

## ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВОГО НАСОСА, СОВМЕЩЕННОГО С ПОВЕРХНОСТНЫМ ФУНДАМЕНТОМ НА МНОГОЛЕТНЕМЕРЗЛЫХ ГРУНТАХ

А.А. Горбунова

Московский государственный университет им. М.В. Ломоносова, геологический ф-т, кафедра геокриологии,  
119991, Москва, Ленинские горы, 1, Россия

E-mail: [gorbunova.alina2000@yandex.ru](mailto:gorbunova.alina2000@yandex.ru)

Предлагаемый расчет учитывает особенности работы теплового насоса в составе поверхностного фундамента на многолетнемерзлых грунтах, которые заключаются в перетекании тепла из греющего контура теплового насоса в охлаждающий. Перетекание тепла снижает коэффициент преобразования низкопотенциального тепла в высокопотенциальное, однако в известных публикациях игнорируется. Расчет показывает также существенное влияние марки фреона в контуре “испарение–конденсация” холодильной машины на коэффициент преобразования.

**Ключевые слова:** коэффициент преобразования, тепловой насос, поверхностный фундамент, многолетнемерзлые грунты.

**Ссылка для цитирования:** Горбунова А.А. Термодинамический расчет теплового насоса, совмещенного с поверхностным фундаментом на многолетнемерзлых грунтах // Криосфера Земли, 2024, т. XXVIII, № 3, с. 63–69. DOI: 10.15372/KZ20240306. EDN: HXLKXD.

## THERMODYNAMIC CALCULATION OF A HEAT PUMP COMBINED WITH A SURFACE FOUNDATION ON PERMAFROST SOILS

А.А. Горбунова

Lomonosov Moscow State University, Faculty of Geology, Department of Geocryology,  
Leninskie Gory 1, Moscow, 119991 Russia

E-mail: [gorbunova.alina2000@yandex.ru](mailto:gorbunova.alina2000@yandex.ru)

The proposed calculation takes into account the peculiarities of the operation of the heat pump as part of the surface foundation on permafrost soils, i.e., the heat flow from the heating circuit of the pump to the cooling circuit. Heat transfer reduces the conversion coefficient of low-potential heat into high-potential heat, but, unfortunately, this is ignored in well-known publications. In addition, the calculation shows a significant effect of the freon brand in the evaporation–condensation circuit of the refrigeration machine on the conversion coefficient.

**Keywords:** conversion factor, heat pump, surface foundation, permafrost soils.

## ВВЕДЕНИЕ

Согласно последнему, по состоянию на 2023 г., докладу Межправительственной группы экспертов по изменению климата (МГЭИК) вероятное повышение температуры воздуха находится в середине спектра климатических сценариев – от 1.5 до 5 °C. По наиболее оптимистичному сценарию SSP1-1.9 глобальная температура поднимется выше 1.5 °C к середине столетия [IPCC, 2022]. Такое повышение в районах с высокотемпературными многолетнемерзлыми породами (ММП) может привести к превышению суммы градусо-часов температуры поверхности грунта в летний период над значением суммы градусо-часов в зимний период, что, в свою очередь, запустит процесс оттаивания ММП сверху.

По данным математического моделирования с учетом изменения среднегодовой температуры воздуха было определено, что на территориях, где в настоящее время среднегодовая температура ММП выше  $-3^{\circ}\text{C}$ , потепление климата приведет к образованию несливающейся мерзлоты и к многолетнему протаиванию мерзлых толщ, кровля которых опустится к 2060 г. на глубину от 1.5–2.0 до 20–24 м (относительно современного положения) [Хрусталев и др., 2011]. Это может привести к существенной смене геосистем. Такая опасность усугубляется еще и тем, что противопоставить ей сегодня нечего, так как все охлаждающие системы инженерных сооружений на многолетнемерзлых грунтах используют атмосферный воздух и их эф-

фективность в условиях глобального потепления со временем падает, т. е. наступит время, когда они окажутся бесполезными. Поэтому поиск альтернативных способов охлаждения оснований инженерных сооружений, независимых от климата, является весьма актуальным. Один из этих способов – охлаждение основания с помощью теплового насоса, совмещенного с поверхностным фундаментом. В этой конструкции охлаждение основания фундамента – побочный эффект отопления здания, поэтому способ фактически беззатратный.

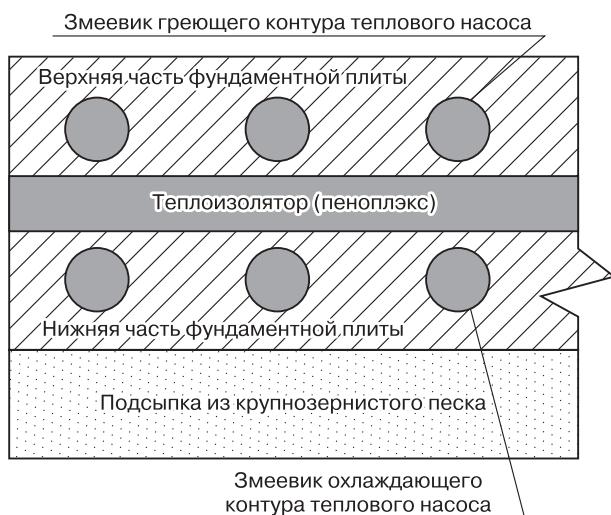
Патент на его изобретение получен в 2016 г. [Патент 2583025, 2016]. Позднее в литературе появились публикации, в которых описывается конструкция нового фундамента, метод его расчета и экономические преимущества по сравнению со свайными фундаментами и вентилируемым подпольем [Хрусталев, Хилимонюк, 2018; Горбунова, 2023]. Однако в указанных публикациях метод расчета не учитывает важную особенность новой конструкции фундамента – расположение греющего контура теплового насоса непосредственно над охлаждающим. Это вызывает перетекание тепловой энергии между контурами и, как будет показано ниже, приводит к существенному снижению коэффициента преобразования низкопотенциальной энергии в высокопотенциальную. Цель настоящей статьи – исправить отмеченное упоминание, а также оценить влияние марки фреона на данный коэффициент.

### Описание конструкции фундамента

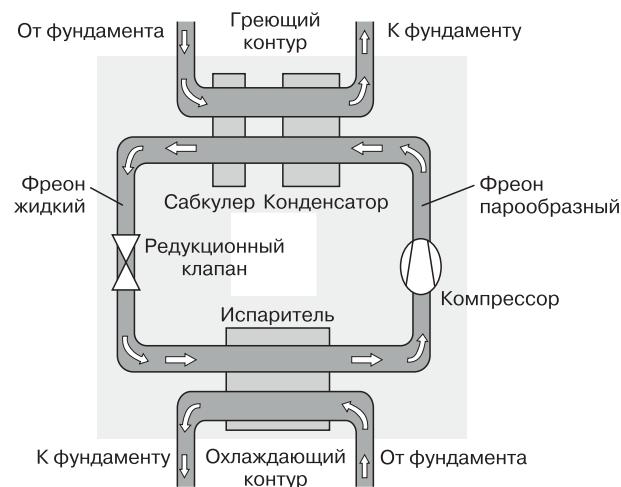
Фундамент представляет собой железобетонную плиту, состоящую из двух частей. В верхней части находится змеевик греющего контура, в нижней – змеевик охлаждающего контура; между контурами имеется теплоизолятор (пеноплекс) (рис. 1). Верх-

ний контур заполнен водой и обеспечивает обогрев пола первого этажа здания; нижний контур заполнен антифризом, который способствует искусственному охлаждению основания. Фундамент состоит из отдельных блоков, которые на стройплощадке стыкуются между собой и подсоединяются к тепловому насосу (ТН). Для функционирования отопления и охлаждения эти модули фундамента подключаются к двум изолированным коллекторам, которые, в свою очередь, связаны с тепловым насосом, управляющим циркуляцией жидкостей внутри контуров [Хрусталев, Хилимонюк, 2018].

В системе отопления здания используется циклический процесс, в котором тепловая энергия извлекается из земли с помощью охлаждающего контура. Энергия, полученная таким образом, а также тепло от греющего контура подаются в специальное устройство – холодильную машину (рис. 2), где оно переходит из состояния с низким тепловым потенциалом в высокопотенциальное, при этом происходят дополнительные потери из-за работы компрессора. После этого обработанное тепло направляется обратно в греющий контур и далее распределяется между обогревом пола здания и повторным возвращением в охлаждающий контур, где процесс запускается заново. Регуляция тепловых потоков осуществляется путем контроля за температурой воды, а также посредством управления термическим сопротивлением между контурами. Таким образом, тепловой насос включает три контура. Первый, основной – это испаритель – конденсатор холодильной машины с фреоном. Два вспомогательных контура имеют автономные циркуляционные насосы и проходят соответственно через испаритель холодильной машины для охлаждения заполняющего контур



**Рис. 1. Схема модуля поверхностного фундамента.**



**Рис. 2. Схема работы основного теплового насоса, совмещенного с поверхностным фундаментом.**

антифриза и конденсатор для нагревания заполняющей контур воды (см. рис. 2).

Поскольку вспомогательные контуры разделены только теплоизолятором, перетекание тепла из греющего контура в охлаждающий может регулироваться термическим сопротивлением теплоизолятора. Перетекание тепла, с одной стороны, является негативным свойством конструкции – уменьшает коэффициент преобразования, т. е. уменьшает коэффициент полезного действия теплового насоса. С другой стороны, оно позволяет восполнить недостаток низкопотенциального тепла для отопления здания из-за ограниченных размеров холодного теплообменника. Это означает, что за счет перетекания тепла из греющего контура в охлаждающий, в принципе, можно отапливать здание при любой потребности в тепловой энергии, однако это будет уже за пределами экономической целесообразности, если иметь в виду только отопление. При двойном назначении теплового насоса “нагревание–охлаждение” дать однозначный ответ становится сложно. Решение принимается в каждом конкретном случае – отапливать здание только за счет работы ТН или совместить его работу с другими источниками тепла. Для решения этой оптимизационной задачи определение коэффициента преобразования имеет первостепенное значение.

### Применение тепловых насосов в поверхностном фундаменте

Тепловой насос, применяемый в данной конструкции фундамента, позволяет повысить температуру в помещении за счет низкотемпературных источников энергии с одновременным охлаждением грунтов основания. Использование тепловых насосов в фундаментостроении на мерзлых грунтах позволяет:

- гарантированно обеспечить мерзлое состояние грунтов основания независимо от климата;
- осуществить обогрев помещений первого этажа здания;
- уменьшить расход электрической энергии на обогрев по сравнению с расходом энергии в электрических котлах;
- снизить сумму капитальных затрат на строительство за счет расположения фундамента на дневной поверхности без его заглубления в грунт и с выполнением фундаментом одновременно трех функций: передачи нагрузки от здания на основание; охлаждения основания; обогрева помещений [Хрусталев, Хилимонюк, 2018; Горбунова, 2023].

Тепловые насосы становятся все более популярным способом отопления жилых помещений как в России, так и во всем мире. На данный момент в мире функционирует около 40 млн ТН с различной мощностью – от десятков до сотен ты-

сяч киловатт каждый. По данным Мирового энергетического совета (МЭС), в развитых странах теплоснабжение с использованием тепловых насосов составляет 75 % от общих потребностей в отоплении как жилых комплексов, так и промышленных объектов. Для отопления домов часто используют тепловую энергию грунтов. Для этого в грунт помещают трубы длиной от 300 до 450 м на глубину приблизительно 1 м, по которым циркулирует охлажденный теплоноситель. Если рядом с объектом находится естественный водоем, то трубы укладывают на его дно.

Эффективность теплового насоса оценивается по соотношению потребленной электроэнергии и полученной теплоты. Коэффициент преобразования электроэнергии, называемый в иностранной литературе Coefficient of Performance, или СОР – это отношение мощности нагрева, которую может достичь система теплового насоса, к входной мощности. Высокие значения СОР свидетельствуют о высокой эффективности, низком потреблении энергии и, следовательно, низких эксплуатационных расходах. Обычно СОР >1, особенно в тепловых насосах, поскольку они не только преобразуют работу в тепло, но и перекачивают дополнительное тепло от источника к потребителю [Трубаев, Гришко, 2010].

СОР является важным показателем оценки эффективности термодинамических машин и успешно используется для сравнения различных моделей. Коэффициент преобразования электроэнергии сильно зависит от внешних факторов. Следовательно, он отражает эффективность системы только при определенном наборе условий и может меняться при изменении этих условий. К этим факторам относятся:

*Разница температур.* В общем, по мере увеличения разницы температур между радиатором и источником тепла СОР уменьшается. Это связано с тем, что большие перепады температур требуют больше энергии для передачи тепла по градиенту.

*Условия эксплуатации.* Коэффициент преобразования электроэнергии может меняться в зависимости от нагрузки. Системы, работающие при частичных нагрузках, будут иметь более низкую тепловую мощность, а также более низкое отношение тепловой мощности к потребляемой энергии (СОР) по сравнению с работой при полной нагрузке. В исследуемой конструкции СОР также будет зависеть от величины перетекания тепла из греющего контура в охлаждающий.

### Условия окружающей среды.

*Марка используемого фреона.* Коэффициент преобразования теплоты и теплового насоса определяется свойствами фреона. Чем выше температура кипения и испарения используемого фреона, тем ниже будет СОР.

В парокомпрессорных холодильных установках используются легкокипящие жидкости в качестве рабочего тела, что позволяет эффективно передавать тепло по изотермам. Для этого применяют процессы кипения и конденсации хладагента при постоянных давлениях. Ранее в качестве хладагентов широко использовались различные фреоны на основе фторхлоруглеродов. Однако эти вещества приводят к разрушению озонового слоя, с чем связано ограничение их использования. В 1987 г. утвержден Монреальский протокол по веществам, разрушающим озоновый слой. В нем фреоны разделены по степени озонаопасности [Трубаев, Гришко, 2010]. Протокол стал основой для регулирования производства фреонов в основных странах. Фреоны можно разделить на следующие группы: особо озонаопасные, производство которых планируется сокращать; озонаопасные (R123 и др.); экологически безопасные фреоны (R152a, R600a и др.) [Трубаев, Гришко, 2010].

Для расчета выбран фреон R152a.

#### **Термодинамический расчет коэффициента преобразования электроэнергии теплового насоса, совмещенного с поверхностным фундаментом**

Расчет осуществляется по методике, изложенной в работе [Трубаев, Гришко, 2010].

Исходные данные для термодинамического расчета коэффициента преобразования электроэнергии: температура на выходе антифриза из испарителя холодильной машины теплового насоса  $t_{f2} = 13.6^\circ\text{C}$ , температура на выходе воды из конденсатора холодильной машины теплового насоса  $t_{w2} = 50^\circ\text{C}$ , марка фреона – R152a.

**Методика расчета** состоит из нескольких этапов.

1. Определяем температуру испарения фреона по формуле  $t_e = t_{w2} - \Delta t_e = -13.6 - 5 = -18.6^\circ\text{C}$ , где  $\Delta t_e$  – перепад температуры между кипящим фреоном при испарении и антифризом.

Для того чтобы сделать расчет, необходимо знать не только давление и температуру, но и энталпию. По изменению энталпии можно определить, какое количество теплоты было передано холодильному агенту в испарителе и отдано в конденсаторе, а также определить, какое количество энергии требуется компрессору для обеспечения циркуляции холодильного агента и поддержания разности давлений. Для определения давления и энталпии используем ( $p, h$ )-диаграмму состояния [Трубаев, Гришко, 2010].

2. Строим первую точку обратного цикла Карно на диаграмме состояния. Эту точку располагаем на пересечении изотермы  $-18.6^\circ\text{C}$  с правой границей кривой состояния. На диаграмме состояния находим соответствующие этой точке зна-

чения давления  $p_1 = 0.14 \text{ МПа}$  и энталпии  $h_1 = 500 \text{ кДж/кг}$  (рис. 3).

3. Определяем необходимую температуру конденсации фреона по формуле  $t_c = t_{f2} + \Delta t_c = = 50 + 5 = 55^\circ\text{C}$ , где  $\Delta t_c$  – перепад температуры между кипящим фреоном при конденсации и водой, циркулирующей в обогревающем контуре. Далее строим третью точку обратного цикла Карно на диаграмме состояния. Эту точку располагаем на пересечении изотермы  $55^\circ\text{C}$  с левой границей кривой состояния. На диаграмме находим соответствующие этой точке значения давления  $p_3 = 1.3 \text{ МПа}$  и энталпии  $h_3 = 300 \text{ кДж/кг}$  (см. рис. 3).

4. Определяем вспомогательную точку 2а, которая находится на пересечении изобары 1.3 МПа с линией постоянной энтропии  $2.16 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ , проведенной из точки 1, получаем точку 2а (см. рис. 3). Опуская перпендикуляр к оси абсцисс из точки 2а на оси абсцисс, получаем значение энталпии, соответствующее точке 2а:  $h_{2a} = 575 \text{ кДж/кг}$ .

5. Находим адиабатический коэффициент полезного действия компрессора:

$$\eta_a = 0.98 \frac{273 + t_e}{273 + t_c} = 0.98 \frac{273 - 18.6}{273 + 55} = 0.76.$$

6. Находим энталпию фреона после сжатия в компрессоре. Это будет точка 2 в обратном цикле Карно. Расчет выполняем по формуле

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2a} - h_1}{\eta_a} = 500 + \frac{575 - 500}{0.76} = 599 \text{ кДж/кг.}$$

7. На диаграмме отмечаем положение точки 2. Она находится на пересечении изобары  $p_2 = 1.3 \text{ МПа}$  и энталпии  $h_2 = 599 \text{ кДж/кг}$ .

8. Отмечаем четвертую точку обратного цикла Карно. Для этого проводим линию постоянной энтропии  $S = 1.32 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ , проходящей через точку 3, до пересечения с изобарой 0.14 МПа. Соединяя точки 1–2–3–4, получаем замкнутый цикл парокомпрессорной машины. Координаты точки 4:  $p_4 = 0.14 \text{ МПа}$ ,  $h_4 = 300 \text{ кДж/кг}$  (см. рис. 3).

9. Определяем удельные энергетические нагрузки, затраченные на испарение:

$$q_e = h_1 - h_4 = 500 - 300 = 200 \text{ кДж/кг.}$$

10. Определяем удельные энергетические нагрузки, затраченные на конденсацию:

$$q_c = h_2 - h_3 = 599 - 300 = 299 \text{ кДж/кг.}$$

11. Определяем удельные энергетические нагрузки, затраченные на работу компрессора:

$$l_{\text{com}} = h_2 - h_1 = 599 - 500 = 99 \text{ кДж/кг.}$$

Проверяем правильность расчета соблюдением равенства  $q_e + l_{\text{com}} = q_c$ . Равенство соблюдается.

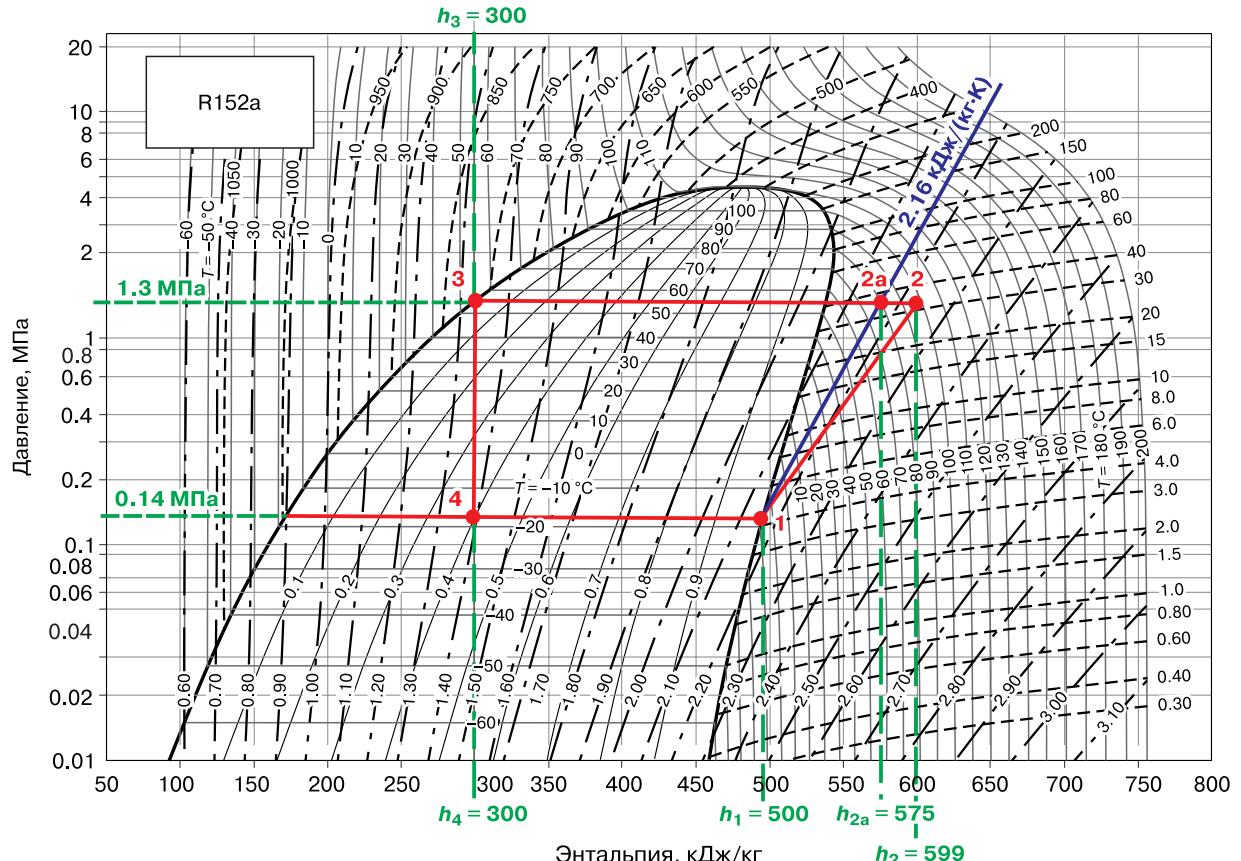


Рис. 3. Поясняющая ( $p, h$ )-диаграмма к термодинамическому расчету коэффициента преобразования теплового насоса.

**12.** Находим коэффициент преобразования низкопотенциальной энергии в высокопотенциальную ( $\mu$ ) и степень повышения давления в компрессоре ( $\xi$ ):

$$\mu = q_c / l_{\text{com}} = 299 / 99 = 3.02,$$

$$\xi = p_2 / p_1 = 1.3 / 0.14 = 9.29.$$

Такие коэффициенты соответствуют тепловому насосу, работающему на фреоне R152a и имеющему температуру кипения фреона в испарителе  $-15^{\circ}\text{C}$ , а в конденсаторе  $55^{\circ}\text{C}$ . При этом предполагается, что тепло конденсации идет целиком на отопление здания, а тепловое взаимодействие между охлаждающим и греющим контурами полностью отсутствует.

Если тепловое взаимодействие имеет место, как в фундаменте, совмещенном с тепловым насосом, то коэффициент преобразования будет тем меньше, чем больше это взаимодействие. Расчет перетекания тепла  $q_2$  будем вести в относительных единицах по отношению к затратам тепла на испарение  $q_e$ . Тогда количество тепла, поступаю-

щего в здание, будет равно  $q_1 = q_c - q_e q_2$ . Отсюда коэффициент преобразования COP определяется по формуле

$$\text{COP} = \frac{q_1}{l_{\text{com}}} = \frac{q_c}{l_{\text{com}}} - \frac{q_e}{l_{\text{com}}} q_2.$$

Получили линейную зависимость уменьшения коэффициента преобразования COP от величины перетекания  $q_2$ . Если величину перетекания принять 0.5, то в нашем случае получим  $\text{COP} = 2.01$ , что в 1.5 раза меньше COP без перетекания. Это автор и хотела показать.

Для сравнения COP теплового насоса с различными марками фреонов были выполнены аналогичные расчеты для фреонов R123, R600a при температуре испарения фреона  $-18.6^{\circ}\text{C}$  и температуре конденсации фреона  $55^{\circ}\text{C}$  (вариант 1), а также этих фреонов при температуре испарения  $-13.4^{\circ}\text{C}$  и температуре конденсации  $35^{\circ}\text{C}$  (вариант 2). Результаты расчета представлены в таблице.

Из данных таблицы следует численное подтверждение высказанных ранее утверждений о за-

**Термодинамический расчет коэффициента преобразования электроэнергии теплового насоса,  
совмещенного с поверхностным фундаментом, для фреонов марки R123, R600a, R152a**

| Показатель  | Марка фреона (вариант 1) |       |       | Марка фреона (вариант 2) |       |       |
|---|--------------------------|-------|-------|--------------------------|-------|-------|
|   | R123                     | R600a | R152a | R123                     | R600a | R152a |
| Температура испарения фреона ( $t_e$ ), °C  | -18.6                    | -18.6 | -18.6 | -13.4                    | -13.4 | -13.4 |
| Давление в точке 1 ( $p_1$ ), МПа   | 0.014                    | 0.08  | 0.14  | 0.022                    | 0.12  | 0.20  |
| Энталпия в точке 1 ( $h_1$ ), кДж/кг  | 373                      | 532   | 500   | 382                      | 552   | 515   |
| Температура конденсации фреона ( $t_c$ ), °C  | 55                       | 55    | 55    | 35                       | 35    | 35    |
| Давление в точке 3 ( $p_3$ ), МПа   | 0.24                     | 0.80  | 1.30  | 0.14                     | 0.47  | 0.80  |
| Энталпия в точке 3 ( $h_3$ ), кДж/кг  | 256                      | 335   | 300   | 230                      | 280   | 260   |
| Энталпия в точке 2a ( $h_{2a}$ ), кДж/кг  | 420                      | 631   | 575   | 405                      | 600   | 545   |
| Адиабатический коэффициент полезного действия компрессора ( $h_a$ ), д.е.   | 0.76                     | 0.76  | 0.76  | 0.83                     | 0.83  | 0.83  |
| Энталпия фреона после сжатия в компрессоре ( $h_2$ ), кДж/кг  | 435                      | 662   | 599   | 412                      | 615   | 554   |
| Давление в точке 2 ( $p_2$ ), МПа   | 0.24                     | 0.80  | 1.30  | 0.14                     | 0.47  | 0.80  |
| Давление в точке 4 ( $p_4$ ), МПа   | 0.014                    | 0.08  | 0.14  | 0.022                    | 0.12  | 0.20  |
| Энталпия в точке 4 ( $h_4$ ), кДж/кг  | 256                      | 335   | 300   | 230                      | 280   | 260   |
| Удельные энергетические нагрузки, затраченные на испарение ( $q_e$ ), кДж/кг  | 117                      | 197   | 200   | 152                      | 272   | 255   |
| Удельные энергетические нагрузки, затраченные на конденсацию ( $q_c$ ), кДж/кг  | 179                      | 327   | 299   | 182                      | 335   | 294   |
| Удельные энергетические нагрузки, затраченные на работу компрессора ( $I_{com}$ ), кДж/кг   | 62                       | 130   | 99    | 30                       | 63    | 39    |
| Удельные электрические нагрузки ( $q_1$ , кДж/кг), используемые на обогрев здания при перетекании тепла из греющего контура в охлаждающий ( $q_2 = 0.5$ кДж/кг) | 120.5                    | 228.5 | 199.0 | 106.0                    | 199.0 | 166.5 |
| Коэффициент преобразования низкопотенциальной энергии в высокопотенциальную при отсутствии перетекания из греющего контура в охлаждающий ( $\mu$ ), д.е.        | 2.89                     | 2.52  | 3.02  | 6.07                     | 5.31  | 7.54  |
| Степень повышения давления в компрессоре ( $\xi$ ), д.е.  | 17                       | 10    | 9     | 7                        | 7     | 7     |
| Коэффициент преобразования (СОР, д.е.) при перетекании ( $q_2 = 0.5$ кДж/кг)  | 1.94                     | 1.76  | 2.01  | 3.53                     | 3.16  | 4.27  |

висимости эффективности теплового насоса от ряда условий:

– Величина перетекания тепла из греющего контура в охлаждающий. С увеличением перетекания эффективность теплового насоса снижается по линейному закону.

– Зависимость от разницы температур конденсации и испарения фреона. Так, например, при снижении этой разности с 73.6 °C (вариант 1) до 48.4 °C (вариант 2) эффективность теплового насоса возрастает практически в 2 раза.

– Марка фреона также оказывает существенное влияние: чем ближе к вершине кривой состояния (см. рис. 3) находится температура конденсации фреона, тем эффективность ниже. В этом отношении наилучший показатель у фреона марки R152a.

## ВЫВОДЫ

Перетекание теплоты из греющего контура в охлаждающий приводит к снижению коэффициента преобразования низкопотенциальной эн-

гии в высокопотенциальную за счет того, что в этом случае тепловой насос работает не только на перекачивание тепловой энергии, но и на ее производство. Это обусловлено конструкцией системы и обычно не входит в функцию теплового насоса. Однако в конструкции поверхностного фундамента тепловой насос работает по двойному назначению: нагревание и охлаждение. Причем главная функция – охлаждение. В тех случаях, когда конструкция приводит к неоправданным потерям электрической энергии, эти потери могут быть уменьшены за счет использования ТН только для обогрева пола здания, а недостающее количество тепла для обогрева всего здания можно пополнить за счет иных источников энергии. Дополнительно на эффективность работы ТН существенное влияние оказывает марка используемого фреона в контуре “испарение–конденсация” холодильной машины. Чем ближе к вершине кривой состояния на ( $p, h$ )-диаграмме находится температура конденсации фреона, тем эффективность теплового насоса ниже.

## Литература

**Горбунова А.А.** Новый способ использования высокотемпературных многолетнемерзлых грунтов в качестве оснований одноэтажных зданий в условиях глобального потепления климата // Науч. вестн. Ямало-Ненец. автоном. округа, 2023, т. 118, № 1, с. 38–54. DOI: 10.26110/ARCTIC.2023.118.1.003.

**Трубаев П.А.** Тепловые насосы / П.А. Трубаев, Б.М. Гришко. Белгород, Изд-во БГТУ, 2010, 143 с.

**Хрусталев Л.Н.** Надежность северной инфраструктуры в условиях меняющегося климата / Л.Н. Хрусталев, С.Ю. Пармузин, Л.В. Емельянова. М., Унив. книга, 2011, 259 с.

**Хрусталев Л.Н., Хилимонюк В.З.** Новый фундамент для зданий в Арктике // Криосфера Земли, 2018, т. XXII, № 4, с. 25–30.

**Патент № 2583025.** Российская Федерация. Поверхностный фундамент сооружения, обеспечивающий сохранение грунтов основания в мерзлом состоянии с одновременным обогревом сооружения / Хрусталев Л.Н., Хилимонюк В.З., Перлыстейн Г.З., Каманин Д.В.; опубл. 2016. Бюл. № 12, 8 с.

**IPCC,** 2022: Climate Change 2022: Impacts, Adaptation, and Vulnerability. Contribution of Working Group II to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change / H.-O. Pörtner, D.C. Roberts, M. Tignor et al. (eds.). Cambridge, UK, New York, USA, Cambridge Univ. Press, 3056 p. DOI: 10.1017/9781009325844.

## References

Gorbunova A.A. A new way of using high-temperature permafrost soils as the foundations of single-storey buildings in condi-

tions of global climate warming. Scientific Bulletin of the Yamalo-Nenets Autonomous Okrug, 2023, vol. 118, No. 1, p. 38–54. DOI: 10.26110/ARCTIC.2023.118.1.003.

Trubaev P.A., Grishko B.M. Teplovye nasosy [Heat pumps]. Belgorod, Izd-vo BGTU, 2010, 143 p. (in Russian).

Khrustalev L.N., Parmuzin S.Yu., Emel'yanova L.V. Nadezhnost' severnoj infrastruktury v usloviyah menyayushchegosya klimata [Reliability of the northern infrastructure in a changing climate]. Moscow, Univ. kniga, 2011, 259 p. (in Russian).

Khrustalev L.N., Khilimonjuk V.Z. New foundation for structures in the Arctic. Earth's Cryosphere, 2018, vol. XXII, No. 4, p. 20–25.

Patent 2583025. Rossiiskaya Federaciya. Poverhnostnyj fundament sooruzheniya, obespechivayushchij sohranenie gruntov osnovaniya v merzlym sostoyanii s odnovremennym obogrevom sooruzheniya [The surface foundation of a structure that ensures the preservation of the foundation soils in a frozen state with simultaneous heating of the structure]. Khrustalev L.N., Khilimonjuk V.Z., Perl'stejn G.Z., Kamanin D.V.; opubl. 2016. Byul. No. 12, 8 p. (in Russian).

IPCC, 2022: Climate Change 2022: Impacts, Adaptation, and Vulnerability. Contribution of Working Group II to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change / H.-O. Pörtner, D.C. Roberts, M. Tignor, E.S. Poloczanska, K. Mintenbeck, A. Alegría, M. Craig, S. Langsdorf, S. Löschke, V. Möller, A. Okem, B. Rama (eds.). Cambridge, UK; New York, USA, Cambridge Univ. Press, 3056 p. DOI: 10.1017/9781009325844.

Поступила в редакцию 17 января 2024 г.,  
после доработки – 6 марта 2024 г.,  
принята к публикации 6 апреля 2024 г.