках испарителя на его холодопроизводительность.

В результате проведенных исследований были получены зависимости изменения холодопроизводительности испарителя воздушного теплового насоса в диапазоне температур от нуля до минус 20 °С и относительной влажности воздуха в диапазоне от 20 до 70 %, представленные на рисунке 2.

Анализ результатов, полученных в ходе экспериментальных исследований, показал, что наибольшая холодопроизводительность испарителя наблюдается при температурах наружного воздуха от 0 до минус 5 °С и влажности воздуха до 20–30 %. С уменьшением температуры воздуха холодопроизводительность падает. Так, например, при температуре минус 10 °С холодопроизводительность снижается на 39 %, а при температуре минус 20 °С – на 64 %. Кроме влияния температуры существенную роль в холодопроизводительности теплового насоса играет влажность: в случае одинаковой температуры минус 10 °С и влажности 50 и 70 % последняя снижается относительно номинальной на 73 %.

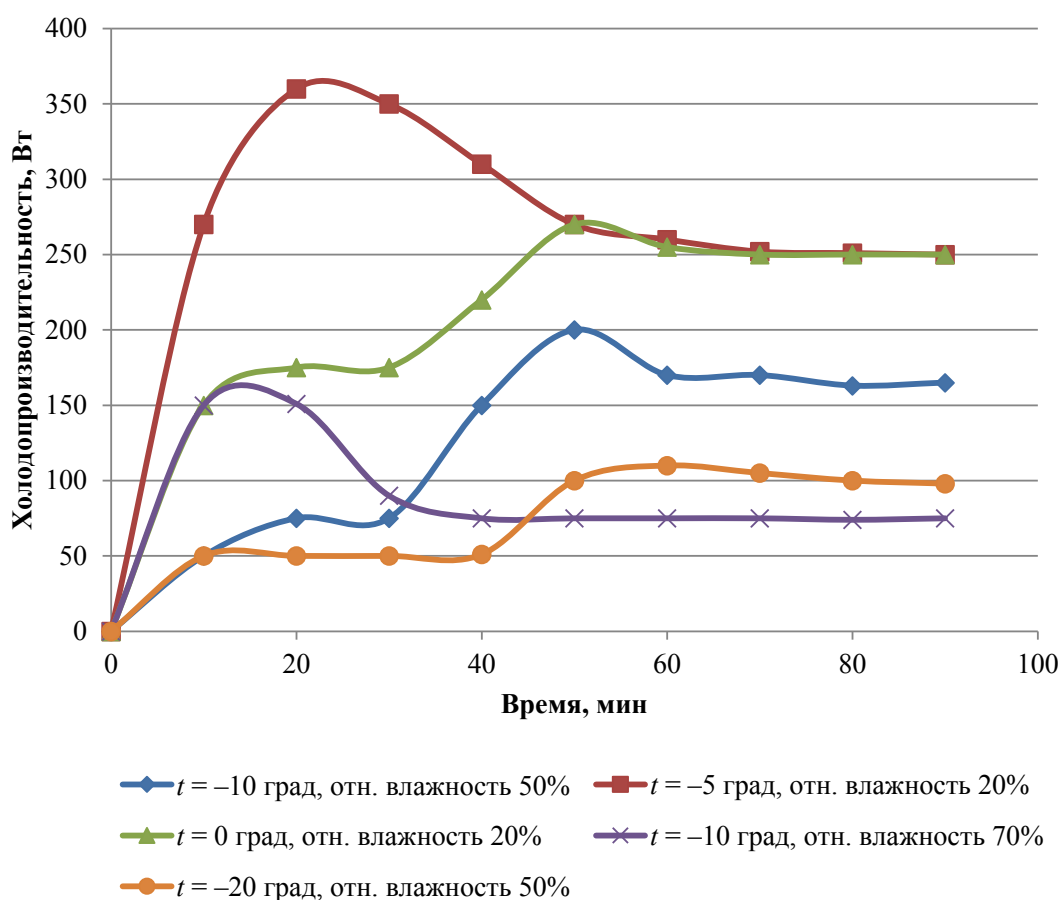


Рис. 2. Изменение холодопроизводительности воздушного теплового насоса от начального момента времени до установившегося режима



Полученные результаты связаны со значительным ростом инея на стенках теплообменной поверхности испарителя.

На рисунке 3 представлены зависимости роста слоя инея при работе теплового насоса, полученные измерением толщины слоя инея на теплообменной поверхности испарителя.

Анализ изменения толщины инея на испарителе показывает, что наибольший его рост наблюдается при температурах, близких к минус 10 °С, причем с ростом относительной влажности воздуха толщина слоя увеличивается. Поэтому можно сказать, что при данных температурах основную роль в снижении холодопроизводительности играет влажность, а точнее влагосодержание атмосферного воздуха. При более низких температурах окружающего воздуха, даже при одинаковой влажности, процесс инееобразования меньше, так как при низких температурах содержание водяного пара в воздухе минимально.

Выводы

На работу испарителя воздушного теплового насоса, а именно на отъем тепла из низкопотенциального источника (атмосферного воздуха), существенное влияние оказывает его температура. Номинальные параметры теплообменника достигаются только при температурах в диапазоне от нуля до минус 5 °С.

При снижении температуры атмосферного воздуха ниже температуры минус 20 °С отъем тепла (холодопроизводительность) резко снижается и испаритель может выдать только примерно 30% от номинальной мощности, что приводит к применению на данных температурах более сложных конструктивных схем и устройств воздушных тепловых насосов (например, с применением компрессоров с впрыском пара).

В диапазоне температур около 10 °С на снижение холодопроизводительности существенное влияние оказывает влажность атмосферного воздуха, это связано с инееобразованием на поверхности испарителя, в этом случае требуется применение различных способов и методов для его устранения.

Список литературы

1. Sheryazov, S. K. Estimation of renewable energy resources for heat supply systems / S. K. Sheryazov, O. S. Ptashkina-Girina // International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing, ICIEAM 2017 – Proceedings : electronic edition. – Chelyabinsk : Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2017. – P. 8076239. – DOI: 10.1109/ICIEAM.2017.8076239.
2. Sheryazov, S. K. Technological and Economic Evaluation of the System of Heat Supply

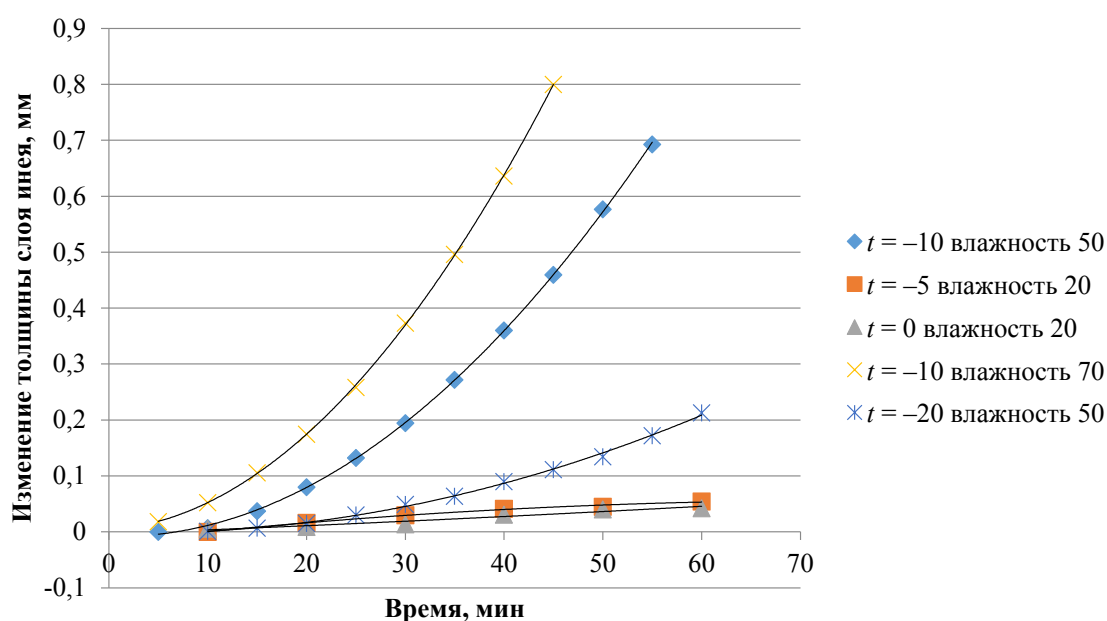


Рис. 3. Изменения толщины инея на теплообменных трубках испарителя в зависимости от температуры и влажности воздуха

with the Usage of Renewable Sources of Energy / S. K. Sheryazov, O. S. Ptashkina-Girina, N. S. Nizamutdinova // International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies, FarEastCon 2018. – EN : Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc. : Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2019. – P. 8602526. – DOI: 10.1109/FarEastCon.2018.8602526.

3. Пташкина-Гирина, О. С. Исследование схемы работы теплонасосной установки как автономного источника теплоснабжения в умеренном климате / О. С. Пташкина-Гирина, О. С. Волкова, О. А. Гусева // Современные тенденции агроинженерных наук и инновационные технологии в сельском хозяйстве : матер. Междунар. науч.-практ. конф. Института агроинженерии. – Челябинск : ФГБОУ ВО Южно-Уральский ГАУ, 2021. – С. 251–256.

4. Пташкина-Гирина, О. С. Оценка низкопотенциальной тепловой энергии атмосферного воздуха Челябинской области с целью ее утилизации в воздушных тепловых насосах / О. С. Пташкина-Гирина, О. С. Волкова // АПК России. – 2023. – Т. 30. – № 2. – С. 230–235. – DOI: 10.55934/2587-8824-2023-30-2-230-235.

5. Волкова, О. С. Исследование эффективности работы воздушных тепловых насосов на базе компрессоров с впрыском пара в условиях Южного Урала / О. С. Волкова, О. С. Пташкина-Гирина, П. А. Евграфов // Экологическая безопасность и устойчивое развитие урбанизированных территорий : сб. докл. III Междунар. науч.-практ. конференции. – Нижний Новгород : Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет, 2023. – С. 127–132.

6. Эксергетический анализ воздушного теплового насоса в климатических условиях Челябинской области / О. С. Пташкина-Гирина, Р. Ж. Низамутдинов, О. С. Волкова, П. А. Евграфов // Энергетика и энергосбережение: теория и практика : сб. матер. VII Междунар. науч.-практ. конференции. – Кемерово : Кузбасский государственный технический университет имени Т. Ф. Горбачева, 2023. – С. 159–1–159–6.

7. Ribeiro, Rafael S. Algebraic modeling and thermodynamic design of fan-supplied tube-fin evaporators running under frosting conditions / Rafael S. Ribeiro, Christian J. L. Hermes // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Vol. 70. – № 1. – P. 552–559.

8. Effect of fin types of outdoor fan-supplied finned-tube heat exchanger on periodic frosting and defrosting performance of a residential air-source heat pump / Huang Dong, Zhao Ri-Jing, Liu Yun, Yi De-Bo // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Vol. 69. – № 1–2. – P. 251–260.

9. Prediction of the frost growth and performance change of air source heat pump system under various frosting conditions / Chung Yoong, Yoo Jin Woo, Kim Gwi Taek, Kim Min Soo // Applied Thermal Engineering. – 2019. – Vol. 147. – P. 410–420.

10. Маринюк, Б. Т. Расчет и анализ динамики роста толщины слоя водного инея на охлаждаемой поверхности / Б. Т. Маринюк, И. А. Королев // Холодильная техника. – 2016. – № 11. – С. 38–43.

Волкова Ольга Сергеевна, аспирант, старший преподаватель кафедры энергообеспечения и автоматизации технологических процессов, ФГБОУ ВО Южно-Уральский государственный аграрный университет.

E-mail: volkovao@sursau.ru.

* * *