

УДК 621.57

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦИКЛОВ ПАРОКОМПРЕССИОННОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА С АЛЬТЕРНАТИВНЫМИ ХЛАДАГЕНТАМИ

С. В. ЗДИТОВЕЦКАЯ*Учреждение образования «Белорусский государственный
технологический университет», г. Минск*

Приведены результаты исследования энергетической эффективности термодинамических циклов воздушно-теплового насоса для горячего водоснабжения с альтернативными хладагентами. В качестве рабочих веществ рассматривались хладагенты R134A, R152A, R404A, R407A, R410A. Получено, что для рассматриваемых условий эксплуатации наибольшую энергетическую эффективность имеют хладагенты R134A и R152A, а хладагенты R404A, R407A и R410A имеют коэффициент преобразования в 1,2–1,4 раза ниже.

Ключевые слова: хладагент, тепловой насос, термодинамический цикл, эффективность, коэффициент преобразования.

ASSESSMENT OF CYCLE EFFICIENCY OF ELECTRICALLY-DRIVEN HEAT PUMP WITH ALTERNATIVE REFRIGERANTS

S. V. ZDITOVETSKAYA*Educational Institution “Belarusian State Technological
University”, Minsk*

Authors present the results of the research of the energy efficiency of thermodynamic cycles of an air heat pump for hot water supply with alternative refrigerants. As working substances, refrigerants R134A, R152A, R404A, R407A, R410A were considered. It has been obtained that R134A and R152A refrigerants have the highest energy efficiency for the considered operating conditions, and R404A, R407A and R410A refrigerants have a conversion coefficient 1.2–1.4 times lower.

Keywords: coolant, heat pump, thermodynamic cycle, efficiency, conversion coefficient.

Введение

Развитие промышленности в современном мире связано со стремительным ростом потребления энергетических ресурсов. Основная часть потребляемых энергоресурсов приходится на традиционные источники энергии. В связи с этим актуальной является проблема эффективного использования энергоресурсов и разработки новых способов получения энергии. Одним из таких способов является использование низкопотенциальных источников тепла с помощью тепловых насосов.

Мировой опыт показывает целесообразность их внедрения в низкотемпературных системах отопления и горячего водоснабжения. В странах Европейского Союза в 2020 г. было установлено 14,84 млн устройств [1]. Это объясняется поддержкой правительствами альтернативных источников в энергетической и экологической сферах, а также высокими ценами на энергетические ресурсы.

На энергетическую эффективность и надежность работы тепловых насосов существенное влияние оказывают термодинамические и теплофизические свойства хладагентов. Термодинамические характеристики рабочих веществ влияют на тем-

пературные режимы работы теплового насоса, эффективность циклов, показатели и характеристики теплообменных аппаратов контура и компрессоров.

Выбор хладагента осуществляется на основе анализа теплофизических, термодинамических, химических свойств хладагента, его стоимостных характеристик, а также условий эксплуатации тепловых насосов. Важными показателями, по которым производится оценка и выбор хладагентов, являются потенциал разрушения озонового слоя, потенциал глобального потепления, давление парообразования – конденсации, температурный глайд (для неазеотропных хладагентов), удельная объемная холодопроизводительность и цена [2]–[4].

В странах Евросоюза в соответствии с Монреальским протоколом полностью прекращено производство и применение хладагентов группы CFC (вещества с высокой озоноразрушающей способностью). Производство хладагентов группы HCFC (вещества с низкой озоноразрушающей способностью) с 2004 г. сокращается и должно быть прекращено к 2030 г. [5].

До 2010 г. одним из наиболее часто используемых универсальных хладагентов для парокомпрессионных тепловых насосов и холодильных машин являлся хладагент R22. Программа действия Монреальского протокола в развивающихся странах предусматривает полный запрет на использование R22 в качестве рабочего вещества с 2030 г. [6].

В результате встала задача поиска и разработки эффективных и экологически безопасных рабочих веществ, а также возникла необходимость исследования влияния их свойств на эффективность работы теплонасосных установок [7], [8].

В настоящее время на практике в качестве хладагентов парокомпрессионных тепловых насосов используются озонобезопасные хладагенты (группы HFC, FC и HC). Данные вещества не содержат атомы хлора и имеют нулевую озоноразрушающую активность [9], [10].

Также следует отметить, что распространение в качестве рабочих веществ получили многокомпонентные озонобезопасные хладагенты (серия R400). Это обусловлено тем, что они обеспечивают более высокую эффективность термодинамического цикла и более плавное протекание процессов кипения – конденсации. Для неазеотропных хладагентов R404A и R410A температурный глайд не превышает 0,5 К, что позволяет их считать практически однородными [2].

Возможность использования вещества в качестве хладагента определяется оценкой его термодинамической эффективности. При этом с переходом на новые рабочие вещества необходимо сохранить теплопроизводительность эксплуатируемых тепловых насосов. Простая замена хладагента без дополнительной замены компонентов оборудования на практике не всегда возможна, так как может привести к выходу из строя устройства. Такой переход возможен только для вновь проектируемых устройств.

В данной работе проведено исследование эффективности термодинамических циклов хладагентов R134A, R152A, R404A, R407A, R410A. Эффективность оценивалась путем сравнения параметров циклов парокомпрессионного теплового насоса.

Основная часть

Анализ проводился для низкотемпературной теплонасосной системы горячего водоснабжения с температурой теплоносителя водой 50 °С, с конденсатором, выполняющим одновременно функцию буферной емкости [11]. При расчете циклов задавались следующие исходные параметры: температура воздуха на входе в испаритель –15 °С, перегрев пара в испарителе 5 °С, температурный напор в испарителе, где источником низкой температуры является атмосферный воздух, равен 10 °С, а в конденсаторе, где потребителем высокой температуры является вода, составляет 5 °С. Для хладагентов R404A, R410A, R407A характерно изменение температуры при фазовых переходах. Глайд составляет соответственно 0,5; 0,3 и 4,4 °С.

В данной статье численный анализ параметров цикла проводился с использованием комплексного метода расчета парокompрессионных трансформаторов тепла, который включает в себя совместный расчет параметров цикла и теплообменных аппаратов контура с учетом необратимых потерь в контуре. Метод анализа реализован в виде пакета прикладных программ [12], [13].

Расчеты параметров циклов были проведены при следующих допущениях:

- идеальное сжатие в компрессоре без учета потерь давления в испарителе и конденсаторе;
- сжатие в реальном компрессоре с учетом потерь давления в испарителе и конденсаторе.

На рис. 1 представлены термодинамические циклы рассматриваемых веществ. Хладагенты R404A и R407A имеют сходные формы циклов, значения критических температур для них соответственно равны 345,05 и 359,7 К. Форма цикла хладагента R152A вытянута по оси абсцисс, а коэффициент преобразования равен 2,62.

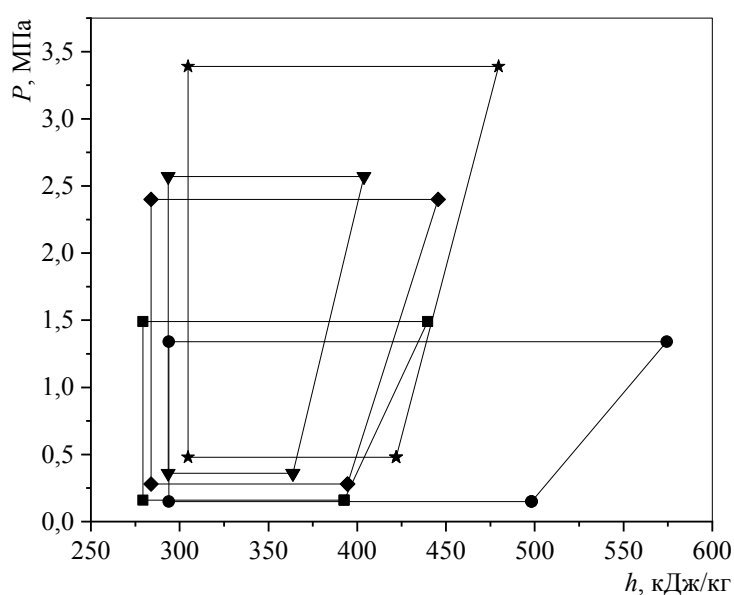


Рис. 1. Циклы хладагентов при идеальном сжатии без учета потерь давления в испарителе и конденсаторе:
 —■— R134A; —●— R152A; —▼— R404A;
 —◆— R407A; —★— R410A

Хладагенты R134A и R152A имеют наиболее высокую степень сжатия соответственно 9,1 и 8,77. При использовании хладагента R410A в качестве рабочего вещества требуется повышение герметичности контура, так как он имеет высокое критическое давление 3,39 МПа. Коэффициент преобразования составляет 2,03, а критическая температура – 345,1 К.

Проведено численное исследование влияния потерь давления со стороны хладагента в теплообменных аппаратах контура на энергетические характеристики теплового насоса. Учитывались потери давления, обусловленные местными сопротивлениями и трением. Для всех рассматриваемых хладагентов потери в конденсаторе принимались $\Delta p_k = 10$ кПа, а в испарителе – $\Delta p_n = 40$ кПа. Данные расчета параметров цикла при реальном сжатии в компрессоре с учетом гидравлических потерь в теплообменных аппаратах контура представлены на рис. 2.

Реальные циклы хладагентов при наличии потерь давления отличаются от идеальных циклов. На входе в компрессор наблюдается уменьшение давления и увеличение

удельной работы, затрачиваемой на сжатие хладагента. Удельная работа возрастает в среднем ~1,3 раза, что обусловлено свойствами хладагентов. Учет необратимости процессов в компрессоре и потерь давления в теплообменных аппаратах приводит к снижению энергетических характеристик теплового насоса.

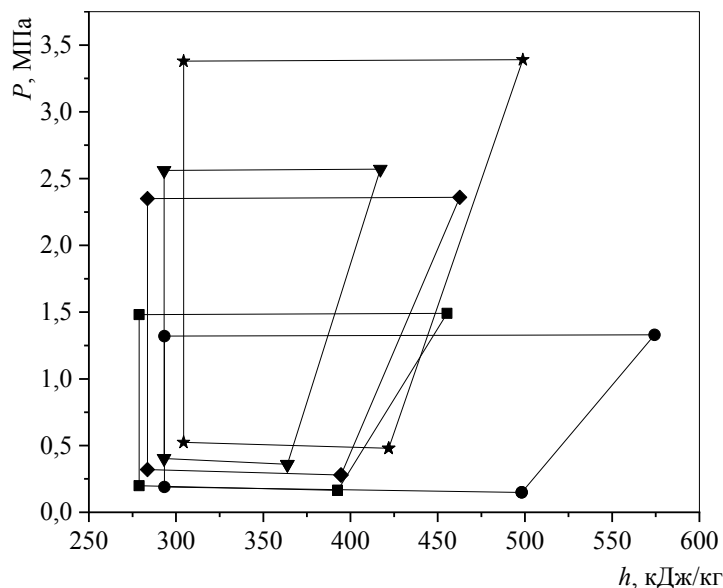


Рис. 2. Циклы хладагентов при реальном сжатии с учетом потерь давления в испарителе и конденсаторе:
 —■— R134A; —●— R152A; —▼— R404A;
 —◆— R407A; —★— R410

На рис. 3 представлены значения коэффициента преобразования для двух вариантов расчета: при идеальном сжатии в компрессоре и при реальном сжатии с учетом потерь в теплообменных аппаратах. Максимальное значение коэффициент преобразования имеет в случае идеального сжатия и при отсутствии потерь в теплообменных аппаратах. При наличии необратимых потерь коэффициент преобразования для рассматриваемых хладагентов снижается в среднем на 23–25 % (рис. 3).

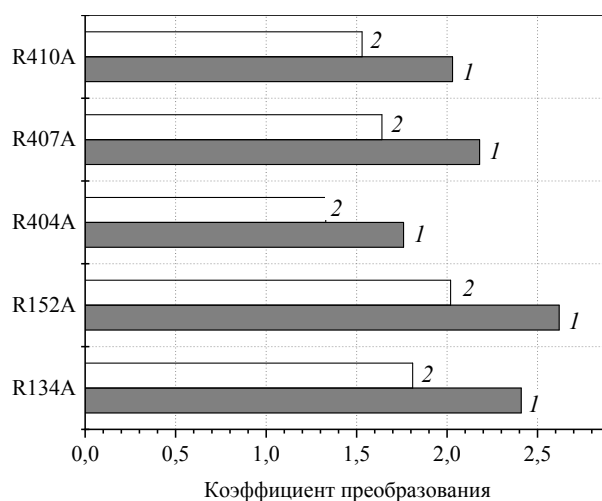


Рис. 3. Коэффициент преобразования:
 1 – идеальное сжатие в компрессоре без учета потерь давления в испарителе и конденсаторе; 2 – сжатие в реальном компрессоре с учетом потерь давления в испарителе и конденсаторе

В исследуемом тепловом насосе источником низкопотенциального тепла является атмосферный воздух, который имеет большой интервал изменения температуры, зависящий от внешних климатических условий. Изменение температуры влияет на энергетическую эффективность теплового насоса [14].

На рис. 4 показано влияние температуры атмосферного воздуха на коэффициент преобразования исследуемой теплонасосной установки для горячего водоснабжения.

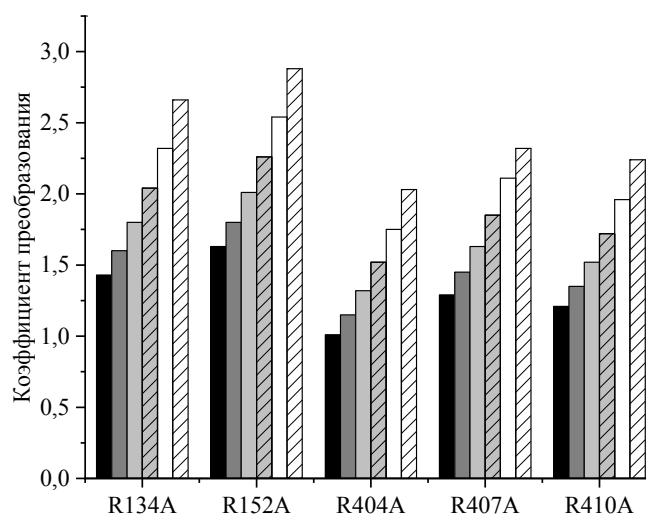


Рис. 4. Зависимость коэффициента преобразования от температуры воздуха:

■ – $t_{\text{возд}} = -15\text{ °C}$; ■ – $t_{\text{возд}} = -10\text{ °C}$; ■ – $t_{\text{возд}} = -5\text{ °C}$;
 ▨ – $t_{\text{возд}} = 0\text{ °C}$; □ – $t_{\text{возд}} = 5\text{ °C}$; ▩ – $t_{\text{возд}} = 10\text{ °C}$

При понижении температуры воздуха коэффициент преобразования теплового насоса уменьшается. Это обусловлено возрастанием степени сжатия в компрессоре и уменьшением коэффициента подачи компрессора. С повышением температуры воздуха степень сжатия в компрессоре уменьшается, а теплопроизводительность и коэффициент преобразования возрастают.

Из рис. 4 видно, что при изменении температуры для рассматриваемых условий эксплуатации хладагенты R152A, R134A имеют более высокие значения коэффициента преобразования. Хладагент R404A имеет минимальный коэффициент преобразования (меньше 2) для всех значений температур воздуха. Коэффициент преобразования теплового насоса с хладагентом R152A при температуре воздуха 0 °C на 9,75 % выше, чем при использовании R134A, на 18,5 % – R407A, на 23,9 % – R410A, на 32,7 % – R404A. При работе теплового насоса при низких температурах для покрытия потребности в тепловой энергии необходимо переходить на дополнительный источник теплоты.

Заключение

На основе проведенного анализа хладагенты R152A, R134A для рассматриваемых условий использования имеют коэффициент преобразования в 1,1–1,3 раза выше по сравнению с другими хладагентами. Хладагенты R404A, R407A, R410A имеют более низкие энергетические параметры. Для исследуемой теплонасосной системы горячего водоснабжения распределение хладагентов в порядке возрастания коэффициента преобразования будет следующим: R404A, R410A, R407A, R134A, R152A. Полученные результаты могут быть использованы для расширения перечня хладагентов, применяемых в тепловых насосах.

Литература

1. The European Heat Pump Market and Statistics Report. – Mode of access: <https://www.ehpa.org/market-data/market-report-2021>. – Date of access: 13.08.2021.
2. Володин, В. И. Выбор эксплуатационных параметров и хладагента для парокомпрессионных воздушных тепловых насосов / В. И. Володин, К. В. Седляр // Тр. БГТУ. – 2016. – № 3. – С. 147–153.
3. Озонобезопасные хладагенты // О. Б. Цветков [и др.] // Холодил. техника. – 2014. – № 3. – С. 98–111.
4. Федосов, С. В. Анализ и выбор экологически безопасных хладагентов для систем теплоснабжения зданий воздушными тепловыми насосами / С. В. Федосов, В. Н. Федосеев, И. А. Зайцева // Современ. наукоемкие технологии. Регион. приложение. – 2020. – № 1 (61). – С. 120–129.
5. Экологическая безопасность. – Режим доступа: https://hvac-school.ru/upload/files/folder_48/mk_30_12.html. – Дата доступа: 20.01.2022.
6. Аналоги и замены R22 фреона, их состав и свойства. – Режим доступа: <https://freons.xyz/analogi-freona-r22/>. – Дата доступа: 20.01.2022.
7. Здитовецкая, С. В. Эффективность циклов парокомпрессионных трансформаторов тепла с альтернативными хладагентами / С. В. Здитовецкая, В. И. Володин, П. М. Клепацкий // Тр. БГТУ. Сер.: Химия и технология неорган. веществ. – 2011. – № 3 (141). – С. 185–188.
8. Оценка энергоэффективности работы воздушного теплового насоса на фреоне / В. Н. Федосеев [и др.] // Междунар. науч.-исслед. журн. – 2016. – № 11 (53). – С. 130–135.
9. Coulomb, D. The refrigerants future: the phase down of HFCs and its consequences / D. Coulomb // Вестн. Междунар. акад. холода. – 2014. – № 1. – С. 3–6.
10. Обзор хладагентов. – Режим доступа: http://www.holodilshchik.ru/Review_refrigerant.pdf. – Дата доступа: 20.02.2022.
11. Володин, В. И. Теплообмен в конденсаторе-аккумуляторе теплового насоса / В. И. Володин, С. В. Здитовецкая // Тр. БГТУ. Сер. 2, Хим. технологии, биотехнологии, геоэкология. – Минск, 2020. – № 2 (235). – С. 112–116.
12. Здитовецкая, С. В. Метод расчета парокомпрессионных трансформаторов тепла / С. В. Здитовецкая, В. И. Володин // Энергетика – Изв. высш. учеб. заведений и энерг. об-ний СНГ. – 2012. – № 5. – С. 76–82.
13. Пакет программ для расчета параметров парокомпрессионных трансформаторов тепла: свидетельство № 402 / В. И. Володин, С. В. Здитовецкая; Беларус. гос. технол. ун-т. – № С20120010; заяв. 06.02.12; опубл. 01.03.12. – Минск, 2012. – С. 1.
14. Володин, В. И. Влияние климатических условий на работу теплового насоса воздух–воздух / В. И. Володин, С. В. Здитовецкая // Тр. БГТУ. Сер. III, Химия и технология неорган. веществ. – Минск, 2006. – Вып. XIV. – С. 140–142.

Получено 12.04.2022 г.