

УДК 621.577.62:621.564.2

В. И. Володин, К. В. Седляр

Белорусский государственный технологический университет

**ВЫБОР ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ
И ХЛАДАГЕНТА ДЛЯ ПАРОКОМПРЕССОРНЫХ
ВОЗДУШНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ**

Энергетическая эффективность парокomppressorных тепловых насосов (ТН) определяется параметрами теплоты источника низкой температуры и потребителя высокой температуры, а также применяемым рабочим веществом. В этой связи следует выделить воздушные ТН с источником низкой температуры – атмосферным воздухом, температура которого существенно изменяется в течение года. Например, в Минске за наблюдаемый период при средней температуре воздуха за отопительный сезон $-1,8^{\circ}\text{C}$ температура понижалась до $-39,1^{\circ}\text{C}$.

Проведено исследование термодинамических циклов воздушных среднетемпературных ТН для горячего водоснабжения и низкотемпературных – для напольного отопления. Температура теплоносителя у потребителя соответственно составляет 55 и 35°C . Определялось значение бивалентной температуры атмосферного воздуха с учетом используемого хладагента при минимальном коэффициенте преобразования ТН, равном 2,5 и изотропном КПД – 0,75. В качестве рабочих веществ рассматривались хладагенты R22, R134A, R152A, R290, R404A, R407C и R410A.

Для низкотемпературной системы отопления наилучшие характеристики показали ТН с хладагентами R22, R134A и R152A. Для них бивалентная температура составляет -6°C . При использовании хладагентов R404A и R410A коэффициент преобразования снижается приблизительно на 10%.

В системе горячего водоснабжения целесообразно применять хладагенты R407C, R290, R22, R134A и R152A, для которых бивалентная температура приблизительно равна $+10^{\circ}\text{C}$. Для хладагентов R22, R404A и R410A степень повышения давления составляет более 8, что требует перехода на двухступенчатое сжатие.

Ключевые слова: воздушный тепловой насос, коэффициент преобразования, системы отопления, горячее водоснабжение, хладагент, бивалентная температура.

V. I. Volodin, K. V. Sedlyar

Belarusian State Technological University

**SELECTION OF OPERATIONAL PARAMETERS AND REFRIGERANT
FOR VAPOR COMPRESSION AIR-SOURCE HEAT PUMPS**

The energy efficiency of vapor compression air-source heat pump is determined by the type of used refrigerant, the parameters of ambient air and the temperature level of the consumer of heat. The main disadvantage of using air as a low-potential source is a significant temperature range during the day and throughout the year. For example, in Minsk, while the average air temperature during the heating season is -1.8°C , the temperature decreased to -39.1°C .

This research is devoted to analysis of thermodynamic cycles of medium- and low-temperature heat pumps for hot water and floor heating. Coolant temperature at the consumer is 55 and 35°C , respectively. The value of bivalent temperature of ambient air was defined taking into account a used refrigerant. The minimum coefficient of performance heat pump was assumed to be 2.5, isentropic efficiencies – 0.75. The refrigerants R22, R134A, R152A, R290, R404A, R407C and R410A were considered to be working substances.

For low-temperature system of heating the best performances have displayed heat pump with refrigerant R22, R134A and R152A. For them the bivalent temperature makes -6°C . At use of coolants R404A and R410A the coefficient of performance decreases approximately on 10%. The hot water system it is advisable to use refrigerants R407C, R290, R22, R134A and R152A, which bivalent temperature is approximately $+10^{\circ}\text{C}$. For refrigerants R22, R404A and R410A pressure ratio is greater than 8, which requires a transition to a two-stage compression.

Key words: water-air heat pump, coefficient of performance, space-heating system, hot water supply, refrigerant, bivalent temperature.

Введение. Внедрение тепловых насосов (ТН) в качестве источника теплоснабжения имеет

ряд преимуществ как для потребителей, так и для энергетики в целом. В странах ЕС сформу-

лирована стратегия использования тепловых насосов, которая обусловлена следующими факторами [1]:

- тепловые насосы могут устранить необходимость импорта ископаемого топлива для отопления;

- тепловые насосы вписываются в энергетический рынок и являются мостом между электрическими и тепловыми сетями. Они повышают долю использования возобновляемых источников энергии в энергетическом балансе;

- тепловые насосы повышают энергоэффективность в жилом, коммерческом и промышленном секторах. Они являются важными компонентами будущих зданий с почти нулевым потреблением энергии. ТН считаются одними из самых эффективных устройств для систем отопления, охлаждения и горячего водоснабжения;

- тепловые насосы сокращают выбросы парниковых газов с помощью устойчивого использования энергии из воздуха, воды и земли;

- в области исследования, инновации и конкурентоспособности на основе тепловых насосов предлагаются различные решения для сохранения конкурентоспособности европейской промышленности. В будущей инфраструктуре интеллектуальных городов и регионов они будут способствовать устойчивому энергетическому развитию и создавать рабочие места.

Считается, что тепловые насосы апробированы, надежны и готовы к использованию. Согласно мировой практике 60–70% ТН устанавливаются для индивидуального теплоснабжения. При этом основным типом тепловых насосов являются парокompрессорные с источником теплоты низкой температуры окружающей среды, преимущественно атмосферным воздухом. В среднем современные ТН, затратив 1,0 кВт·ч электроэнергии, производят от 1,5 до 4,0 кВт·ч теплоты [2].

Эффективность и экономичность работы теплового насоса зависят от правильного выбора эксплуатационных параметров и хладагента. Проблема выбора оптимальных эксплуатационных параметров особенно остро стоит при использовании в качестве источника низкой температуры (ИНТ) атмосферного воздуха, определяющим свойством которого является изменение его температуры как в течение суток, так и года. Например, в Минске при средней температуре воздуха за отопительный сезон – 1,8°C его температура может опускаться до –39,1°C [3].

Ограничивающим фактором использования воздушных ТН при низких температурах ИНТ является их невысокая энергетическая эффективность. Считается, что при коэффициенте преобразования ниже 2,5 применение ТН эко-

номически невыгодно [4], а это требует использования резервного источника теплоты. Такие теплонасосные системы теплоснабжения получили название бивалентных. Существенные колебания температуры низкопотенциального источника ставят задачу определения бивалентной температуры воздуха, которая является определяющей для ТН и влияет на его энергетические, массогабаритные и стоимостные характеристики.

Среди воздушных ТН выделяют системы типа «воздух – воздух» и «воздух – вода». ТН классифицируют по температуре теплоносителя. У низкотемпературных ТН температура горячей воды для потребления должна составлять 35, у среднетемпературных – 55, а высокотемпературных – более 55°C.

При прочих равных условиях эффективность ТН выше в системах с умеренными температурными уровнями потребителей теплоты. Наиболее перспективными являются низкотемпературные системы отопления и системы горячего водоснабжения.

Другой, не менее значимой проблемой является выбор хладагента, от свойств которого зависит эффективность теплонасосной системы теплоснабжения. Выбор хладагента производится на основе анализа его внутренних и внешних факторов. К внутренним факторам относятся совокупность физических, термодинамических, химических и стоимостных свойств хладагента. К внешним – условия эксплуатации ТН. Такими условиями являются бивалентная, минимальные, максимальные температуры ИНТ и температурный уровень потребителя теплоты. Наиболее распространенными в теплонасосной парокompрессорной технике считаются хладагенты R22, R134a, R290 (пропан), R404A, R407C, R410A и R717 (аммиак) [5].

Цель данной работы – обоснованное определение бивалентной температуры атмосферного воздуха с учетом климатических условий эксплуатации ТН и влияния характеристик некоторых распространенных хладагентов на их энергетическую эффективность.

Основная часть. В данной работе объектом исследования выступает теплонасосная система теплоснабжения атмосферный воздух – вода, где в качестве потребителей высокой температуры (ПВТ) выступают системы горячего водоснабжения и отопления – теплый пол (рис. 1).

Принимается, что рассматриваемая система работает периодически с включенным потребителем – системой отопления теплый пол или с системой горячего водоснабжения, включающим аккумулятор теплоты. Переключение между потребителями осуществляется с помощью трехходовых клапанов.

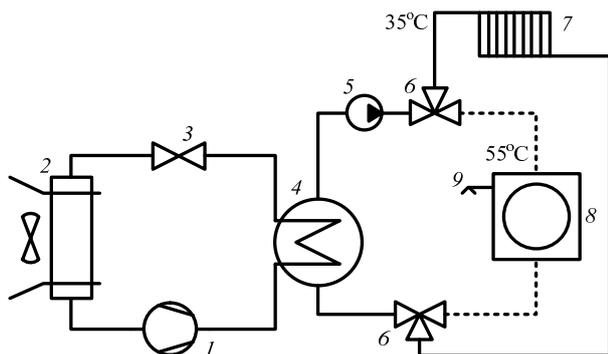


Рис. 1. Теплонасосная система теплоснабжения:

- 1 – компрессор; 2 – испаритель;
- 3 – терморегулирующий вентиль; 4 – конденсатор;
- 5 – насос; 6 – трехходовой клапан;
- 7 – отопительный прибор; 8 – аккумулятор теплоты;
- 9 – водоразборный кран

Метод исследования теплонасосной системы теплоснабжения в соответствии с рис. 2 основан на анализе параметров цикла теплового насоса заданной теплопроизводительности.

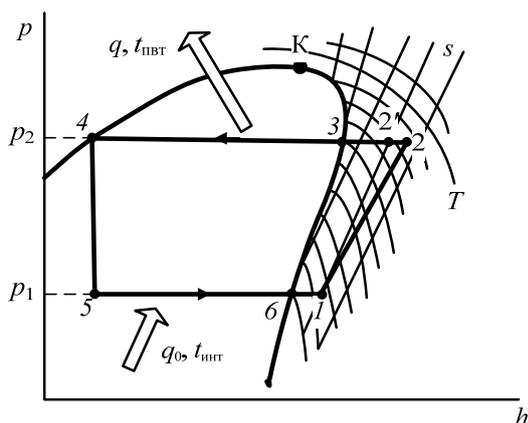


Рис. 2. Цикл парокompрессорного теплового насоса

В данном тепловом насосе рассматриваются следующие процессы:

- 1–2 – действительное сжатие пара в компрессоре;
- 1–2 – идеальное сжатие пара в компрессоре;
- 2–4 – охлаждение и конденсация пара в конденсаторе;
- 4–5 – дросселирование;
- 5–6 – кипение в испарителе;
- 6–1 – перегрев пара.

При численном анализе вначале задаются эксплуатационные значения температур источника $t_{инт}$ и потребителя теплоты $t_{пвт}$, а также соответствующие им температурные напоры в испарителе $\Delta t_{инт}$ и конденсаторе $\Delta t_{пвт}$. Затем с учетом используемых теплоносителей и рекомендуемых для них температурных напоров определяются температуры кипения $t_5 = t_6 =$

$= t_{инт} - \Delta t_{инт}$ и конденсации $t_3 = t_{пвт} + \Delta t_{пвт}$ хладагента и соответствующие им давления p_1 и p_2 . Температура хладагента на входе в компрессор t_1 соответствует перегреву $\Delta t_{и} = t_1 - t_6 = 5^\circ\text{C}$ для обеспечения его надежной работы.

По известным значениям температур и давлений с помощью ph -диаграммы определяются энтальпии h_3, h_4, h_5, h_6 и h_1 в характерных точках цикла ТН и вспомогательные значения температуры t'_2 и энтальпии h'_2 , соответствующие идеальному сжатию в компрессоре (рис. 2). Далее с учетом изэнтропийного КПД компрессора η_s находим действительное значение энтальпии h_2 и температуры t_2 на выходе компрессора:

$$h_2 = h_1 + \eta_s (h_2 - h_1). \quad (1)$$

Расчет оканчивается вычислением удельной теплопроизводительности

$$q = h_2 - h_4, \quad (2)$$

удельной работы, затраченной на привод компрессора

$$l = h_1 - h_6, \quad (3)$$

коэффициента преобразования

$$\phi = q/l. \quad (4)$$

В процессе исследования в качестве рабочих веществ ТН рассматривались альтернативные хладагенты. В настоящее время на практике используются озонобезопасные хладагенты (группы HFC, FC и HC). Следует отметить, что главными показателями хладагентов, по которым производится их оценка и выбор, являются потенциал озоноразрушения (ODP), потенциал глобального потепления (GWP), давления парообразования – конденсации, воспламеняемость, температурный глайд (для неазеотропных хладагентов), удельная объемная холодопроизводительность и цена.

Все чаще при выборе хладагента предпочтение отдается многокомпонентным озонобезопасным неазеотропным хладагентам (серия R400), так как они обеспечивают более выгодный термодинамический цикл и более плавное протекание процессов кипения – конденсации.

Температурный глайд неазеотропных хладагентов R404A и R410A не превышает 0,5K, что позволяет их считать практически однородными. Низкая цена хладагентов R404A и R410A, по сравнению с другими, в настоящее время делают их наиболее перспективными хладагентами в теплонасосной технике, однако необходимы обоснования по другим показателям. В качестве альтернативных также рассмотрены хладагенты R22, R134a, R290 (пропан), R407C и R152A.

Все чаще в современных теплонасосных системах теплоснабжения применяются так называемые бивалентные схемы, которые предполагают наличие основного источника теплоты – ТН и резервного, например электрического или газового котла. Причем резервный источник начинает использоваться только тогда, когда температура атмосферного воздуха опускается ниже бивалентной, при которой эффективность использования резервного источника для нужд теплоснабжения становится выше по сравнению с ТН.

От величины бивалентной температуры зависят как энергетические, так и экономические характеристики ТН. Применение ТН для нужд отопления и горячего водоснабжения при существующем технологическом уровне производства теплоты экономически целесообразно при коэффициентах преобразования больших 2,5 [4]. Из чего следует, что температура низкопотенциального источника (при прочих равных), при которой коэффициент преобразования равен 2,5, является минимальной температурой бивалентности, ниже которой использование ТН для нужд теплоснабжения нецелесообразно.

Ниже приводится термодинамический анализ теплонасосной системы теплоснабжения (см. рис. 1) с хладагентами R22, R134A, R152A, R404A, R407C и R410A. В качестве потребителей теплоты выбраны низкотемпературная система отопления теплый пол с температурой теплоносителя водой 35°C и система горячего водоснабжения с температурой 55°C. Анализ проводился при следующих допущениях:

- температурный напор в испарителе $\Delta t_{\text{инт}}$, где ИНТ является атмосферный воздух, равен 10°C, а в конденсаторе, где ПВТ является вода – $\Delta t_{\text{пвт}} = 5^\circ\text{C}$;
- потери давления в аппаратах не учитывались;
- перегрев пара в испарителе принят равным 5°C;
- переохлаждение сконденсированного хладагента отсутствует;
- изотропный КПД компрессора равен 0,75.

Целью данного анализа являлось определение бивалентной температуры атмосферного воздуха, при которой коэффициент преобразования будет иметь значение не менее 2,5.

Результаты исследования показаны на рис. 3. В общем случае предпочтительными хладагентами являются те, с применением которых бивалентная температура атмосферного воздуха будет иметь меньшее значение. При этом покрытие тепловой нагрузки в большей степени производится ТН.

Из рис. 3 видно, что предпочтительными хладагентами являются R407C, R290, R22,

R134A и R152A. В ТН насосах с данными хладагентами бивалентная температура для низкотемпературной системы отопления составляет от $-11,0$ до $-6,0^\circ\text{C}$, а для горячего водоснабжения от $10,0$ до $16,0^\circ\text{C}$. Для ТН с хладагентами R404A и R410A эти значения выше, что сужает область их использования. Хотя ТН с хладагентом R152A обладают хорошими показателями, но R152A классифицируется как «высоковоспламеняемый» и в чистой форме не используется из-за его горючести (границы взрывоопасности 3,7–21,8 объемного содержания в воздухе в %).

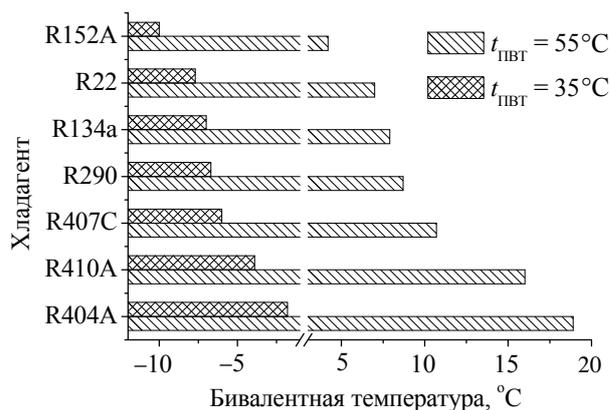


Рис. 3. Зависимость бивалентной температуры от хладагента и температуры теплоносителя $t_{\text{пвт}}$ потребителя теплоты

Следовательно, применение воздушных ТН в холодный период года целесообразно для низкотемпературных систем отопления, а в теплый – для нужд горячего водоснабжения. Для горячего водоснабжения в холодный период года ТН возможно использовать при повышении температуры наружного воздуха в область положительных значений.

В работе [6] показано, что ТН, рассчитанные на минимальную бивалентную температуру воздуха, позволяют уменьшить потребление энергии. Однако они будут иметь избыточную тепловую мощность в период стояния высоких температур воздуха, что приводит к неэффективному использованию произведенной теплоты. В какой-то мере этот недостаток можно преодолеть при эксплуатации инверторных теплонасосных систем, позволяющих регулировать подачу компрессора, снижая теплопроизводительность ТН [2].

Каждый из хладагентов имеет свои преимущества и недостатки, что позволяет проектировщику варьировать выбор оборудования в зависимости от того, какая из характеристик (энергетическая эффективность, компактность, соотношение цена – производительность) является наиболее значимой. В нашем исследо-

вании рассмотрено влияние хладагента на коэффициент преобразования ТН, степень сжатия и удельные объемные характеристики в компрессоре.

Так как ИНТ является атмосферный воздух, было проведено исследование, направленное на определение влияния изменения его температуры на коэффициент преобразования для наиболее распространенных хладагентов для потребителей теплоты: низкотемпературная система отопления теплый пол и система горячего водоснабжения.

На рис. 4 показано изменение коэффициента преобразования от температуры атмосферного воздуха для системы горячего водоснабжения в зависимости от применяемого хладагента.

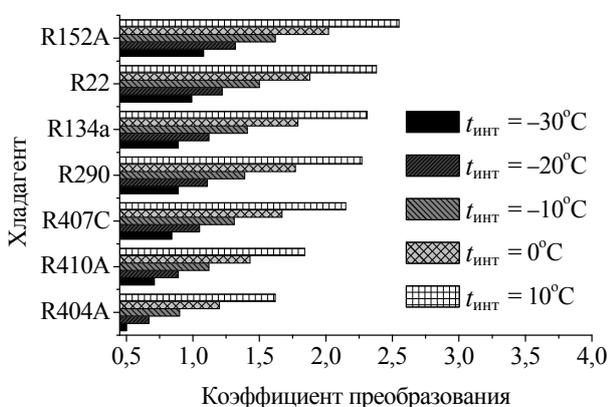


Рис. 4. Зависимость коэффициента преобразования ТН для горячего водоснабжения от хладагента и температуры атмосферного воздуха $t_{инт}$

Наилучшие характеристики могут быть получены при использовании хладагентов R407C, R290, R134a, R152A и R22, для которых температуры бивалентности находятся в диапазоне от 9,2 до 15,7°C. Для принятых условий эксплуатации степень повышения давления для хладагентов R134a, R152A и R407C соответственно составляет 8,4; 8,2 и 7,9. В этом случае целесообразным является переход на двухступенчатое сжатие рабочих веществ [7].

На рис. 5 показаны изменения коэффициентов преобразования от температуры атмос-

ферного воздуха для системы отопления теплый пол при использовании различных хладагентов.

Для рассматриваемых условий использования теплового насоса минимальная бивалентная температура атмосферного воздуха снижается и составляет приблизительно -6°C для всех рассматриваемых хладагентов. При более низких температурах необходимо переходить на дополнительный источник теплоты. В данных условиях эксплуатации по энергетической эффективности предпочтительными являются хладагенты R22, R290, R134A. При использовании хладагентов R404A и R410A коэффициент преобразования снижается приблизительно на 10%.

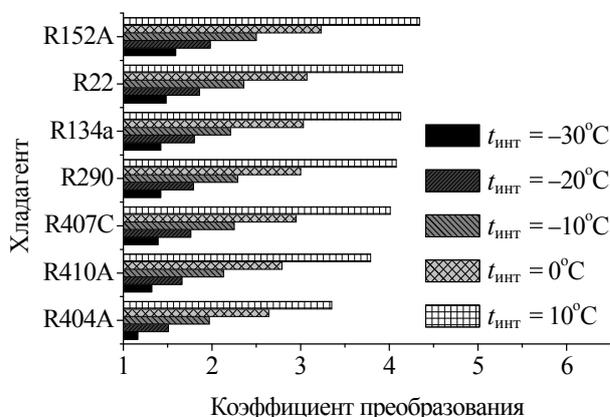


Рис. 5. Зависимость коэффициента преобразования ТН для отопления теплый пол от хладагента и температуры атмосферного воздуха $t_{инт}$

При подборе оборудования (теплообменников, трубопроводов и др.) контура теплового насоса важно знать максимальное абсолютное давление при его эксплуатации и степень повышения давления в компрессоре. Последняя характеристика влияет на энергоэффективность теплового насоса. Максимальное давление учитывается при выборе оборудования ветви высокого давления. В таблице приводятся данные по влиянию рабочего вещества на давление конденсации и степень повышения давления.

Влияние хладагента на максимальное давление в контуре и на степень сжатия при температуре атмосферного воздуха $t_{инт} = 0^\circ\text{C}$

$t_{пвт}, ^\circ\text{C}$	Давление конденсации, МПа						
	Степень сжатия						
	R404A	R410A	R407C	R290	R134a	R22	R152A
35	$\frac{1,82}{4,2}$	$\frac{2,40}{4,2}$	$\frac{1,52}{4,8}$	$\frac{1,32}{4,2}$	$\frac{1,02}{4,2}$	$\frac{1,53}{4,3}$	$\frac{0,91}{4,9}$
55	$\frac{2,87}{6,6}$	$\frac{3,79}{6,6}$	$\frac{2,50}{7,9}$	$\frac{2,12}{6,2}$	$\frac{1,68}{8,4}$	$\frac{2,46}{6,9}$	$\frac{1,51}{8,2}$

Из таблицы видно, что максимальное давление соответствует хладагенту R410A, который по эксплуатационным свойствам близок к хладагенту R22 и в настоящее время рекомендуется для его замены. Простая замена хладагента может привести к выходу из строя оборудования. Такой переход можно осуществить только для вновь проектируемых тепловых насосов

Наиболее высокая степень сжатия соответствует хладагентам R134a, R152A и R407C. Тепловые насосы с данными рабочими веществами целесообразно использовать только для низкотемпературных потребителей теплоты.

Свойства хладагента также влияют на тепло- и холодопроизводительность теплового насоса, которые взаимосвязаны. Важной характеристикой является удельная объемная холодопроизводительность q_v , которая определяется параметрами на входе в компрессор. Чем выше значение этого параметра, тем меньше габариты и металлоемкость компрессора. Кроме этого, уменьшается количество хладагента, необходимого для требуемой теплопроизводительности теплового насоса. Удельные объемные производительности для различных хладагентов системы горячего водоснабжения приведены на рис. 6.

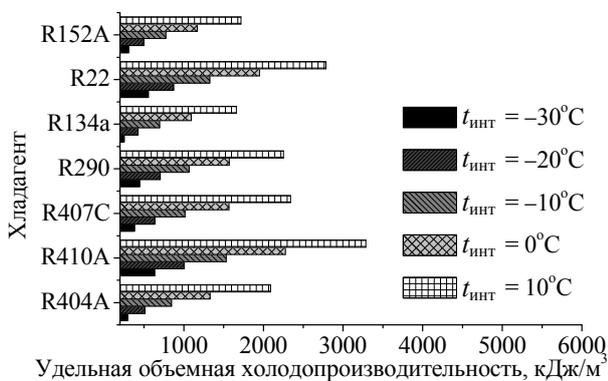


Рис. 6. Удельная объемная холодопроизводительность для системы горячего водоснабжения

Для системы горячего водоснабжения в порядке убывания удельной объемной холодопроизводительности хладагенты распределяются в следующем порядке: R410A, R22, R407C, R290, R404A, R152A, R134a. Удельная объемная холодопроизводительность теплового насо

са с хладагентом R410A при $t_{\text{инт}} = 0^{\circ}\text{C}$ на 45,1% выше при использовании хладагента R407C, на 44,8% – R290, на 108,0% – R134a, на 16,7% – R22 и на 94,4% – R152A.

Для системы отопления теплый пол в порядке убывания удельной объемной холодопроизводительности хладагенты распределяются в следующем порядке: R410A, R22, R404A, R407C, R290, R134a, R152A.

Удельная объемная холодопроизводительность теплового насоса в системе отопления теплый пол с хладагентом R410A при $t_{\text{к}} = 40^{\circ}\text{C}$, в среднем, на 49,5% выше при использовании хладагента R404A, на 62,3% – R407C, и на 140,8% – R152A. На основе анализа величин удельных объемных холодопроизводительностей для высокотемпературных потребителей теплоты можно рекомендовать хладагенты R410A и R407C, которые могут быть использованы для замещения R22. Для низкотемпературных потребителей теплоты – хладагенты R410A, R22, R404A и R407C.

Заключение. Анализ возможности использования воздушных парокомпрессорных тепловых насосов в системе теплоснабжения зданий показал:

- применение данных ТН с учетом климата Беларуси требует использования резервного источника тепла при температурах атмосферного воздуха ниже $+10^{\circ}\text{C}$ в системах горячего водоснабжения и ниже -6°C в низкотемпературных системах напольного отопления, что является дополнительной статьей расхода капитальных затрат;

- у ТН с хладагентами R134a, R22 и R152A коэффициент преобразования на 10–15% выше по сравнению с другими рассмотренными хладагентами;

- работу ТН с хладагентами R134a, R152A и R407C целесообразно организовать с двухступенчатым сжатием из-за высокой степени повышения давления 7,9–8,2;

- для высокотемпературных потребителей теплоты рекомендуются хладагенты R410A и R407C, имеющие высокие значения удельных объемных холодопроизводительностей, которые могут быть использованы для замещения R22. Для низкотемпературных потребителей теплоты – хладагенты R410A, R22, R404A и R407C.

Литература

1. ЕНРА position on the Energy Union package. ЕНРА: Brussels, 2015. 4 p.
2. Воздушные тепловые насосы: сб. ст. М.: Издательский центр «Аква-Терм», 2012. 82 с.
3. Строительная климатология: СНБ 2.04.02-2000. Введ. 01.07.01. Минск: Стройтехнорм, 2001. 37 с.
4. Усенко А. Ю. Анализ эффективности использования теплового насоса для снабжения теплом бытовых потребителей // Металлургическая теплотехника. 2010. № 2 (17). С. 197–204.
5. Пластинчатые теплообменники Альфа Лаваль для холода. Справочное пособие. Alfa Laval AB, 2001. 170 с.

6. Гришков А. В. Эффективность использования воздушных тепловых насосов в условиях Пермского края // АВОК. 2004. № 3. С. 50–58.
7. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. Одесса: Студия «Негоциант», 2006. 712 с.

References

1. ЕНРА position on the Energy Union package. *ЕНРА*, Brussels, 2015. 4 p.
2. *Vozdushnye teplovye nasosy: sb. st. Moscow, Izdatel'skiy tsentr «Akva-Term» Publ.*, 2012. 82 p.
3. SNB 2.04.02-2000: Building climatology. Minsk, Stroytekhnorm Publ., 2001. 37 p. (In Russian).
4. Usenko A. Yu. Analysis of efficiency of the heat pump to supply heat residential customers. *Metallurgicheskaya teplotekhnika [Metallurgical Heat Engineering]*, 2010, no. 2 (17), pp. 197–204 (In Russian).
5. Plate heat exchangers Alfa Laval cold. *Plastinchatye teploobmenniki Al'fa Laval' dlya kholoda. [A Reference guide. Alfa Laval]*. AB, 2001. 170 p.
6. Grishkov A. V. The efficiency of air heat pumps in the conditions of the Perm region. *АВОК [AVOK]*, 2004, no. 3, pp. 50–58 (In Russian).
7. Morozyuk T. V. *Teoriya kholodil'nykh mashin i teplovykh nasosov [Theory of refrigerating machines and heat pumps]*. Odessa, Studiya “Negotsiant” Publ., 2006. 712 p.

Информация об авторах

Володин Виктор Иванович – доктор технических наук, профессор кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: volvic@mail.ru

Седляр Константин Валентинович – магистрант кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: sedlyar.konstantin@mail.ru

Information about the authors

Volodin Viktor Ivanavich – DSc (Engineering), Professor, the Department of Energy-saving, Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: volvic@mail.ru

Sedlyar Konstantin Valentinovich – Master degree student, the Department of Energy-saving, Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: sedlyar.konstantin@mail.ru

Поступила 29.02.2016