



МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ТЕПЛОВОГО НАСОСА

Е.В. Шешунова (фото)

к.т.н., доцент, заведующая кафедрой механизации
сельскохозяйственного производства

К.А. Зиновьев

к.ф.-м.н., доцент, доцент кафедры электрификации
ФГБОУ ВО Ярославская ГСХА, г. Ярославль

*Тепловой насос,
энергетическая
эффективность,
многокритериальное
моделирование*

*Heat pump unit, energy
efficiency, multicriteria
simulation*

Тепловым насосом является термодинамическое устройство, с помощью которого можно переносить тепловую энергию из одной, менее нагретой, среды в другую, более нагретую. При этом величина энергии, затрачиваемая на этот процесс, существенно меньше величины переносимой энергии. Тепловой насос не производит тепла, как нагреватель или отопительный котёл, но поскольку величина тепловой энергии, отдаваемой насосом, значительна (в 2–3 раза больше), а при определённых условиях – в 4–5 и более раз превосходит затраты электроэнергии на этот процесс, то получается, что коэффициент полезного действия теплового насоса (КПД) превосходит 100%. Нарушения закона сохранения энергии, разумеется, при этом не происходит, поскольку тепловой насос не является замкнутой термодинамической системой. Правда, использование понятия «коэффициент полезного действия» с точки зрения физики не совсем корректно (КПД любого устройства по определению не может быть больше 100%), поэтому для характеристики эффективности тепловых насосов используют так называемый коэффициент преобразования тепла (КПТ) или чаще английскую аббревиатуру COP (от Coefficient of performance). Тепловые насосы, как устройства, переносящие энергию, могут переносить её в любом направлении, то есть работать, как кондиционеры, охлаждающие некоторую среду, или как нагреватели её (в качестве отопительного устройства). В любом случае тепловой насос представляет собой замкнутый контур, в котором циркулирует особая легкокипящая (т.е. кипящая при низкой, существенно ниже 0°C, температуре) жидкость, называемая хладагентом; имеется компрессор с электроприводом для превращения хладагента из газообразного состояния в жидкость и два теплообменника: теплообменник-конденсатор и теплообменник-испаритель (рис. 1).

Принцип работы всех тепловых насосов одинаков, однако они различаются по тому, из какой среды они забирают тепло и в какую среду его отдают. По отбору тепла они делятся на геотермальные (грунтовые), водяные и воздушные, а нагревают они, как правило, воздух или воду. Исходя из этого, существуют тепловые насосы:

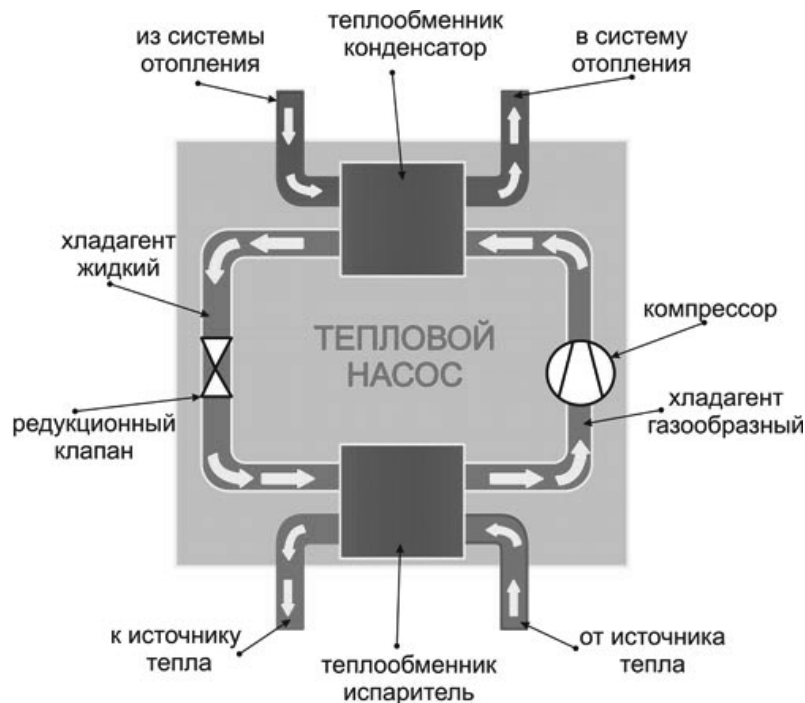


Рисунок 1 – Принципиальная схема работы теплового насоса

- воздух-воздух;
- воздух-вода;
- вода-воздух;
- вода-вода;
- грунт-воздух;
- грунт-вода.

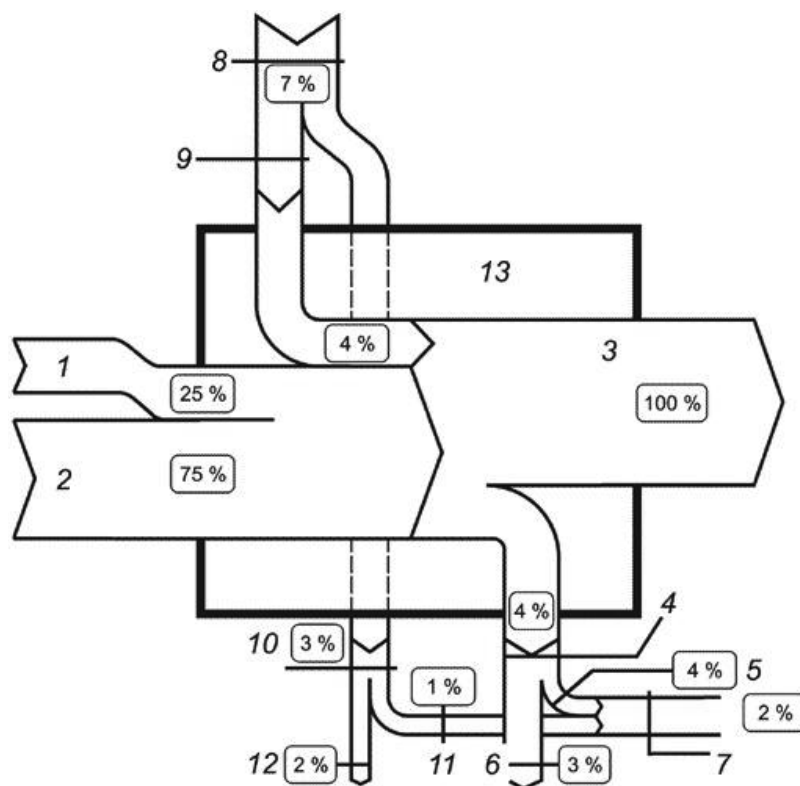
В теплообменнике-конденсаторе, как следует из его названия, теплота, содержащаяся в газообразном хладагенте, нагретом до высокой температуры, выделяется при его конденсации и последующем охлаждении и передаётся в нагреваемый (отопительный контур), а в теплообменнике-испарителе остывший хладагент предварительно нагревается почти до температуры контура, являющегося источником тепла, и снова переходит в газообразное состояние при повышенном давлении уже с помощью компрессора. Циркуляцию жидкостей в контуре, являющемся источником тепла, а также в отопительном контуре обеспечивают специальные насосы сравнительно небольшой мощности.

Энергетический баланс системы генерации теплоты с использованием теплового насоса графически представлен на рисунке 2.

Как видно из представленной схемы, основная часть (75%) теплоты, поставляемой тепловым насосом в отопительную систему, – это теплота, отбираемая у окружающей среды, используемая в качестве источника тепловой энергии. Ещё

примерно четверть тепловой мощности системы обеспечивает компрессор теплового насоса, использующий мощности электросети. Естественно, работа системы сопровождается потерями тепла в объёме примерно 7% от её общей тепловой мощности, но более половины этих потерь (4%) возвращается обратно в систему, и не возвратно теряется только 3% общей мощности.

Среди существующих типов тепловых насосов наиболее распространены насосы двух видов: воздух-вода и грунт-вода. Первый вид теплового насоса (ТН) используется, как правило, в условиях плотной городской застройки, где практически единственным источником тепла может быть только окружающий воздух, а нагревается вода, циркулирующая в отопительном контуре, которая является наилучшим теплоносителем для отопительных систем. Второй вид тепловых насосов обычно используется для отопления и горячего водоснабжения отдельных домов, около которых имеются свободные от построек и зелёных насаждений участки. В этом случае источником энергии является грунт, тепло которого отбирается через теплообменник, расположенный на глубине, ниже области промерзания грунта, и также переносится в отопительный контур. Данный тип теплового насоса имеет более высокие значения коэффициента преобразования теплоты, поскольку источником тепла является среда,



- 1 – энергия, расходуемая на привод теплонасосной системы теплоснабжения (ТСТ);
 2 – теплота окружающей среды, используемая в качестве источника тепловой энергии;
 3 – теплопроизводительность (тепловая мощность) системы генерации теплоты (СГТ);
 4 – тепловые потери СГТ;
 5 – тепловые потери СГТ, регенерированные для отопления помещений;
 6 – невозвратные тепловые потери СГТ;
 7 – общие тепловые потери СГТ, возвращаемые для отопления помещений;
 8 – общая дополнительная энергия СГТ;
 9 – возвращаемая дополнительная энергия СГТ;
 10 – невозвратная дополнительная энергия СГТ;
 11 – регенерированная дополнительная энергия СГТ;
 12 – нерегенерированная вспомогательная энергия СГТ;
 13 – система генерации (получения, переноса и передачи) теплоты.

Рисунок 2 – Энергетический баланс системы генерации теплоты

температура которой не опускается ниже 5–8°C и, следовательно, затраты электроэнергии на перевод хладагента в газообразное состояние будут значительно меньше, чем, например, при отборе тепла у воздуха при его отрицательных температурах.

Поскольку источником тепла для геотермальных отопительных ТН являются среды, температура которых невелика, то градиент температуры на поверхности теплообменников с внешней средой также достаточно мал. В силу этого, количество тепла, которое внешний контур может передать ТН, в большой степени зависит от размеров, формы, глубины залегания и материала, из кото-

рого изготовлен теплообменник. Особенно значимо это при использовании тепловых насосов большой мощности ($P > 10$ кВт), поскольку при недостаточно полном прогревании теплоносителя во внешнем контуре источника тепла заметно снижается их КПД.

Это подтверждается результатами экспериментального исследования, проведенного в соответствии с ГОСТ 32970-2014 [1]. Предметом исследования явилась установка для охлаждения молока и нагрева воды [2, 3, 4]. Цель исследования – определение эффективности работы теплового насоса в зависимости от стартовой температуры низкопотенциального источника энергии.

Опыты проводились на экспериментальной установке, состоящей из теплового насоса, пластинчатого охладителя молока, приборов и аппаратуры, необходимых для снятия определённых показателей, при разных стартовых температурах в испарителе (8°C, 24°C и 40°C) и начальных температурах в конденсаторе (9°C, 17,5°C и 10,5°C соответственно). На основе полученных данных был построен график зависимости температуры воды в конденсаторе от стартовой температуры в испарителе (рис. 3).

Величины COP, определённые по результатам опытов в порядке возрастания стартовых температур в испарителе (4,42, 4,46 и 4,69), полностью совпадают с результатами, полученными нами в ходе моделирования основных параметров ТН на основании технических характеристик тепловых насосов ведущих мировых производителей [5]. Также зафиксирован рост значений COP при увеличении температуры источника энергии при неизменной температуре конденсатора.

С целью унификации процедуры тестирования энергоэффективности тепловых насосов

Международными стандартами установлены контрольные значения температур теплоносителей при входе в ТН и на выходе из него. Эти же температуры приняты и в Национальном стандарте Российской Федерации ГОСТ 54865-2011 «Методика расчёта энергопотребности и эффективности систем теплогенерации с тепловыми насосами» [6, 7]. Наиболее часто указываются температуры сред – источников тепла: –15, –7, 2 и 7°C, температуры конденсатора 35, 45, 55°C.

На основании технической документации тепловых насосов фирмы NIBE (Швеция) [8] были построены графики зависимости значений COP от температур сред – источников тепла для данных температур конденсатора (рис. 4).

В то же время энергоэффективность тепловых насосов, очевидно, является результатом воздействия достаточно большого количества факторов. Как следует из энергетического баланса работы теплового насоса, основная часть энергии, поставляемая потребителю, отбирается от окружающей среды, используемой в качестве источника тепловой энергии. Следовательно, при

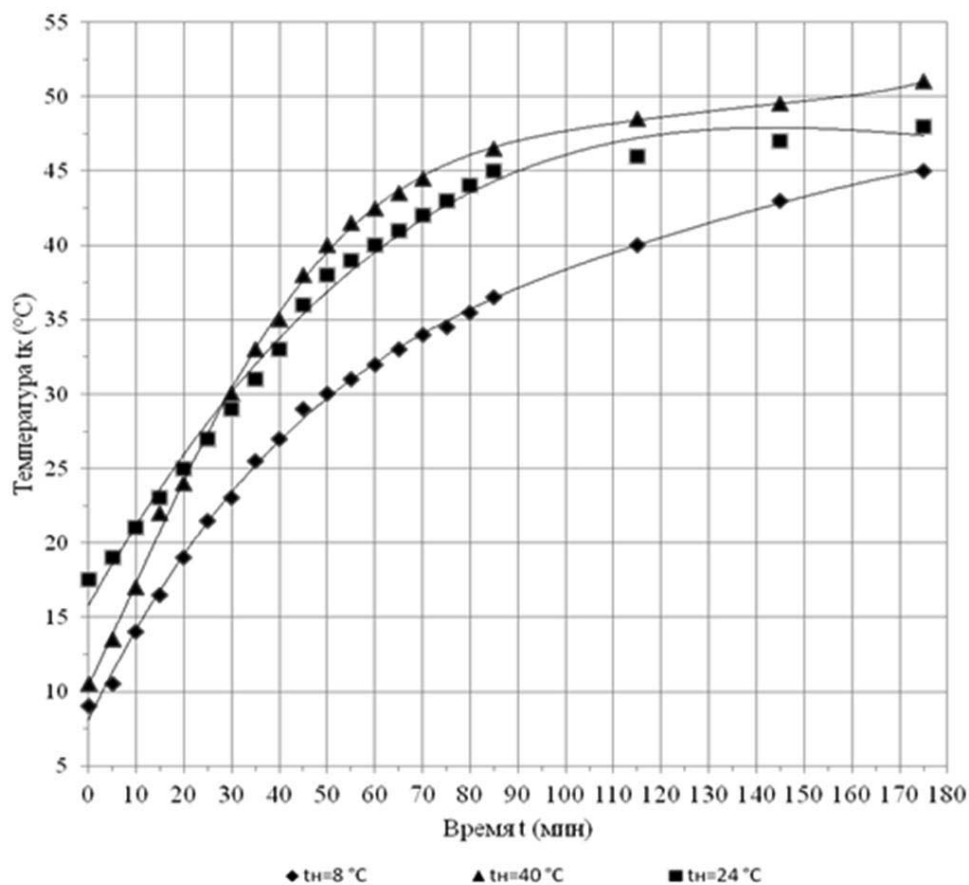


Рисунок 3 – Зависимость температуры воды (t_k) в конденсаторе от температуры низкопотенциального источника (t_v)

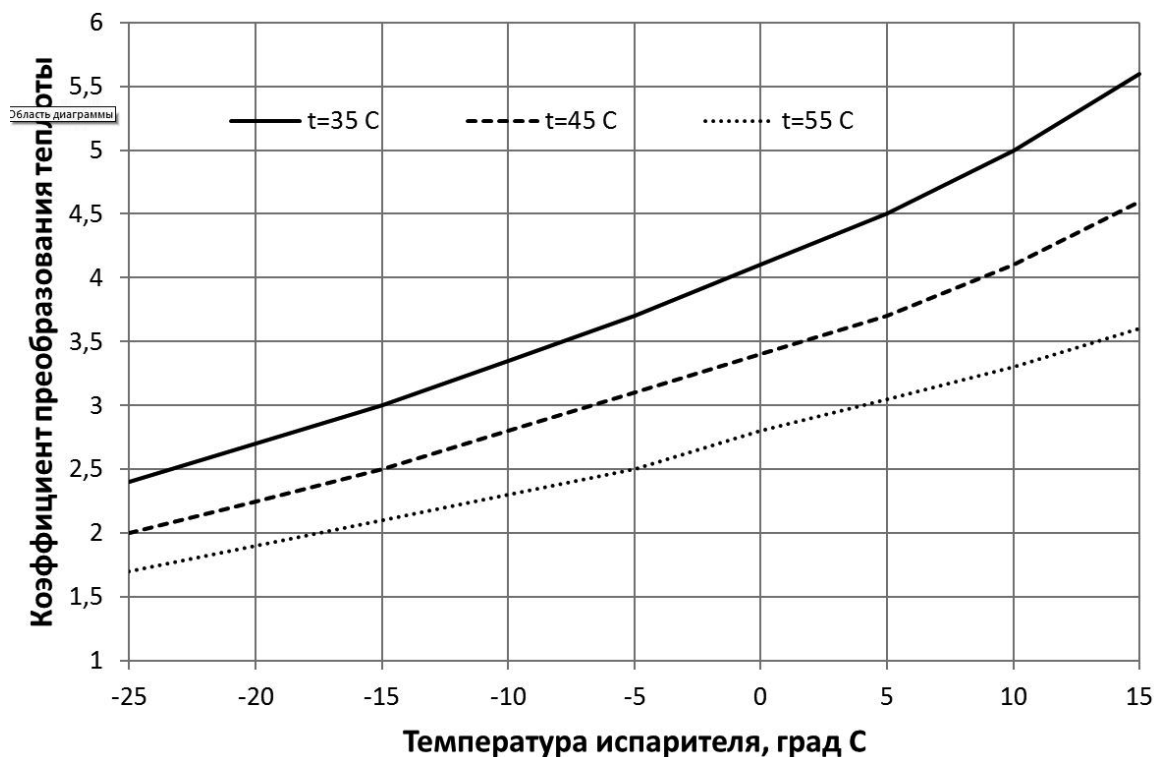


Рисунок 4 – Зависимость величины коэффициента преобразования теплоты ТН от температур сред – источников тепла при фиксированных температурах конденсатора

многокритериальном моделировании работы ТН особое внимание следует обращать на процесс переноса низкопотенциальной энергии от внешнего контура в его основной контур. Этот процесс достаточно полно характеризуется такими величинами, как температура источника отбираемой энергии, разность температур источника и потребителя энергии. В данной модели критерием эффективности работы теплового насоса является коэффициент преобразования тепла COP, а названные величины будут основными факторами, влияющими на его значение.

Авторами была предпринята попытка построения уравнения множественной регрессии для двух основных факторов, влияющих на величину коэффициента преобразования теплоты, – температуры испарителя и температуры конденсатора ТН.

Величины COP, приведённые в таблице 1, взяты из технических описаний тепловых насосов серии «ТепЛар» производства НПО «Энергоинновации» (г. Краснодар) и насосов фирмы NIBE (Швеция) [8, 9].

На основании представленных данных было построено уравнение множественной линейной двухфакторной регрессии, имеющее вид:

$$COP = 6,392 + 0,0396 \cdot t_1 - 0,0641 \cdot t_2.$$

Вид полученного уравнения полностью согласуется с эмпирическими данными. Так, отрицательное значение второго коэффициента регрессии однозначно отражает то обстоятельство, что увеличение температуры теплоносителя на выходе ТН приводит к уменьшению величины COP, а большее значение его модуля указывает на более сильное влияние именно переменной t_2 (рис. 4). Средняя ошибка аппроксимации данного уравнения $\bar{A} = 7,97\%$ и не превосходит 10%. Следовательно, уравнение регрессии является удовлетворительным и вполне может использоваться для расчёта прогнозных значений COP для заданных величин температур испарителя и конденсатора, t_1 и t_2 соответственно.

Фактическое значение критерия Фишера для данной совокупности $F_{факт} = 15,9$, табличное, при уровне значимости $\alpha = 0,95$, $F_{табл} = 3,7$. Поскольку $F_{факт} > F_{табл}$ то уравнение множественной регрессии в целом является статистически значимым. Фактические значения критерия Стьюдента, характеризующего статистическую значимость параметров полученного уравнения множественной регрессии: для свободного члена уравнения $t_a = 17,1$, для первого коэффициента

Таблица 1 – Значения коэффициента преобразования тепла в зависимости от температуры испарителя и температуры конденсатора теплового насоса

Коэффициент преобразования тепла (COP)	Температура испарителя, t_1	Температура конденсатора, t_2
4,4	0	35
3,2	0	50
4	-7	35
3,3	-25	35
5,1	5	35
3,9	5	50
2,6	-5	60
4,1	-5	40
3,2	2	60
4,1	2	40
3,4	7	45
4,2	2	35
2,5	-7	55
1,9	-15	55
3,9	2	35
5,6	16	25
3,4	0	45
3,5	15	50

$t_{b_1} = 4,4$, для второго $t_{b_2} = 7,6$. Табличное значение критерия Стьюдента при уровне значимости 0,95 – для данной совокупности $t_{табл} = 2,2$. Очевидно, все параметры уравнения также являются статистически значимыми, поэтому полученное уравнение вполне можно использовать для прогнозирования значений COP при заданных значениях t_1 и t_2 .

Построение моделей с большим числом факторов, например, таких как коэффициенты теплопередачи теплообменников испарителя и конденсатора, температуры кипения хладагентов, их теплоёмкость, к сожалению, лимитируется недостаточным количеством необходимых экспериментальных данных.

Выводы

Тепловые насосы являются компактными устройствами, производящими тепло, их работа не сопровождается выбросом углекислого и других видов газов, создающих так называемый парниковый эффект.

Тепловые насосы являются энергосберегаю-

щими установками, позволяющими получить гораздо большее количество тепловой энергии по сравнению с потребляемой электроэнергией.

Работа тепловых насосов легко автоматизируется. Они могут достаточно оперативно изменять интенсивность своей работы в зависимости от изменяющихся внешних условий и тем самым обеспечивать оптимальное использование внешней электроэнергии.

Многокритериальное математическое моделирование работы теплового насоса позволяет получать прогнозные значения коэффициента преобразования тепла для заданных факторов, в данном случае, температуры испарителя и температуры конденсатора.

Расчёты показали, что увеличение температуры теплоносителя на выходе теплового насоса приводит к уменьшению величины коэффициента преобразования тепла.

Повышение температуры источника низкопотенциального тепла, используемого тепловым насосом, существенно увеличивает его энергетический коэффициент полезного действия.

Литература

1. Межгосударственный стандарт ГОСТ 32970-2014 (ISO 5151:2010). Кондиционеры и тепловые насосы без воздухопроводов. Испытания и оценка рабочих характеристик (ISO 5151:2010, MOD). – М.: Стандартинформ, 2016.
2. Шешунова, Е.В. Получение тепла и холода для животноводческого комплекса с использованием высокоэффективной энергосберегающей технологии [Текст] / Е.В. Шешунова, В.С. Смумыгин, С.А. Краснов, И.В. Кряклина // Современные проблемы науки и образования. – 2012. – № 1. – С. 173.
3. Шешунова, Е.В. Использование теплового насоса на животноводческой ферме для получения холода и тепла [Текст] / Е.В. Шешунова, С.А. Краснов, И.В. Кряклина // Депонированная рукопись. – № 53-B2012 08.02.2012.
4. Шешунова, Е.В. Оптимизация расчёта процесса нагрева и охлаждения теплоносителей тепловым насосом [Текст] / Е.В. Шешунова, И.В. Кряклина // Аграрная наука. – 2012. – № 1. – С. 29.
5. Шешунова, Е.В. Математическое моделирование работы теплового насоса [Текст] / Е.В. Шешунова, К.А. Зиновьев // Вестник АПК Верхневолжья. – 2017. – № 1 (37). – С. 73–78.
6. Тоимбаев, А.Б. Эффективность работы теплового насоса при различных режимах [Электронный ресурс] / А.Б. Тоимбаев, М.В. Ермоленко, О.А. Степанова // Молодой учёный. – 2014. – № 6. – С. 264–266. – Режим доступа: <https://moluch.ru/archive/65/10659/> (дата обращения: 21.10.2018).
7. ГОСТ Р 54865-2011. Национальный стандарт Российской Федерации. Теплоснабжение зданий. Методика расчета энергопотребности и эффективности системы теплогенерации с тепловыми насосами. Heat supply of buildings. Methods for calculation of energy requirements and efficiencies for heat generation with heat pump system. ОКС 91.140.10. Дата введения 2012-07-01.
8. Компания NIBE [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://nibe.com.ru/professional>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения: 12.10.2018).
9. НПО «ЭНЕРГОИННОВАЦИИ» г. Краснодар [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://npo-energy.ru/teplovie-nasosi-dx/>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения: 16.10.2018).

References

1. Mezhhgosudarstvennyj standart GOST 32970-2014 (ISO 5151:2010). Kondicionery i teplovyje nasosy bez vozduhovodov. Ispytanija i ocenka rabochnih harakteristik (ISO 5151:2010, MOD). – М.: Standartinform, 2016.
2. Sheshunova, E.V. Poluchenie tepla i holoda dlja zhivotnovodcheskogo kompleksa s ispol'zovaniem vysokojeffektivnoj jenergosberegajushhej tehnologii [Tekst] / E.V. Sheshunova, V.S. Smurygin, S.A. Krasnov, I.V. Kryaklina // Sovremennye problemy nauki i obrazovanija. – 2012. – № 1. – S. 173.
3. Sheshunova, E.V. Ispol'zovanie teplovogo nasosa na zhivotnovodcheskoj ferme dlja poluchenija holoda i tepla [Tekst] / E.V. Sheshunova, S.A. Krasnov, I.V. Kryaklina // Deponirovannaja rukopis'. – № 53-V2012 08.02.2012.
4. Sheshunova, E.V. Optimizacija raschjota processa nagreva i ohlzhdenija teplonositelej teplovym nasosom [Tekst] / E.V. Sheshunova, I.V. Kryaklina // Agrarnaja nauka. – 2012. – № 1. – S. 29.
5. Sheshunova, E.V. Matematicheskoe modelirovanie raboty teplovogo nasosa [Tekst] / E.V. Sheshunova, K.A. Zinov'ev // Vestnik APK Verhnevolzh'ja. – 2017. – № 1 (37). – S. 73–78.
6. Toimbaev, A.B. Jeffektivnost' raboty teplovogo nasosa pri razlichnyh rezhimah [Jelektronnyj resurs] / A.B. Toimbaev, M.V. Ermolenko, O.A. Stepanova // Molodoj uchjonyj. – 2014. – № 6. – S. 264–266. – Rezhim dostupa: <https://moluch.ru/archive/65/10659/> (data obrashhenija: 21.10.2018).
7. GOST R 54865-2011. Nacional'nyj standart Rossijskoj Federacii. Teplosnabzhenie zdanij. Metodika rascheta jenerGOPotrebnosti i jeffektivnosti sistemy teplogeneracii s teplovymi nasosami. Heat supply of buildings. Methods for calculation of energy requirements and efficiencies for heat generation with heat pump system. OKS 91.140.10. Data vvedenija 2012-07-01.
8. Kompanija NIBE [Jelektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://nibe.com.ru/professional>, svobodnyj. – Zagl. s jekrana (data obrashhenija: 12.10.2018).
9. NPO «JeNERGOINNOVACII» g. Krasnodar [Jelektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <https://npo-energy.ru/teplovie-nasosi-dx/>, svobodnyj. – Zagl. s jekrana (data obrashhenija: 16.10.2018).