

DOI: 10.34031/2071-7318-2026-11-5-32-43

Петров М.М.

Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет

E-mail: michaelpetrov1998@yandex.ru

ВЛИЯНИЕ ХЛАДАГЕНТА НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ВОЗДУШНОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНОЙ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

Аннотация. В статье рассматриваются зависимости, описывающие влияние рабочего тела парокомпрессионного воздушного теплового насоса (ТН), встраиваемого в приточно-вытяжные вентиляционные установки, на его эксплуатационные характеристики (коэффициент преобразования энергии, величину нагрева воздуха, удельную объемную теплопроизводительность, максимальное абсолютное давление в элементах холодильного контура, затрачиваемую электрическую мощность приводом компрессора и степень сжатия в нем). Приводятся зависимости аппроксимирующих кривых, описывающих энтальпию и энтропию хладагентов R22, R32, R134a, R152a и R410a в зоне перегретого пара.

Для анализа характеристик встраиваемых тепловых насосов приняты хладагенты R134a, R22, R32, R152a, R410a. Установлено, что хладагенты R32 и R410a наиболее благоприятны для применения во встраиваемом ТН за счет относительно высокой удельной теплопроизводительности, что влечет за собой меньшую металлоемкость холодильного оборудования в стесненных условиях вентиляционных установок. Хладагенты R134a и R152a характеризуются высокой степенью сжатия по сравнению с другими фреонами. Использование их в ТН приточно-вытяжной установки компоновки с размещением испарителя теплового насоса после утилизатора теплоты по ходу удаляемого воздуха влечет за собой необходимость организации двухступенчатого сжатия при экстремально низких температурах воздуха.

Ключевые слова: вентиляция, приточно-вытяжные установки, воздушный тепловой насос, хладагент.

Введение. Развитие экономики и повышение уровня жизни порождает стремительный рост спроса на энергоносители. Всё чаще поднимается вопрос об энергоэффективности внутренних инженерных систем. Одним из путей снижения энергопотребления такими системами является применение тепловых насосов (ТН). В исследованиях рассматриваются различные способы их применения в системах вентиляции и кондиционирования воздуха [1–9]. Особое внимание уделяется воздушным тепловым насосам в установках с утилизаторами теплоты удаляемого вентиляционного воздуха [9–12]. Использование ТН в таких системах позволяет снизить энергозатраты на подогрев приточного воздуха до 60 % [13].

Отличительной особенностью воздушных тепловых насосов, используемых в приточно-вытяжных установках, от тепловых насосов для горячего водоснабжения и напольного отопления в том, что параметры высокопотенциальной среды в системе вентиляции меняются вслед за параметрами наружного воздуха. Это во многом усложняет задачу анализа работы такого холодильного оборудования, так как его моделирование должно производиться совместно со всеми элементами приточно-вытяжной установки.

Помимо параметров низко- и высокопотенциальной среды, энергетическая эффективность

ТН определяется выбором рабочего тела – хладагента. Однако в существующей литературе этому уделяется недостаточно внимания. Выбор рабочего тела зависит как от эксплуатационных параметров холодильной машины, так и от совокупности термодинамических, физических и химических свойств хладагента. Хладагенты по составу принято разделять на азеотропные и неазеотропные. Отличительной особенностью вторых от первых является наличие температурного глайда. В данном исследовании рассматриваемый неазеотропный хладагент R410a имеет температурный глайд меньше 0,3К, поэтому его можно считать практически зеотропным. Помимо прочего каждый фреон обладает своими исключительными свойствами, например, значением критической температуры, которая оказывает существенное влияние на энергетическую эффективность холодильной машины [14].

Рекомендации по выбору рабочего тела парокомпрессионного воздушного ТН, встраиваемого в приточно-вытяжные вентиляционные установки с утилизаторами теплоты, в рассмотренных литературных источниках отсутствуют. Также не приведены эксплуатационные характеристики (коэффициент преобразования энергии, величина нагрева воздуха, удельная объемная

теплопроизводительность, максимальное абсолютное давление в элементах холодильного контура и др.).

Цель работы: сравнительный анализ и определение оптимальных областей применения различных рабочих тел (хладагентов) в парокомпрессионном воздушном ТН, встраиваемом в приточно-вытяжные вентиляционные установки с утилизацией теплоты, по критериям энергоэффективности, тепловой производительности, компактности и пригодности для различных климатических условий.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

- разработка и верификация расчетной модели работы теплового насоса в составе приточно-вытяжной вентиляционной установки с утилизаторами теплоты удаляемого воздуха;
- создание программного комплекса для расчета цикла теплового насоса, пластинчатого утилизатора теплоты и теплообменных аппаратов в приточно-вытяжной установке;
- проведение параметрического исследования влияния рабочего тела на эксплуатационные показатели приточно-вытяжных установок со встраиваемым ТН при различных компоновках утилизаторов теплоты и тепловых насосов;
- сравнительный анализ и формулирование рекомендаций по выбору рабочих тел (хладагентов) и проектированию приточно-вытяжных установок со встраиваемым воздушным ТН.

Материалы и методы. Приточно-вытяжная установка со встраиваемым воздушным ТН может иметь различную компоновку [11, 12]. В работе объектом исследования являются приточно-вытяжные вентиляционные установки, в которых утилизация теплоты осуществляется как холодильной машиной, так и теплообменником «воздух-воздух» (рисунок 1). Встраиваемый тепловой насос в качестве низкопотенциальной среды использует удаляемый воздух из помещения, а высокопотенциальной средой выступает наружный воздух.

Для ТН, встраиваемого в приточно-вытяжную установку, как таковой бивалентной температуры не существует, что является его отличительной особенностью от классических тепловых насосов, которые используют в качестве низкопотенциального источника теплоты наружный воздух. В данном случае низкопотенциальная среда имеет относительно постоянные параметры на протяжении всего холодного периода года. Для теплового насоса, изображенного на рис. 1,а, за счет его совместного применения с утилизатором «воздух-воздух» разность температур нагреваемой $t_{н1}$ (на входе в конденсатор) и охлаждаемой $t_{о1}$ (на входе в испаритель) сред изменяется примерно на $0,04\text{ }^{\circ}\text{C}$ при изменении температуры наружного воздуха на $1\text{ }^{\circ}\text{C}$, как это показано на рис. 2.

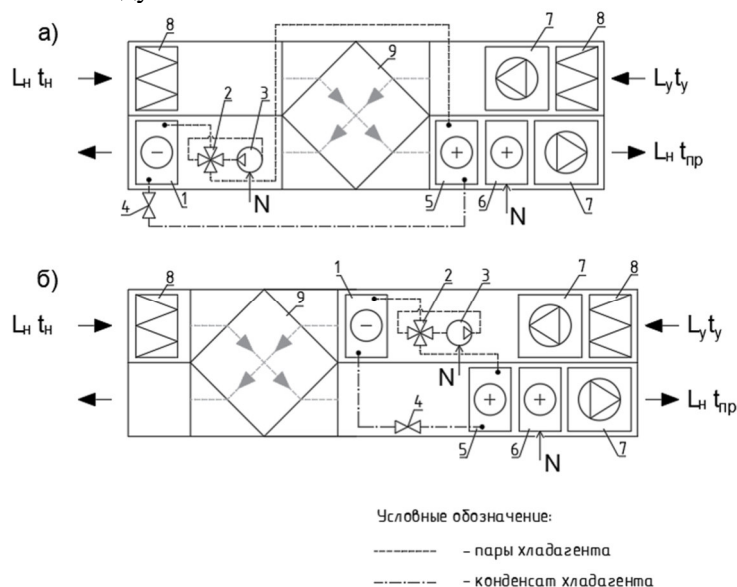


Рис. 1. Приточно-вытяжные установки со встраиваемым тепловым насосом и пластинчатым рекуперативным утилизатором теплоты удаляемого вентиляционного воздуха

- а – размещение испарителя теплового насоса после утилизатора теплоты по ходу удаляемого воздуха;
- б – размещение испарителя теплового насоса до утилизатора теплоты по ходу удаляемого воздуха.
- 1 – испаритель теплового насоса; 2 – четырехходовой клапан; 3 – компрессор; 4 – терморегулирующий вентиль;
- 5 – конденсатор; 6 – электрический воздухонагреватель; 7 – вентилятор; 8 – фильтр воздушный;
- 9 – пластинчатый перекрестноточный рекуперативный утилизатор теплоты приточно-вытяжной установки.
- t_n , t_y – температура наружного и удаляемого воздуха, $^{\circ}\text{C}$; t_{np} – температура приточного воздуха, $^{\circ}\text{C}$; L_n , L_y – расход воздуха наружного и удаляемого воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$.

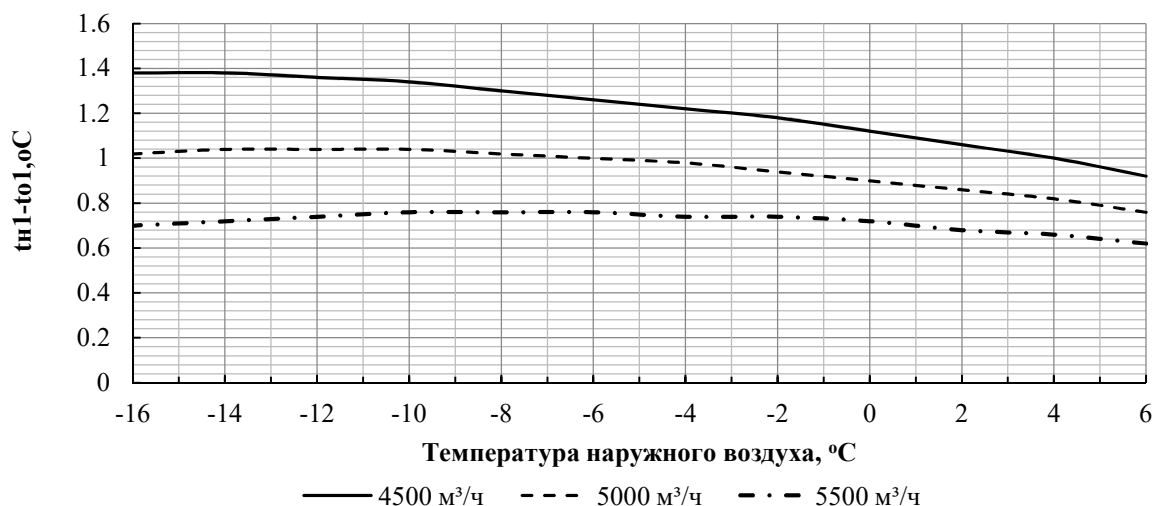


Рис. 2. Изменение разности температур между нагреваемой и охлаждаемой средами компоновки «а» при различных расходах обрабатываемого воздуха

При размещении испарителя ТН перед утилизатором «воздух-воздух», как это показано на рис. 1,б, режим работы холодильной машины

полностью меняется. Изменение разности температур нагреваемой и охлаждаемой сред практически соответствует изменению температуры наружного воздуха.

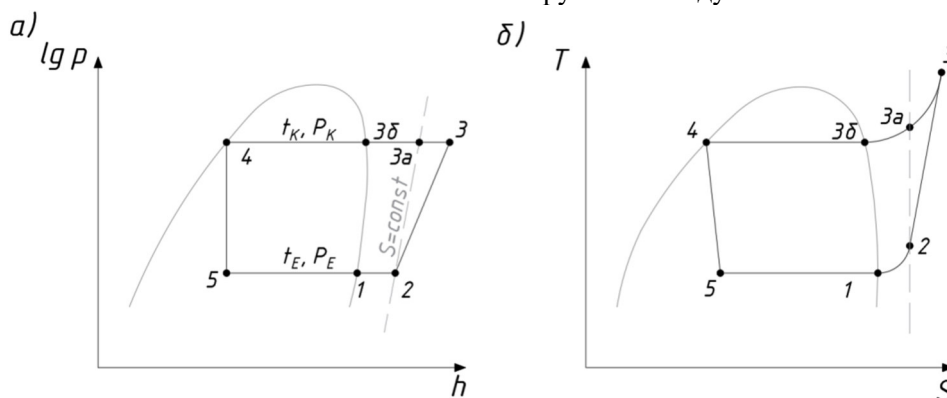


Рис. 3. Теоретический цикл теплового насоса на $\lg p-h$ -диаграмме (а) и $T-S$ -диаграмме (б)

Расчет цикла теплового насоса сводится к определению энтальпий рабочего тела во всех его точках, как это показано на рисунке 3. Основным показателем, характеризующим эффективность теплового насоса, является коэффициент преобразования энергии (КПЭ) [14]:

$$\text{КПЭ} = Q_m / N(1)$$

где Q_m – теплопроизводительность теплового насоса, Вт; N – электрическая энергия, затрачиваемая на привод компрессора, Вт.

Зависимость (1) также можно записать следующим образом:

$$\text{КПЭ} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2} \quad (2)$$

В свою очередь энтальпия рабочего тела на нагнетании компрессора определяется по соотношению:

$$h_3 = h_2 + \frac{h_{3a} - h_2}{\eta_a} \quad (3)$$

где h_2 , h_3 , h_{3a} , h_4 – энтальпии точек цикла теплового насоса, кДж/кг (Дж/кг); η_a – адиабатный КПД компрессора;

$$\eta_a = 0,98 \frac{273 + t_E}{273 + t_K}, \quad (4)$$

здесь t_E – температура кипения хладагента, °С; t_K – температура конденсации хладагента, °С

Одним из способов расчета параметров холодильного цикла является графоаналитический способ. Однако такой путь не позволяет автоматизировать процесс моделирования и осуществлять прогнозирование работы теплового насоса на произвольном диапазоне входных данных, например, температур наружного воздуха. Для проведения исследования влияния выбора рабочего тела на эксплуатационные показатели ТН была разработана математическая модель, для которой был написан программный код на алгоритмическом языке Python [15]. В основе разработанной программы лежат известные методики расчета цикла теплового насоса [3, 16, 17], воздушного пластинчатого утилизатора [18, 19] и теплообменных аппаратов [20–22]. Программа позволяет проводить расчет показателей цикла теплового насоса с различными хладагентами,

его теплообменников и параметров воздуха в приточно-вытяжной установке. Метод расчета совместной работы встраиваемого воздушного ТН и приточно-вытяжной установки, реализуемый программой можно условно разбить на ряд этапов:

- предварительный расчет утилизатора «воздух-воздух» для заданных параметров воздушных потоков со стороны приточного и вытяжного воздуха (первый этап);

- предварительный расчет цикла ТН на основании результатов первого этапа с выбранным хладагентом (второй этап);

- проектный расчет теплообменных аппаратов ТН и определение фактических температурных перепадов со стороны воздуха (третий этап); для хладагента R134a при $P=1,5...20$ бар

$$h_{2,3a} = (248,72 \cdot S_2 - 51,699) \cdot P_{и,к}^{0,0462 \cdot S_2 - 0,0299}; \quad (5)$$

для хладагента R22 при $P=2...20$ бар

$$h_{2,3a} = (219,73 \cdot S_2 + 283,63) \cdot P_{и,к}^{0,0505 \cdot S_2 - 0,0547}; \quad (6)$$

для хладагента R32 при $P=3...26$ бар

$$h_{2,3a} = (187,09 \cdot S_2 + 38,838) \cdot P_{и,к}^{0,0667 \cdot S_2 - 0,0706}; \quad (7)$$

для хладагента R152a при $P=2...15$ бар

$$h_{2,3a} = (262,51 \cdot S_2 - 81,441) \cdot P_{и,к}^{0,0371 \cdot S_2 - 0,0157}; \quad (8)$$

для хладагента R410a при $P=3...25$ бар

$$h_{2,3a} = (208,78 \cdot S_2 - 8,4959) \cdot P_{и,к}^{0,0622 \cdot S_2 - 0,05}, \quad (9)$$

где $P_{и}$ – давление испарения (h_2), $P_{к}$ – давление конденсации (для h_{3a}), бар; S_2 – энтропия перегретого пара на входе в компрессор, кДж/(кг·К).

для хладагента R134a при $P_{и}=1,5...4$ бар

$$S_2 = 1,898 + 0,0032 \cdot t_2 + 0,0081 \cdot P_{и}^2 - 0,0825 \cdot P_{и}; \quad (10)$$

для хладагента R22 при $P_{и}=2...5$ бар

$$S_2 = 1,966 + 0,0025 \cdot t_2 + 0,0042 \cdot P_{и}^2 - 0,064 \cdot P_{и}; \quad (11)$$

для хладагента R32, при $P_{и}=3...7$ бар

$$S_2 = 2,5647 + 0,0038 \cdot t_2 + 0,0033 \cdot P_{и}^2 - 0,0765 \cdot P_{и}; \quad (12)$$

для хладагента R152a, при $P_{и}=1...4$ бар

$$S_2 = 2,3787 + 0,0039 \cdot t_2 + 0,0126 \cdot P_{и}^2 - 0,1302 \cdot P_{и} \quad (13)$$

для хладагента R410a, при $P_{и}=3...8$ бар

$$S_2 = 2,0971 + 0,0035 \cdot t_2 + 0,0021 \cdot P_{и}^2 - 0,0528 \cdot P_{и}. \quad (14)$$

Для каждой аппроксимирующей функции указан диапазон давлений рабочего тела, при котором коэффициент детерминации составляет 0,999. Рассматриваемые диапазоны давления характерны для хладагентов, применяемых во встраиваемых ТН в приточно-вытяжных установках.

Теплообменные аппараты теплового насоса рассчитываются на основании решения уравнений теплопередачи и теплового баланса:

- повторный расчет первых двух этапов с учетом результатов третьего;

- определение эксплуатационных и энергетических показателей приточно-вытяжной установки.

Для расчета цикла теплового насоса и параметров рабочих тел в зоне перегретого пара были написаны базы данных [15]. В результате получены зависимости свойств хладагентов в виде степенных функций, которые могут быть использованы в машинном методе решения уравнений (2)–(4). Например, энтальпию пара на всасывании и нагнетании компрессора можно определить по следующим соотношениям:

Энтропию рабочего тела на входе в компрессор с учетом перегрева можно определить также на основании аппроксимирующих функций, введенных методом наименьших квадратов:

$$Q = G_1 \cdot C_1 \cdot (t_{11} - t_{12}) \quad (15)$$

$$Q = K \cdot F \cdot \theta \quad (16)$$

$$Q = G_2 \cdot C_2 \cdot (t_{21} - t_{22}) + r \cdot (1 - x) \quad (17)$$

где Q – тепловой поток, Вт; K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C); θ – средняя логарифмическая разность температур, °C; F – площадь теплообменной поверхности, м²; G – массовый

расход, кг/с; C – удельная массовая теплоемкость, Дж/(кг·°C); t – температура, °C; r – удельная теплота фазового перехода, Дж/кг; x – массовое расходное паросодержание (при кипении на входе, при конденсации на выходе); индексы: 1 – воздух; 2 – хладагент; 11, 21 – вход; 12, 22 – выход.

Средняя логарифмическая разность температур:

$$\theta = \frac{\theta_{max} - \theta_{min}}{\ln\left(\frac{\theta_{max}}{\theta_{min}}\right)} \quad (18)$$

где, θ_{max} и θ_{min} – наибольшая и наименьшая разность температур между теплоносителями, °C.

Для определения коэффициента теплоотдачи со стороны конденсирующегося хладагента применяется уравнение Д. Чэддока и Д. Чэйто, полученного на базе формулы Нуссельта [20, 21]:

$$a_n = 0,56 \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3}{\mu \cdot d_{вн} \cdot \theta_a}} \quad (19)$$

где, r – теплота парообразования фреона, Дж/кг; λ – теплопроводность хладагента Вт/м·K; ρ – плотность хладагента кг/м³; μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с; $d_{вн}$ – внешний диаметр трубки теплообменника, м; θ_a – разность температур конденсации хладагента и стенки, °C.

Средний по длине трубы коэффициент теплоотдачи кипящего фреона определяется по уравнению С.Н. Богданова [21, 22]:

$$a_a = C \cdot q_a^{0,15} \cdot (\omega\rho)^n \quad (20)$$

где, C и n – коэффициенты, зависящие от свойств рабочего вещества, $\omega\rho$ – массовая скорость, кг/(м²·с); q_a – плотность теплового потока, Вт/м².

Расчет воздушного конденсатора ТН сводится к решению системы уравнений (21) и (22) графоаналитическим способом:

$$q_a = a_a \cdot \theta_a \quad (21)$$

$$q_b = \frac{(\theta - \theta_a)}{\frac{1}{a_b} \frac{d_{in}}{d_o} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \frac{d_{in}}{d_{cp}}} \quad (22)$$

где, a_a – коэффициент теплоотдачи хладагента, Вт/(м²·°C); d_{in} – внутренний диаметр стенки трубы теплообменника, м; d_o – наружный диаметр стенки трубы теплообменника, м; $\delta_{ст}$ – толщина стенки трубы теплообменника, м; d_{cp} – средний диаметр трубы теплообменника, м; $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала трубы, Вт/(м·°C); a_b – коэффициент теплоотдачи от воздуха определяемый по зависимости (23), Вт/(м²·°C).

Коэффициент теплоотдачи от воздуха

$$a_b = 22,35 \cdot (v\rho)^{0,703} \cdot (S_p)^{0,121} \quad (23)$$

где, $v\rho$ – массовая скорость воздуха, кг/(м²·с); S_p – шаг пластин теплообменника, м.

Пользовательский интерфейс разработанной программы показан на рисунке 4.

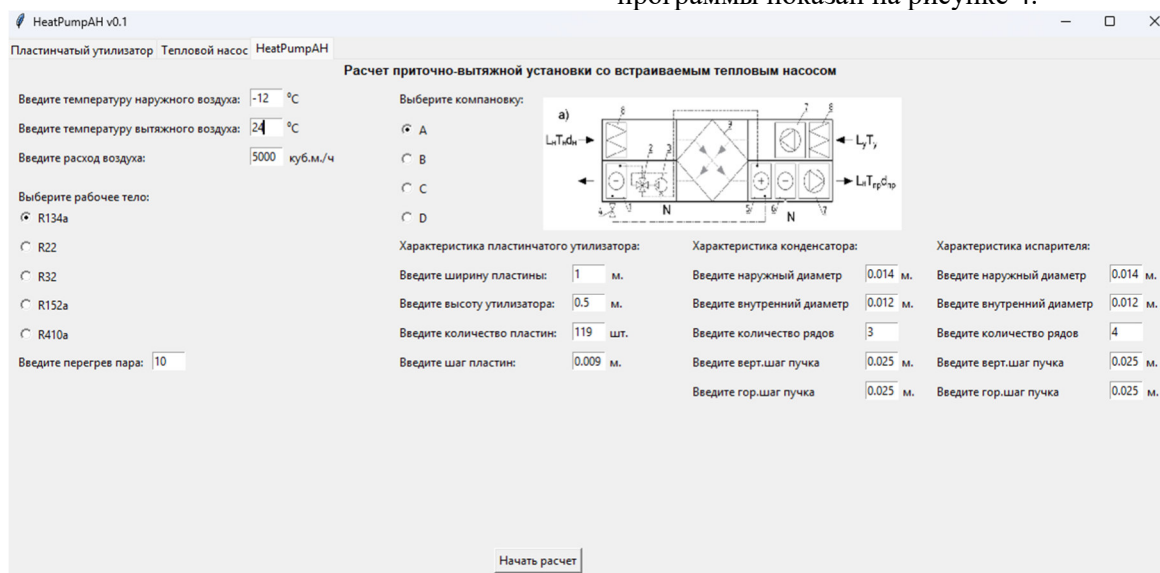


Рис. 4. Пользовательский интерфейс программы HeatPumpAH v0.1

В рамках текущего исследования была смоделирована работа воздушного встраиваемого ТН на хладагентах R22, R32, R134a, R152a и R410a в диапазоне температур наружного воздуха, t_n , от +6 до –16 °C, при температуре удаляемого воздуха, t_y , +24 °C и расходе со стороны притока и вытяжки $L_y = L_n = 5000$ м³/ч. Поверхности теплообмена конденсатора и испарителя

были приняты в виде 4-х рядных медных трубок 14x0,4 мм с пластинчатым оребрением, шаг пластин 15 мм. В составе приточно-вытяжной установки применен воздухо-воздушный пластинчатый перекрестноточный утилизатор со следующими конструктивными характеристиками: ко-

личество пластин 119, шаг пластин 9 мм, толщина пластин 0,2 мм, высота утилизатора 500 мм, ширина пластин 1000 мм.

Основная часть. На рис. 5 показаны изменения температуры нагреваемой среды перед кон-

денсатором, температуры конденсации и температурной эффективности утилизатора «воздух-воздух» для приточно-вытяжной установки компоновки «а».

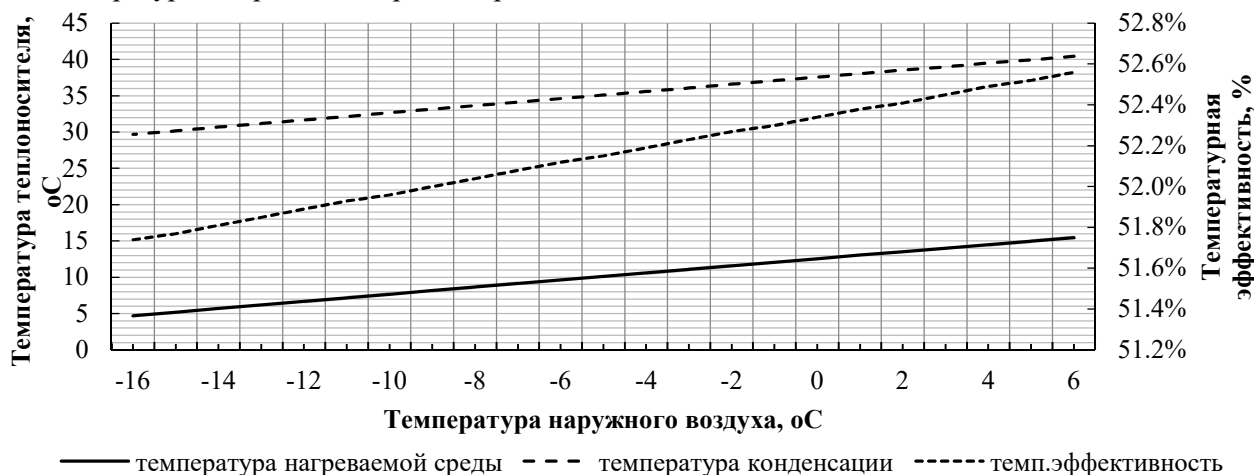


Рис. 5. Изменение температуры нагреваемой среды и конденсации рабочего тела в приточно-вытяжной установке компоновки «а» (рисунок 1)

При снижении температуры наружного воздуха с +6 до -16 °C, температура низкопотенциального источника снижается с 15,46 до 4,7 °C. Так как все фреоны обладают разными теплофизическими и термодинамическими свойствами, то коэффициент теплопередачи от конденсирующего фреона к внутренней поверхности трубок конденсатора будет разным.

Данные о нагреве воздуха Δt_n в конденсаторе для каждого фреона, полученные в результате моделирования работы теплового насоса в приточно-вытяжной установке компоновки «б», показаны на рис. 6.

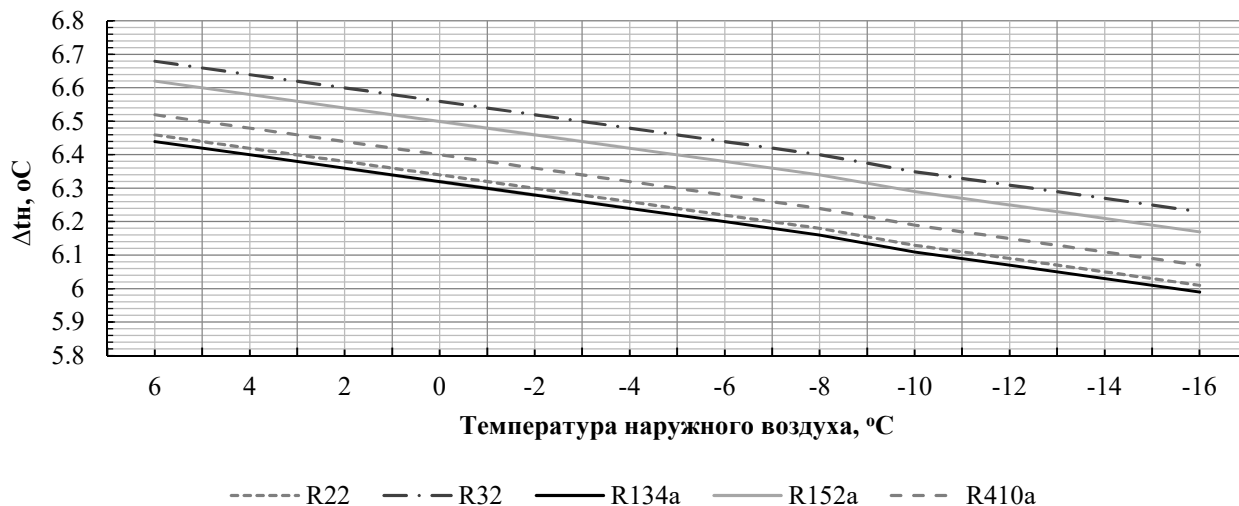


Рис. 6. Величина нагрева воздуха в конденсаторе компоновки «б»

Как показывают исследования [24] использование теплового насоса экономически целесообразно при коэффициенте преобразования энергии больше 2,5. На рисунках 7 и 8 показано его изменение в зависимости от температуры наружного воздуха и компоновки приточно-вытяжной

установки. Представленные данные доказывают высокую эффективность применения воздушных тепловых насосов в системах вентиляции, как встраиваемого оборудования.

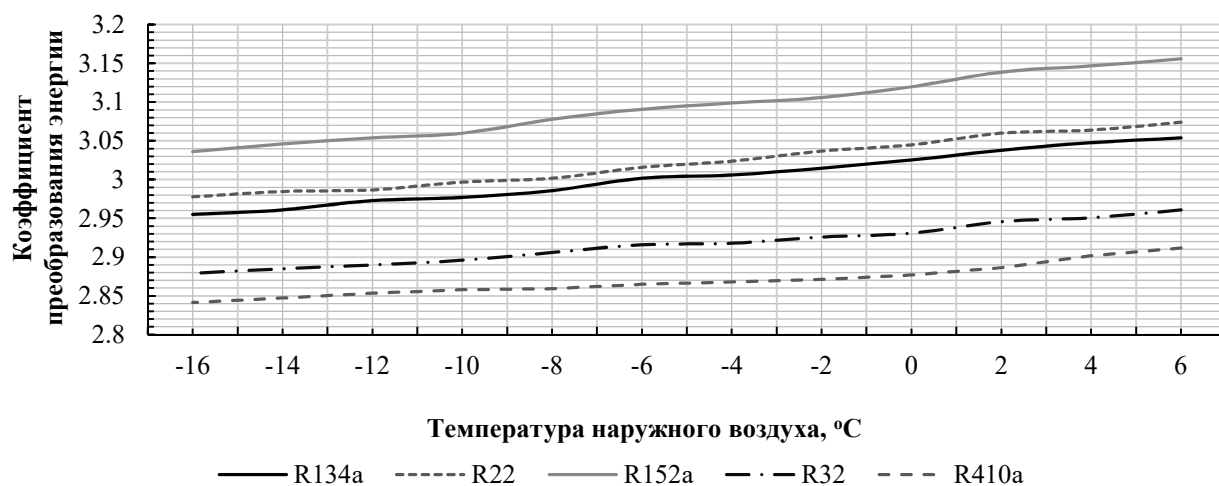


Рис. 7. Зависимость коэффициента преобразования энергии от рабочего тела и температуры наружного воздуха для компоновки «а»

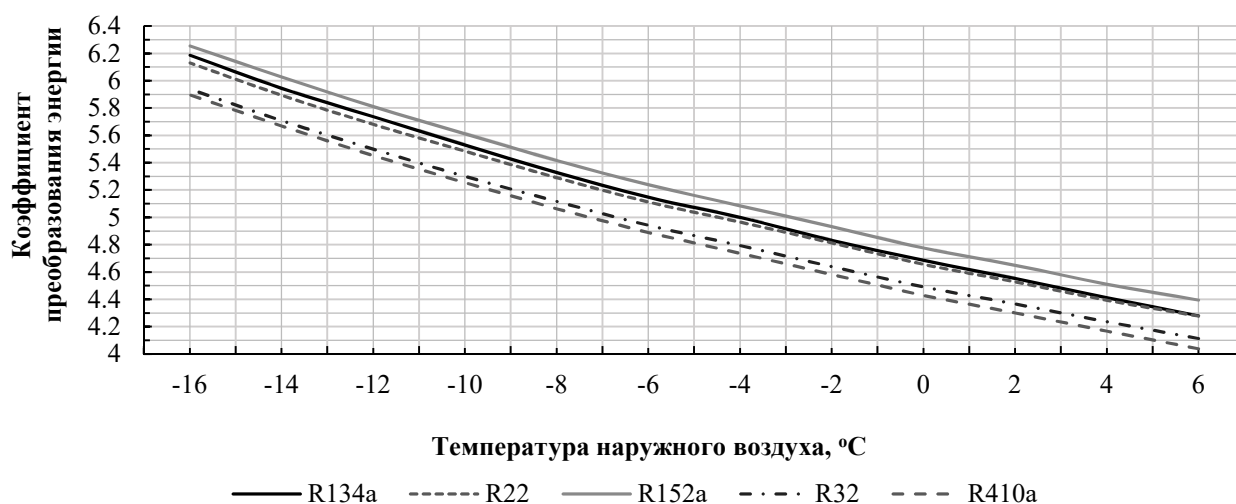


Рис. 8. Зависимость коэффициента преобразования энергии от рабочего тела и температуры наружного воздуха для компоновки «б»

На рис. 9 приведены данные о величине электрической мощности, затрачиваемой приводом компрессора при различных температурах наружного воздуха.

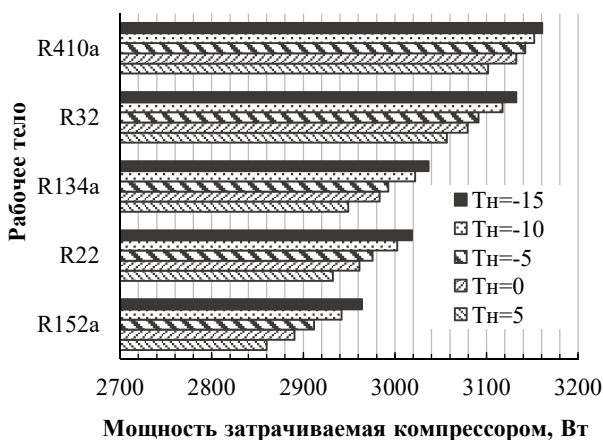


Рис. 9. Зависимость электрической мощности, затрачиваемой компрессором, от температуры наружного воздуха для компоновки «а»

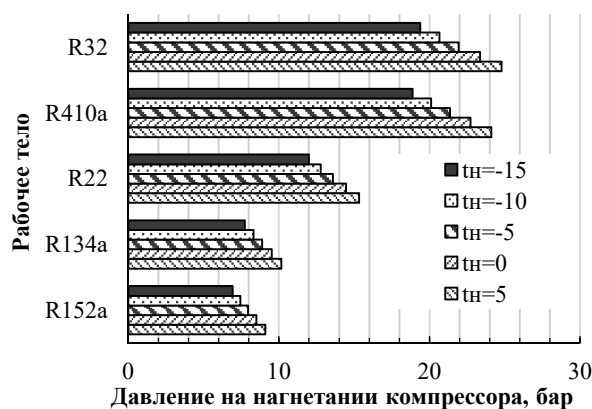


Рис. 10. Зависимость давления на нагнетании компрессора от температуры наружного воздуха для компоновки «а»

Выбор рабочего тела влияет на энергопотребление и величину нагрева высокопотенциальной среды и определяет максимальное рабочее давление на линии нагнетания компрессора, которое необходимо учитывать при конструировании элементов линии высокого давления. На

рис. 10 приведены данные о давлении на нагнетании компрессора при различных температурах наружного воздуха.

Из-за высоких значений давлений хладагентов R32 и R410a трубопроводы должны отвечать требованиям герметичности, в том числе в местах соединения с элементами линии высокого давления. Для хладагентов R134a, R22 и R152a минимальная рекомендуемая толщина стенок конденсатора составляет 0,8 мм, для хладагентов с высоким рабочим давлением этот показатель

возрастает до 1,1 мм, что необходимо компенсировать увеличенным температурным напором на теплообменных аппаратах ТН.

На рисунках 11 и 12 приведены данные о влиянии применяемого хладагента, температуры наружного воздуха на степень повышения давления. Несмотря на то, что хладагенты R32 и R410a обладают наибольшим абсолютным давлением на нагнетании компрессора, максимальная степень сжатия в компрессоре достигается при применении фреонов R134a и R152a.

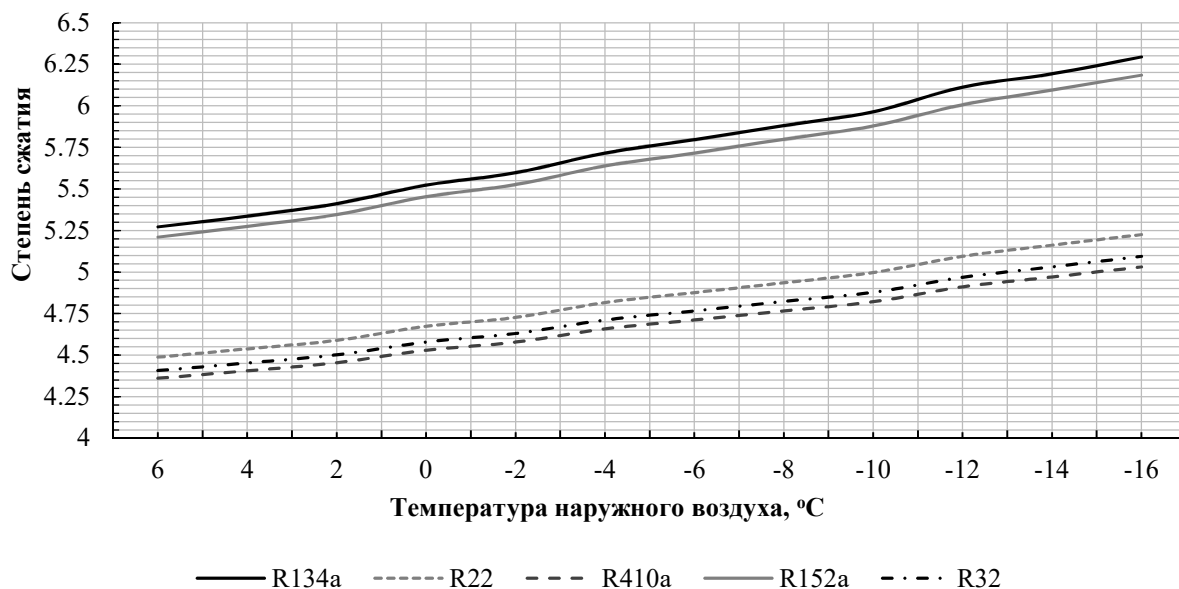


Рис. 11. Зависимость степени сжатия в компрессоре ТН компоновки «а» от температуры наружного воздуха

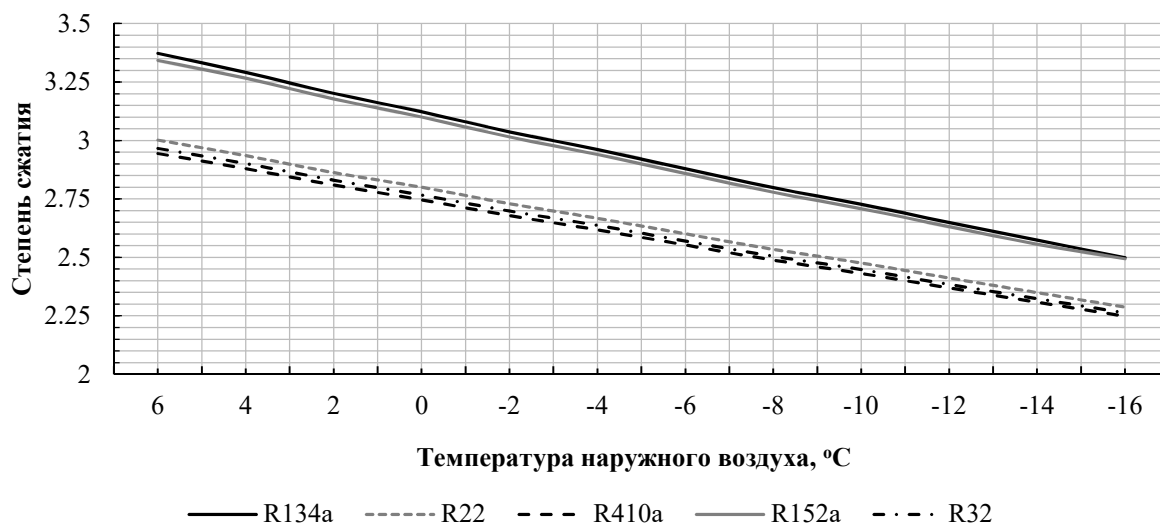


Рис. 12. Зависимость степени сжатия в компрессоре ТН компоновки «б» от температуры наружного воздуха

Особое внимание при проектировании холодильного оборудования уделяется удельной объемной теплопроизводительности, q_v^k , кДж/м³, и холодопроизводительности, q_v^e , кДж/м³:

$$q_v^k = \frac{q_k}{v_1} \quad (21)$$

$$q_v^e = \frac{q_e}{v_1} \quad (22)$$

где q_k и q_e – удельные массовые тепло- и холодопроизводительности, кДж/кг, v_1 – удельный объем рабочего тела, м³/кг.

Данные показатели определяют металлоемкость теплового насоса. На рис. 13 показаны удельные объемные теплопроизводительности для каждого исследуемого хладагента.

Выбор применяемого рабочего тела во встраиваемом ТН оказывает существенное влияние

как на эксплуатационные, так и на конструктивные особенности холодильного и вентиляционного оборудования. Хладагент определяет максимальное абсолютное давление в процессе эксплуатации, а также степень его сжатия в компрессоре. Стоит отметить, что все исследуемые в данной работе фреоны не требуют перехода на двухступенчатое сжатие в диапазоне температур наружного воздуха от $+6$ до -16 °C [24], что является существенным преимуществом использования ТН в системах вентиляции и кондиционирования воздуха в отличие от низкотемпературных систем отопления и горячего водоснабжения [23]. При проектировании приточно-вытяжной установки компоновки «а» в регионах с экстремально низкими температурами целесообразно применять фреоны R410a и R32 из-за относительно низкой степени сжатия хладагента.

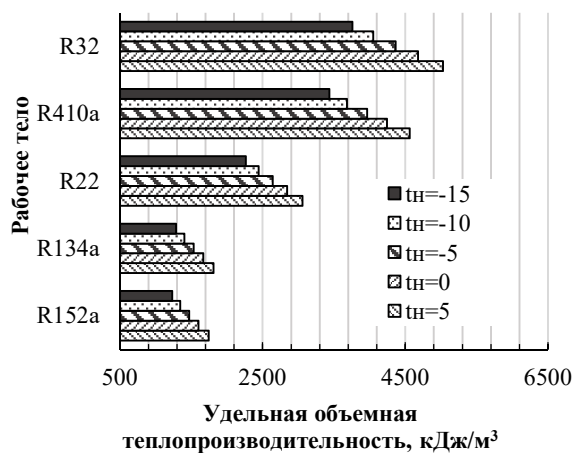


Рис. 13. Удельная объемная теплопроизводительность для компоновки «а»

Удельная объемная теплопроизводительность фреона R32 при $t_h = -15$ °C на 9 % выше, чем у R410a, на 40 % выше, чем у R22 и на 68 % выше, чем у R152a. Благодаря высокой плотности рабочих тел тепловые насосы, работающие на хладагентах R32 и R410a, требуют меньшего размера элементов холодильного оборудования, что является существенным преимуществом при внедрении теплового насоса в стесненные условия приточно-вытяжной установки.

За счет более высоких параметров теплофизических и термодинамических свойств при конденсации максимальный «теплосъем» на конденсаторе достигается при применении фреона R32 (на 3,7 % больше, чем при применении R152a).

Наименьшее энергопотребление может быть достигнуто при использовании хладагента R152a. Оно будет меньше примерно на 8 % чем при применении R410a. При проектировании установок следует учитывать более высокую металлоемкость и меньшую величину нагрева воздуха в конденсаторе для фреона R152a, которую

необходимо компенсировать с помощью резервного источника теплоты. Поэтому при выборе рабочего тела для встраиваемого ТН в приточно-вытяжной установке необходимо проводить комплексное моделирование с учетом работы всех элементов вентиляционного агрегата.

Выводы. Анализ влияния применяемого рабочего тела на эксплуатационные характеристики встраиваемого воздушного теплового насоса показал:

- хладагент R32 позволяет добиться большей величины нагрева воздуха в конденсаторе;
- ТН, работающий на хладагенте R152a, имеет коэффициент преобразования энергии выше на 6–8 % по сравнению с другими рассмотренными хладагентами;
- хладагенты R32 и R410a, обладающие лучшими удельными объемными характеристиками, больше подходят в роли рабочих тел для встраиваемого холодильного оборудования, благодаря меньшей металлоемкости теплового насоса;
- применение ТН в приточно-вытяжных установках с утилизаторами теплоты (пластинчатыми рекуперативными, роторными регенеративными, с промежуточным теплоносителем) систем вентиляции и кондиционирования воздуха характеризуется относительно небольшой степенью сжатия хладагентов R410a, R32 и R22, что позволяет применять его в условиях одноступенчатого сжатия;
- в регионах с экстремально низкими температурами предпочтительны хладагенты R410a и R32;
- встраиваемый воздушный ТН показал высокие значения коэффициента преобразования энергии со всеми рассматриваемыми хладагентами, что доказывает высокую эффективность такого направления применения холодильного оборудования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Богомолов С.И. Использование тепловых насосов для объектов наземной инфраструктуры районов крайнего севера // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2024. №2. С. 497–499. DOI 10.24412/2071-6168-2024-2-497-498
2. Реев В.Г., Утум Д.С.Г. Расчет цикла теплового насоса при различных источниках низкопотенциального тепла в условиях Арктики Республики Саха (Якутия) // Вестник Северо-Восточного федерального университета им. М.К. Аммосова. 2023. Т. 20, № 2. С. 25–34. DOI: 10.25587/SVFU.2023.66.41.003

3. Аверьянов В.К., Уляшева, В.М., Киборт И.Д. Анализ результатов моделирования одно и двухконтурного воздушного теплового насоса // Вестник гражданских инженеров. 2014. № 3(44). С. 164–167.
4. Киборт И.Д. Сравнительный анализ результатов моделирования теплоутилизационного теплового насоса и классических утилизаторов тепловой энергии удаляемого воздуха // Вестник гражданских инженеров. 2015. № 6(53). С. 157–162.
5. Яковлев И.В., Исхакова А.М. Эффективность применения тепловых насосов типа “воздух–вода” в климатических условиях России // Теплоэнергетика. 2020. № 10. С. 38–47. DOI 10.1134/S0040363620100100
6. Гречихин Л.И. Тепловые насосы в авиации // Военно-технический вестник. 2013. Т. 61, № 2. С. 37–54. DOI 10.5937/vojtehg61-3538
7. Лунева С.К. Эффективность применения тепловых насосов // Техничко-технологические проблемы сервиса. 2015. № 3(33). С. 59–62.
8. Филатов С.О., Володин В.И. Метод расчета и анализ совместной работы контура циркуляции грунтовых теплообменников и теплового насоса // Труды Белорусского государственного технологического университета. Серия 3. Химия и технология неорганических веществ. 2013. №3. С. 161–166.
9. Ильина Т.Н., Орлов П.А., Саввин Н.Ю., Елистратова Ю.В. Теплообменники процессы в испарительном блоке воздушного теплового насоса // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2024. №4. С. 36–44. DOI: 10.34031/2071-7318-2024-9-4-36-44
10. Володин В.И., Кунтыш В.Б., Филатов С.О. Энергетическая эффективность теплового насоса "воздух - воздух" // Труды Белорусского государственного технологического университета. Серия 3. Химия и технология неорганических веществ. 2015. № 3(176). С. 145–151.
11. Пухкал В.А., Петров М.М. Утилизация теплоты в приточно-вытяжных установках с тепловым насосом. // В сборнике: Эффективность инженерных систем и энергосбережение. Сборник статей международной научно-практической конференции. Брест. Издательство БрГТУ. 2023. С. 92–100.
12. Пухкал В.А., Петров М.М. Энергоэффективность приточно-вытяжных установок со встроенным тепловым насосом // Строительство и техногенная безопасность. 2023. № S1. С. 294–299.
13. Здитовецкая С.В., Володин В.И. Утилизация теплоты в системе приточно-вытяжной вентиляции с использованием теплового насоса // Труды Белорусского государственного технологического университета. Серия 3. Химия и технология неорганических веществ. 2009. Т. 1, № 3. С. 171–173.
14. Пухкал В.А., Петров М.М., Анисимов С.М., Цыганков А.В. Экспериментальное исследование теплового насоса // Вестник гражданских инженеров. 2025. №1 (108). С. 92–100.
15. Свидетельство о государственной регистрации для ЭВМ № 2025689712 Российская Федерация. HeatPumpАН : № 2025689712 ; заявл. 28.08.2025 ; зарегистр. 30.10.2025; опубл. 30.10.2025 / Петров М.М., Пухкал В.А. ; правообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет». 1 с.
16. Рэй Д., Макмайл Д. Тепловые насосы: Пер. с англ. М.: Энергоиздат, 1982. 224 с.
17. Кошкин Н.Н., Стукаленко А.К., Бухарин Н.Н. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1976. 464 с.
18. Богословский В.Н. Поз М.Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. М.: Стройиздат, 1983. 319 с.
19. Пиир А.Э., Козак О.А., Кунтыш В.Б., Сухоцкий А.Б. Тепловой расчет пластинчатых рекуператоров для систем вентиляции // Труды Белорусского государственного технологического университета. Серия 1. Лесное хозяйство, природопользование и переработка возобновляемых ресурсов. 2018. № 2(210). С. 236–243.
20. Бялый Б.И. Теплообменное оборудование воздухообрабатывающих установок ООО «ВЕЗА». М.: Инфорт, 2005. 278 с.
21. Данилова Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П. Теплообменные аппараты холодильных установок. Л.: Машиностроение, 1986. 303 с.
22. Кошкин Н.Н., Сакун И.А., Бамбушек Е. М. Холодильные машины : учебное пособие. Л.: Машиностроение, 1985. 510 с.
23. Володин В. И., Седляр К.В. Выбор эксплуатационных параметров и хладагента для парокompрессорных воздушных тепловых насосов // Труды Белорусского государственного технологического университета. Серия 3. Химия и технология неорганических веществ. 2016. № 3(185). С. 147–153.
24. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. Одесса: Студия «Негоциант», 2006. 712 с.

Информация об авторах

Петров Михаил Михайлович, аспирант кафедры теплогазоснабжения и вентиляции. E-mail: michaelpetrov1998@yandex.ru. Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет. Россия, 190005, 2-я Красноармейская ул., д. 4

Поступила 17.08.2025 г.

© Петров М.М., 2026

Petrov M.M.

St. Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering

E-mail: michaelpetrov1998@yandex.ru

THE INFLUENCE OF REFRIGERANT ON THE PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF AN AIR HEAT PUMP IN AIR HANDLING UNITS

Abstract. The article examines the dependencies describing the influence of the working fluid of a vapor-compression air heat pump (HP) integrated into supply and exhaust ventilation units on its operational characteristics (energy conversion ratio, air heating value, specific volumetric heat capacity, maximum absolute pressure in the refrigeration circuit elements, electrical power consumed by the compressor drive, and compression ratio). The dependencies of approximating curves describing the enthalpy and entropy of refrigerants R22, R32, R134a, R152a, and R410a in the superheated vapor region are presented.

For the analysis of integrated heat pump characteristics, the refrigerants R134a, R22, R32, R152a, and R410a were selected. It has been established that refrigerants R32 and R410a are the most favorable for use in an integrated HP due to their relatively high specific heat capacity, which results in lower metal consumption of refrigeration equipment under the constrained conditions of ventilation units. Refrigerants R134a and R152a are characterized by a high compression ratio compared to other freons. Their use in the HP of a supply and exhaust unit configuration with the heat pump evaporator located after the heat recovery unit in the direction of exhaust air requires the organization of two-stage compression under extremely low air temperatures.

Keywords: ventilation, air handling units, air heat pump, refrigerant

REFERENCES

1. Bogomolov S.I. Use of heat pumps for ground infrastructure facilities in the Far North regions [Ispolzovanie teplovykh nasosov dlya ob"ektov nazemnoi infrastruktury raionov kraynнего severa]. News of Tula State University. Technical Sciences. 2024. No. 2. Pp. 497–499. DOI: 10.24412/2071-6168-2024-2-497-498. (rus)
2. Reev V.G., Utum D.S.G. Calculation of heat pump cycle with different low-grade heat sources in Arctic conditions of the Sakha Republic (Yakutia) [Raschet tsikla teplovogo nasosa pri razlichnykh istochnikakh nizkopotentsial'nogo tepla v usloviyakh Arktiki Respubliki Sakha (Yakutiya)]. Bulletin of the North-Eastern Federal University. 2023. Vol. 20. No. 2. Pp. 25–34. DOI: 10.25587/SVFU.2023.66.41.003. (rus)
3. Averyanov V.K., Ulyasheva V.M., Kibort I.D. Analysis of simulation results for single and dual-circuit air-source heat pumps [Analiz rezultatov modelirovaniya odno i dvukhkонтурного vozdushnogo teplovogo nasosa]. Bulletin of Civil Engineers. 2014. No. 3(44). Pp. 164–167. (rus)
4. Kibort I.D. Comparative analysis of simulation results for heat recovery heat pumps and classical exhaust air heat recuperators [Sravnitel'nyy analiz rezultatov modelirovaniya teploutilizacionnogo teplovogo nasosa i klassicheskikh utilizatorov teplovoy energii udalyaemogo vozdukhа]. Bulletin of Civil Engineers. 2015. No. 6(53). Pp. 157–162. (rus)
5. Yakovlev I.V., Iskhakova A.M. Efficiency of air-to-water heat pumps in Russian climatic conditions [Effektivnost' primeneniya teplovykh nasosov tipа «vozdukh–voda» v klimaticheskikh usloviyakh Rossii]. Thermal Engineering. 2020. No. 10. Pp. 38–47. DOI: 10.1134/S0040363620100100. (rus)
6. Grechikhin L.I. Heat pumps in aviation [Teplovye nasosy v aviatsii]. Military Technical Courier. 2013. Vol. 61. No. 2. Pp. 37–54. DOI: 10.5937/vojtehg61-3538. (rus)
7. Luneva S.K. Efficiency of heat pump applications [Effektivnost' primeneniya teplovykh nasosov]. Technical and Technological Problems of Service. 2015. No. 3(33). Pp. 59–62. (rus)
8. Filatov S.O., Volodin V.I. Calculation method and analysis of cooperative operation between ground heat exchanger circuits and heat pumps [Metod rascheta i analiz sovместnoy raboty kontura tsirkulyatsii gruntovykh teploobmennikov i teplovogo nasosa]. Proceedings of the Belarusian State Technological University. Series No 3. Chemistry and technology of inorganic substances. 2013. No. 3. Pp. 161–166. (rus)
9. Ilina T.N., Orlov P.A., Savvin N.Yu., Elistratova Yu.V. Heat and mass transfer processes in the evaporator unit of an air-source heat pump [Teplo- i massoperechennyye protsessy v isparitel'nom bloke vozdushnogo teplovogo nasosa]. Bulletin of BSTU

named after V.G. Shukhov. 2024. No. 4. Pp. 36–44. DOI: 10.34031/2071-7318-2024-9-4-36-44. (rus)

10. Volodin V.I., Kuntyshev V.B., Filatov S.O. Energy efficiency of air-to-air heat pumps [Energeticheskaya effektivnost' teplovogo nasosa «vozdukh–vozdukh»]. Proceedings of the Belarusian State Technological University. Series No 3. Chemistry and technology of inorganic substances. 2015. No. 3(176). Pp. 145–151. (rus)

11. Pukhkal V.A., Petrov M.M. Heat recovery in ventilation systems with heat pumps [Utilizatsiya teploty v pritochno-vytyazhnykh ustanovkakh s teplovym nasosom]. In the collection: Efficiency of engineering systems and energy saving. A collection of papers from the international scientific and practical conference. 2023. Pp. 92–100. (rus)

12. Pukhkal V.A., Petrov M.M. Energy efficiency of ventilation units with integrated heat pumps [Energoeffektivnost' pritochno-vytyazhnykh ustanovok so vstroennym teplovym nasosom]. Construction and industrial safety. 2023. No. S1. Pp. 294–299. (rus)

13. Zditovetskaya S.V., Volodin V.I. Heat recovery in ventilation systems using heat pumps [Utilizatsiya teploty v sisteme pritochno-vytyazhnoy ventilyatsii s ispol'zovaniem teplovogo nasosa]. Proceedings of the Belarusian State Technological University. Series No 3. Chemistry and technology of inorganic substances. 2009. Vol. 1. No. 3. Pp. 171–173.

14. Pukhkal V.A., Petrov M.M., Anisimov S.M., Tsygankov A.V. Experimental study of heat pumps [Eksperimental'noe issledovanie teplovogo nasosa]. Bulletin of Civil Engineers. 2025. No. 1(108). Pp. 92–100. (rus)

15. Petrov M.M., Pukhkal V.A. HeatPumpAH. The Certificate on Official Registration of the Computer Program in Russia. No. 2025689712, 2025. 1 p.

16. Reay D., Macmichael D. Heat Pumps [Teplovye nasosy]. M.: Energoizdat. 1982. 224 p. (rus)

17. Koshkin N.N., Stukalenko A.K., Bukharin N.N. Thermal and structural calculations of refrigeration machines [Teplovye i konstruktivnye raschyoty kholodil'nykh mashin]. L.: Mashinostroenie. 1976. 464 p. (rus)

18. Bogoslovskiy V.N. Thermal Physics of Heat Recovery Apparatuses for Heating, Ventilation, and Air Conditioning Systems [Teplofizika apparatov utilizatsii tepla sistem otopeniya, ventilyatsii i konditsionirovaniya vozduha]. M.: Stroyizdat. 1983. 319 p. (rus)

19. Piir A.E., Kozak O.A., Kuntyshev V.B., Sukhotskiy A.B. Thermal Calculation of Plate Recuperators for Ventilation Systems [Teplovoy raschet plastinchatykh rekuperatorov dlya sistem ventilyatsii]. Proceedings of the Belarusian State Technological University. Series No 1. Forestry, environmental management and processing of renewable resources. 2018. No. 2 (210). Pp. 236–243. (rus)

20. Byaly B.I. Heat and mass exchange equipment for air handling units by VESA LLC [Teplo-massoobmennoe oborudovanie vozdukhooobratyvayushchikh ustanovok OOO «VEZA»]. M.: Infort. 2005. 278 p. (rus)

21. Danilova G.N., Bogdanov S.N., Ivanov O.P. Heat exchangers for refrigeration systems [Teploobmennyye apparaty kholodil'nykh ustanovok]. L.: Mashinostroenie. 1986. 303 p. (rus)

22. Koshkin N.N., Sakun I.A., Bambushek, E.M. Refrigeration machines [Kholodil'nye mashiny]. L.: Mashinostroenie. 1985. 510 p. (rus)

23. Volodin V.I., Sedlyar K.V. Selection of operational parameters and refrigerants for air-source vapor-compression heat pumps [Vybor ekspluatatsionnykh parametrov i khladagenta dlya parokompressornykh vozdukhnykh teplovykh nasosov]. Proceedings of the Belarusian State Technological University. Series No 3. Chemistry and technology of inorganic substances. 2016. No. 3(185). Pp. 147–153. (rus)

24. Morozyuk T.V. Theory of refrigeration machines and heat pumps [Teoriya kholodil'nykh mashin i teplovykh nasosov]. Odessa: Studio “Negotsiant”. 2006. 712 p. (rus)

Information about the authors

Petrov, Mikhail M. Postgraduate student. E-mail: michaelpetrov1998@yandex.ru. St Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering. Russia, 190005, 2nd Krasnoarmeiskaya Str., 4.

Received 17.08.2025

Для цитирования:

Петров М.М. Влияние хладагента на эксплуатационные показатели воздушного теплового насоса при точно-вытяжной вентиляционной установке // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2026. № 5. С. 32–43. DOI: 10.34031/2071-7318-2026-11-5-32-43

For citation:

Petrov M.M. The influence of refrigerant on the performance characteristics of an air heat pump in air handling units. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2026. No. 5. Pp. 32–43. DOI: 10.34031/2071-7318-2026-11-5-32-43