

УДК 621.577

С. О. Филатов, аспирант (БГТУ);
В. И. Володин, доктор технических наук, профессор (БГТУ)

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ИСТОЧНИКА ТЕПЛОТЫ ГРУНТА И ПОТРЕБИТЕЛЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОНАСОСНОЙ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Методом численного моделирования исследуется теплонасосная система теплоснабжения на основе использования теплоты грунта. Переменными являются параметры, характеризующие источник и потребитель теплоты: средняя температура грунта, площадь и излучательные свойства поверхности отопительных панелей, температура воздуха отапливаемых помещений. Получено, что максимальная энергетическая эффективность системы достигается при использовании низкотемпературной напольной системы отопления.

Features of heat supply system based on ground heat using are analyzed by numerical simulation. Variable parameters of heat source and heat consumer are average soil temperature, surface area and emissivity factor of floor heating panels, internal room air temperature. Maximal energy efficiency reaches by using of low temperature floor heating system.

Введение. Одним из современных направлений возобновляемой энергетики считается утилизация низкопотенциальной теплоты грунта с использованием тепловых насосов (ТН). Основными элементами таких систем теплоснабжения являются взаимосвязанные контуры грунтовых теплообменников, теплового насоса и потребителя теплоты, которые определяют работу всей системы в целом. Взаимная зависимость параметров элементов такой системы требует при проектировании и оценке эффективности использовать комплексные численные модели, что успешно применяется при анализе аналогичных систем: холодильных машин [1], ТН для утилизации теплоты вентиляционных выбросов [2], ТН с горизонтальными грунтовыми теплообменниками [3].

В настоящей работе на основе расширенной численной модели работ [4–6], которая дополняется уравнениями для потребителя тепла, проводится анализ влияния особенностей работы системы теплоснабжения с использованием теплоты грунта. В качестве объекта теплоснабжения рассматривается система отопления здания.

Объект исследования. Исследуется система, состоящая из контура ТН, нескольких вертикальных грунтовых теплообменников (ВГТО) и панельной напольной системы отопления (рис. 1). Количество ВГТО составляет 5, их длина – 60 м, диаметр скважин – 200 мм, тип ВГТО – с двумя U-образными трубами 32×3 мм из полиэтилена, диагональное расстояние между трубами – 150 мм. Теплопроводность труб ВГТО принята равной 0,38 Вт/(м·К); теплопроводность заполнителя скважины – 2,3 Вт/(м·К). Расход теплоносителя контура грунтовых теплообменников равен 0,8 кг/с. Теплоноситель контура циркуляции ВГТО – 12,2%-й водный раствор этиленгликоля.

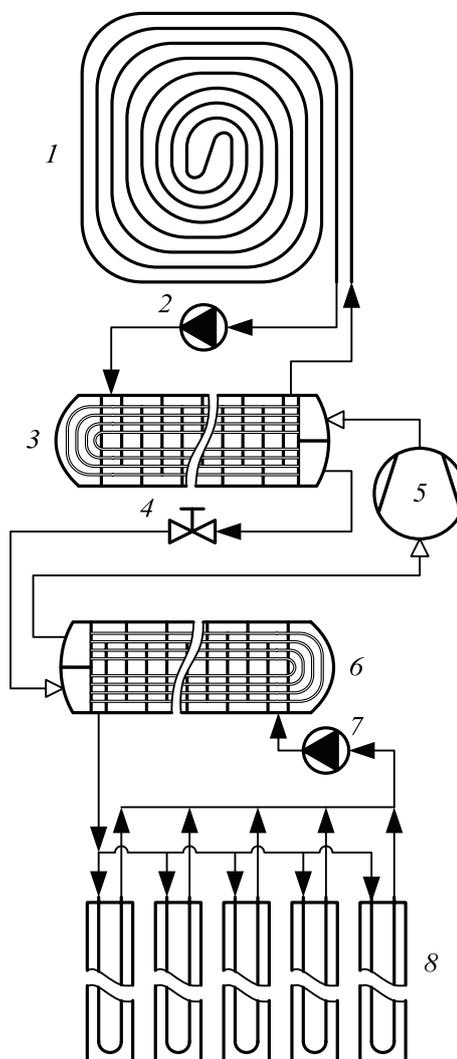


Рис. 1. Принципиальная схема системы теплоснабжения на основе утилизации низкопотенциальной теплоты грунта:
1 – потребитель тепловой энергии (панельное отопление); 2, 7 – циркуляционные насосы; 3 – конденсатор; 4 – терморегулирующий вентиль; 5 – компрессор; 6 – испаритель; 8 – ВГТО

Испаритель и конденсатор теплового насоса представляют кожухотрубные теплообменники с сегментными перегородками с кипением в U-образных стальных трубах, с разбивкой труб по вершинам правильных треугольников. Количество труб составляет 40, длина труб конденсатора составляет 4 м, испарителя – 2 м. В конденсаторе используются трубы типоразмера 9×1 мм, в испарителе – 10×1 мм.

В качестве хладагента используется R134a.

В ТН применяется компрессор Bitzer 4FES с объемом, описываемым поршнями в единицу времени, 22,72 м³/с.

Потребность в теплоте на отопление жилого здания определяется его удельной отопительной характеристикой q_0 и разностью температур наружного воздуха $t_{нв}$ и воздуха отапливаемого помещения $t_{вп}$:

$$Q = q_0 F (t_{вп} - t_{нв}), \quad (1)$$

где F – отапливаемая площадь, м².

Метод анализа. Для численного анализа параметров системы теплоснабжения на основе использования низкопотенциальной теплоты грунта применяется усовершенствованная численная модель грунтового теплового насоса, представленная ранее в работах [4–6] и отличающаяся от аналогов возможностью совместного анализа тепло- и массообменных процессов в основных ее контурах: грунтовых теплообменников, теплового насоса и потребителя теплоты.

При учете параметров потребителя теплоты считается, что теплопередача в напольных панелях лимитируется лучисто-конвективным теплообменом на поверхности. В этом случае поток теплоты, передаваемый воздуху помещения, равен:

$$Q = \alpha_{лк} F_{оп} (t_{оп} - t_{вп}), \quad (2)$$

где $\alpha_{лк} = \alpha_k + \alpha_l$ – лучисто-конвективный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); α_k – свободноконвективная составляющая, Вт/(м²·К); α_l – лучистая составляющая, Вт/(м²·К); $F_{оп}$ – площадь поверхности отопительных панелей ($F_{оп} \leq F$), м²; $t_{оп}$ – температура поверхности отопительных панелей, °С.

Здесь составляющая α_k определяется по формуле В. С. Жуковского для свободной конвекции на горизонтальной поверхности [7]:

$$\alpha_k = 2,2 (t_{оп} - t_{вп})^{0,25}. \quad (3)$$

Составляющая α_l определяется по формуле

$$\alpha_l = \varepsilon \sigma_0 \frac{T_{оп}^4 - T_{вп}^4}{T_{оп} - T_{вп}}, \quad (4)$$

где ε – степень черноты поверхности отопительных панелей; σ_0 – постоянная Стефана-Больцмана, Вт/(м²·К⁴); $T_{оп}$ – температура поверхности отопительных панелей, К; $T_{вп}$ – температура воздуха отапливаемого помещения, К.

Характеристика системы. В настоящем исследовании в качестве номинального выбран режим работы системы, соответствующий следующим параметрам:

- температура наружного воздуха $t_{нв} = -24^\circ\text{C}$ (средняя температура наиболее холодной пятидневки для г. Минска [8]);

- температура воздуха помещений $t_{вп} = 18^\circ\text{C}$ (согласно [9] для жилых и административных зданий);

- удельная отопительная характеристика здания $q_0 = 0,654$ Вт/(м²·К) [9];

- отапливаемая площадь $F = 450$ м²;

- средняя температура грунта $t_r = 5^\circ\text{C}$ (принимается меньше температуры грунта 6–8°С в начале эксплуатации системы и соответствует последующему квазистационарному состоянию системы);

- степень черноты ε поверхности отопительных панелей принимается равной 0,4.

В соответствии с санитарно-гигиеническими требованиями задается условие по температуре поверхности отопительных панелей (пола) $t_{оп} \leq 24^\circ\text{C}$ [10].

Для принятых условий теплопотребление здания согласно формуле (1) составляет 12,36 кВт и соответствует теплопроизводительности теплового насоса Q_k на номинальном режиме. Такой тепловой поток обеспечивается напольными отопительными панелями площадью $F_{оп} = 380$ м². При этом $t_{оп} = 23,7^\circ\text{C}$ и соответствует нормативу. Тепловой поток испарителя $Q_{и}$, а соответственно и ВГТО, равен 9,44 кВт. Энергетическая эффективность ТН определяется коэффициентом трансформации φ , который в этом случае составляет 4,2. Высокое значение φ свидетельствует об эффективности такого способа производства тепловой энергии. Тем не менее в течение эксплуатации такой системы теплоснабжения температура грунта t_r меняется, что влияет на основные параметры работы ТН. Практический интерес также представляет оценка влияния на параметры системы характеристик потребителя теплоты: площади поверхности отопительных панелей $F_{оп}$, степени ее черноты ε , температуры воздуха отапливаемых помещений $t_{вп}$.

Далее представлены результаты численного анализа влияния названных характеристик на основные параметры работы системы: теплопроизводительность Q_k , коэффициент трансформации φ , тепловой поток ВГТО $Q_{и}$, температуру поверхности отопительных панелей $t_{оп}$.

Влияние температуры грунта. Температура грунта t_r в начале работы ТН с ВГТО близка к средней годовой температуре поверхности земли рассматриваемой местности (6–8°C для Республики Беларусь [11]), о чем свидетельствует практика проектирования ВГТО [12] и многолетние наблюдения [13]. В течение отопительного периода t_r будет снижаться из-за охлаждения, обусловленного работой ТН. В качестве нижней границы t_r здесь принимается 0°C, при которой начинается замерзание грунтовой влаги и соответствующие нежелательные деформации прилегающего грунта и элементов ВГТО.

С использованием численного моделирования анализируется изменение параметров системы теплоснабжения при изменении температуры грунта в диапазоне 0–8°C.

На рис. 2 показано изменение Q_k и $Q_{и}$ в зависимости от t_r . Видно, что при увеличении t_r с 5 до 8°C происходит рост Q_k на 10,4% (увеличение на 1,3 кВт) и $Q_{и}$ на 12,3% (увеличение на 1,2 кВт) по сравнению с номинальными значениями. Снижение температуры грунта с 5 до 1°C приводит к падению Q_k на 16,3% (уменьшение на 2,0 кВт) и $Q_{и}$ на 18,6% (уменьшение на 1,8 кВт).

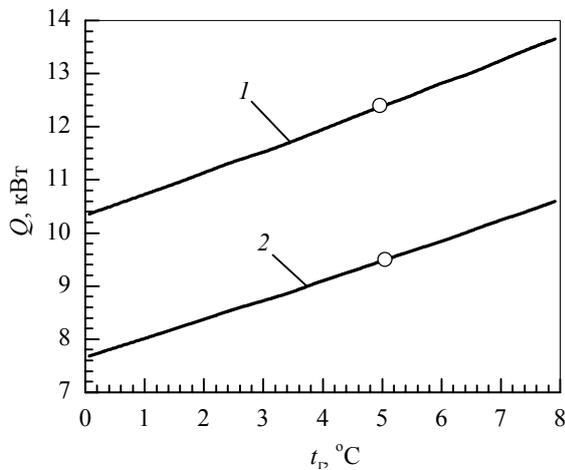


Рис. 2. Изменение Q_k (кривая 1) и $Q_{и}$ (кривая 2) в зависимости от t_r : ○ — номинальный режим

На рис. 3 показано изменение ϕ в зависимости от t_r . Видно, что при увеличении t_r с 5 до 8°C происходит рост ϕ с 4,2 до 4,4, что составляет 4,8% по сравнению с номинальным значением. Снижение температуры грунта с 5 до 1°C приводит к падению ϕ на 9,7%.

На рис. 4 показано изменение $t_{оп}$ в зависимости от t_r . Видно, что в основном диапазоне изменения $t_r = 0–6,8°C$ температура пола $t_{оп}$ не превышает максимально допустимую температуру 24°C. В диапазоне $t_r = 6,8–8,0°C$ температура $t_{оп}$ превышает допустимую, что связано с ростом теплопроизводительности.

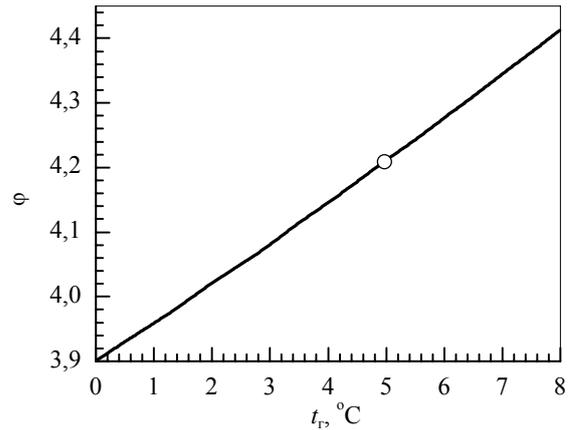


Рис. 3. Изменение ϕ в зависимости от t_r : ○ — номинальный режим

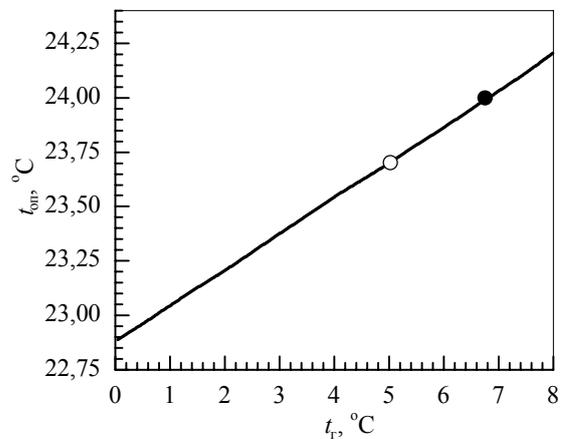


Рис. 4. Изменение $t_{оп}$ в зависимости от t_r : ○ — номинальный режим; ● — максимально допустимая $t_{оп}$

Влияние площади поверхности отопительных панелей. Преимуществом используемой в базовом варианте рассматриваемой системы с панельной напольной системой отопления является низкая температура теплоносителя, что достигается благодаря развитой поверхности теплообмена. Низкая температура теплоносителя способствует росту Q_k и ϕ за счет устанавливающегося в этом случае низкого давления в конденсаторе и соответственно низкой степени сжатия хладагента в цикле теплового насоса.

Тем не менее к недостаткам напольного отопления можно отнести повышенные затраты на монтажные работы, материалоемкость, необходимость тепловой изоляции, наличие свободной поверхности пола, не занятой мебелью или оборудованием. Эти факторы привели к тому, что широкого распространения напольные системы в нашей стране не получили в отличие от высокотемпературных систем с небольшой площадью теплоотдающей поверхности.

Интерес представляет количественная оценка параметров системы отопления на основе использования теплоты грунта при низких значениях площади теплоотдающей поверхности $F_{\text{оп}}$. С использованием численного моделирования анализируется изменение параметров исследуемой системы теплоснабжения при существенном уменьшении $F_{\text{оп}}$ до 20 м^2 .

На рис. 5 представлено изменение $Q_{\text{к}}$ и $Q_{\text{и}}$ при различных $F_{\text{оп}}$. Видно, что со снижением $F_{\text{оп}}$ происходит падение $Q_{\text{к}}$ и $Q_{\text{и}}$. Минимальное значение $Q_{\text{к}}$ рассматриваемого диапазона $F_{\text{оп}}$ ниже номинального значения на 35% (уменьшение на 4,42 кВт). Минимальное $Q_{\text{и}}$ ниже номинального значения на 49% (уменьшение на 4,57 кВт).

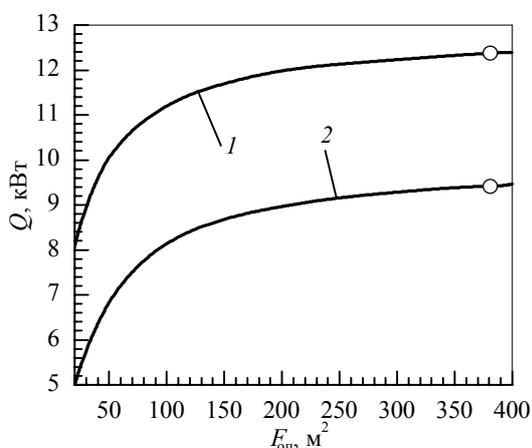


Рис. 5. Изменение $Q_{\text{к}}$ (кривая 1) и $Q_{\text{и}}$ (кривая 2) в зависимости от $F_{\text{оп}}$: \circ – номинальный режим

Как видно из рис. 6, допустимый температурный режим поверхности пола имеет узкий диапазон. С уменьшением $F_{\text{оп}}$ происходит рост $t_{\text{оп}}$, причем максимальное ее значение достигает 64°C на нижней границе $F_{\text{оп}} = 20 \text{ м}^2$. Такие высокие температуры недопустимы для панельного отопления, в этом случае такая система уже может рассматриваться как высокотемпературная и должна предусматривать другие отопительные приборы, в частности радиаторы или конвекторы, то есть широко распространенные в большинстве зданий, эксплуатируемых в Республике Беларусь.

В то же время использование ТН совместно с отопительными приборами малой площади поверхности будет связано с низкой энергетической эффективностью таких систем, о чем свидетельствуют данные рис. 7, откуда следует, что уменьшение $F_{\text{оп}}$ приводит к падению ϕ с номинального значения 4,3 при $F_{\text{оп}} = 380 \text{ м}^2$ до весьма низкого 2,7 при $F_{\text{оп}} = 20 \text{ м}^2$ (снижение на 37%).

Следовательно, можно сделать заключение, что для создания энергетически эффективной системы теплонасосного теплоснабжения

на основе использования низкопотенциальной теплоты грунта следует предусматривать низкотемпературное отопление, например панельное отопление. В построенных зданиях это может достигаться модернизацией существующей системы.

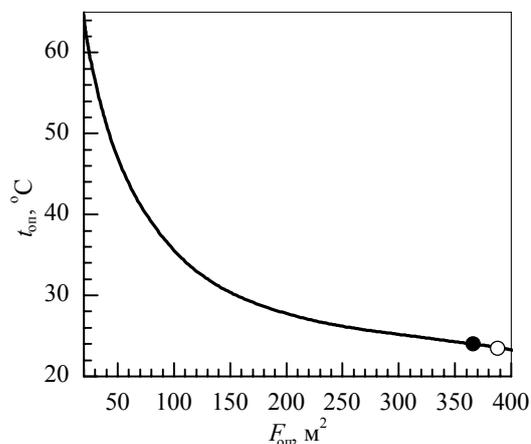


Рис. 6. Изменение $t_{\text{оп}}$ в зависимости от $F_{\text{оп}}$: \circ – номинальный режим; \bullet – максимально допустимая $t_{\text{оп}}$

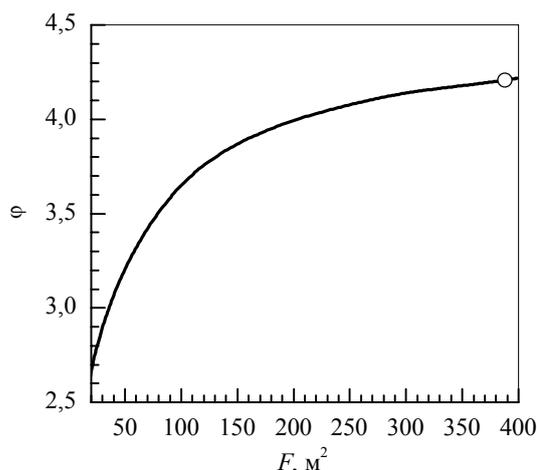


Рис. 7. Изменение ϕ в зависимости от $F_{\text{оп}}$: \circ – номинальный режим

Влияние степени черноты теплоотдающей поверхности. Лучисто-конвективный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{лк}}$ на поверхности отопительных панелей определяется, в том числе, лучистой составляющей $\alpha_{\text{л}}$. Следовательно, параметры системы будут зависеть и от степени черноты поверхности отопительных панелей ϵ .

На рис. 8 представлено изменение $Q_{\text{к}}$ и $Q_{\text{и}}$ в зависимости от ϵ . Видно, что максимальное значение $Q_{\text{к}} = 12,57 \text{ кВт}$ при $\epsilon = 0,99$ больше номинального на 1,7% (на 0,21 кВт), минимальное значение $Q_{\text{к}} = 12,09 \text{ кВт}$ при $\epsilon = 0,01$ меньше номинального на 2,2% (на 0,27 кВт); максимальное значение $Q_{\text{и}} = 9,66 \text{ кВт}$ при $\epsilon = 0,99$

больше номинального на 2,3% (на 0,22 кВт), минимальное значение $Q_{\text{и}} = 9,14$ кВт при $\varepsilon = 0,01$ меньше номинального на 3,2% (на 0,30 кВт).

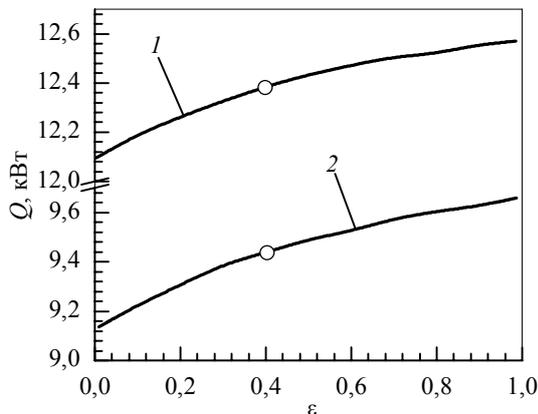


Рис. 8. Изменение $Q_{\text{к}}$ (кривая 1) и $Q_{\text{и}}$ (кривая 2) в зависимости от ε : \circ – номинальный режим

На рис. 9 представлено изменение φ в зависимости от ε . Видно, что максимальное значение $\varphi = 4,32$ при $\varepsilon = 0,99$ больше номинального на 2,9% (на 0,12), минимальное значение $\varphi = 12,09$ кВт при $\varepsilon = 0,01$ меньше номинального на 3,3% (на 0,14).

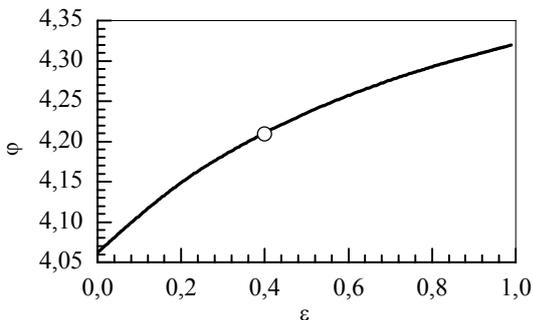


Рис. 9. Изменение φ в зависимости от ε : \circ – номинальный режим

На рис. 10 представлено изменение $t_{\text{оп}}$ в зависимости от ε . Видно, что в этом случае с увеличением ε происходит падение $t_{\text{оп}}$, которая изменяется в диапазоне 21,8–26,4°C. Причем при значениях $\varepsilon = 0,01$ –0,32 температура поверхности превышала принятые допустимые 24°C.

На рис. 11 показано влияние ε на $\alpha_{\text{лк}}$, который закономерно увеличивается с ростом ε .

Таким образом, видно, что ε существенного влияния на $Q_{\text{к}}$, $Q_{\text{и}}$ и φ не оказывают. Установлено существенное влияние ε на $t_{\text{оп}}$, уменьшение которой с ростом ε объясняется соответствующим увеличением $\alpha_{\text{лк}}$, который изменялся в диапазоне 3,8–8,8 Вт/(м²·К).

Влияние температуры воздуха помещений. В зависимости от назначения и режима эксплуатации здания температура воздуха помещений $t_{\text{вп}}$ также может изменяться. Согласно [9]

для жилых, административных и бытовых зданий расчетная температура воздуха помещений $t_{\text{вп}}$ составляет 18°C, для дошкольных и детских лечебных учреждений $t_{\text{вп}} = 21$ °C. В случае использования дежурных режимов отопления $t_{\text{вп}}$ может быть снижена до 16°C. Также известно, что $t_{\text{вп}}$ помещений сельскохозяйственного назначения изменяется в весьма широком диапазоне от 0 до 22°C [10].

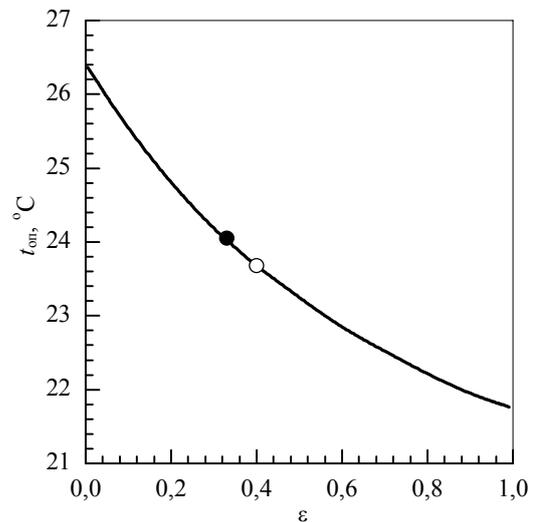


Рис. 10. Изменение $t_{\text{оп}}$ в зависимости от ε : \circ – номинальный режим; \bullet – максимально допустимая $t_{\text{оп}}$

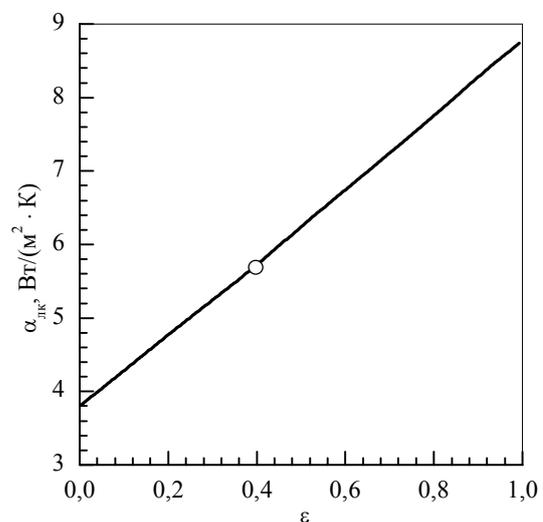


Рис. 11. Изменение $\alpha_{\text{лк}}$ в зависимости от ε : \circ – номинальный режим

В настоящей работе устанавливается зависимость основных параметров работы системы от $t_{\text{вп}}$, изменяющейся в диапазоне от 0 до 21°C.

На рис. 12 представлено изменение $Q_{\text{к}}$ и $Q_{\text{и}}$ в зависимости от $t_{\text{вп}}$. Увеличение $t_{\text{вп}}$ от 0 до 21°C приводит к снижению $Q_{\text{к}}$ и $Q_{\text{и}}$. При рассматриваемых температурах $Q_{\text{к}}$ изменяется в диапазоне от 13,97 до 12,13 кВт, а $Q_{\text{и}}$ от 11,39 до 9,12 кВт.

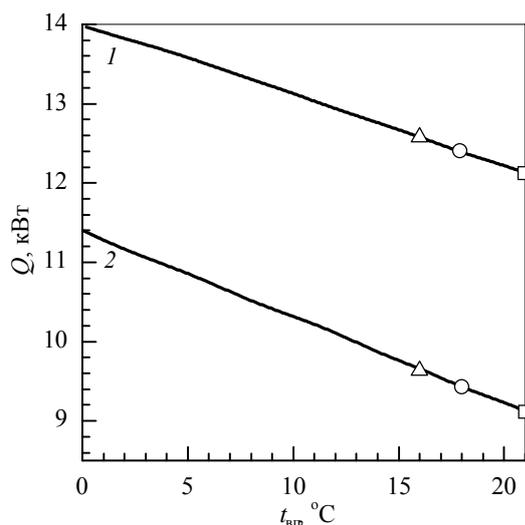


Рис. 12. Изменение Q_k (кривая 1) и Q_n (кривая 2) в зависимости от $t_{вп}$: \circ – номинальный режим; « \square » – при $t_{вп} = 21^\circ\text{C}$, « Δ » – при $t_{вп} = 16^\circ\text{C}$

Увеличение $t_{вп}$ приводит к росту температуры отопительных панелей (рис. 13), что в свою очередь сказывается на температуре конденсации рабочего вещества теплового насоса, причиной чего является снижение его теплопроизводительности Q_k .

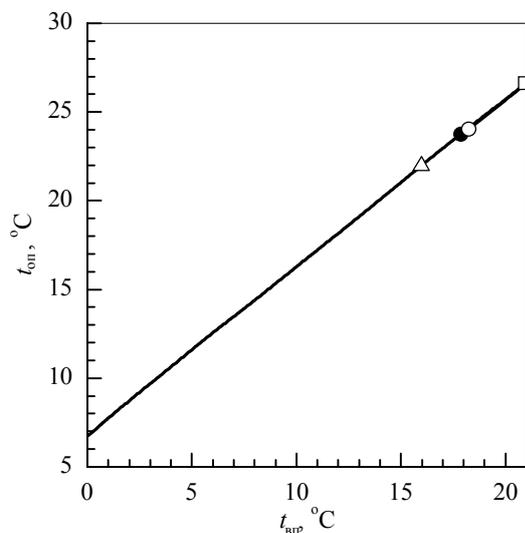


Рис. 13. Изменение $t_{оп}$ в зависимости от $t_{вп}$: \circ – номинальный режим; « \square » – при $t_{вп} = 21^\circ\text{C}$, « Δ » – при $t_{вп} = 16^\circ\text{C}$; \bullet – максимально допустимая $t_{оп}$

При $t_{вп} = 21^\circ\text{C}$ теплопроизводительность Q_k ниже номинальной на 2,1% (снижение на 0,26 кВт), при $t_{вп} = 16^\circ\text{C}$ – выше на 1,5% (рост на 0,19 кВт). Максимальное значение Q_k соответствовало минимальному значению $t_{вп} = 0^\circ\text{C}$ из рассматриваемого диапазона и было выше номинального на 12,8% (рост на 1,6 кВт).

При $t_{вп} = 21^\circ\text{C}$ тепловой поток ВГТО Q_n ниже номинального на 3,3% (снижение на 0,31 кВт), при $t_{вп} = 16^\circ\text{C}$ – выше на 2,7% (рост на 0,25 кВт).

Максимальное значение Q_n соответствовало минимальному значению $t_{вп} = 0^\circ\text{C}$ из рассматриваемого диапазона и было выше номинального на 20,8% (рост на 1,96 кВт).

На рис. 14 представлено изменение φ в зависимости от $t_{вп}$. Увеличение $t_{вп}$ приводит к снижению φ . При рассматриваемых температурах φ изменяется в диапазоне от 4,06 до 5,38.

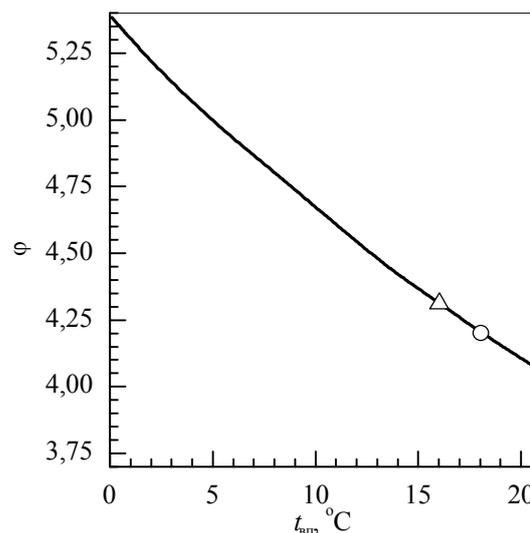


Рис. 14. Изменение φ в зависимости от $t_{вп}$: \circ – номинальный режим; « \square » – при $t_{вп} = 21^\circ\text{C}$; « Δ » – при $t_{вп} = 16^\circ\text{C}$

При $t_{вп} = 21^\circ\text{C}$ коэффициент трансформации φ ниже номинального на 3,3% (снижение на 0,14), при $t_{вп} = 16^\circ\text{C}$ – выше на 2,6% (рост на 0,11). Максимальное значение φ соответствует минимальному значению $t_{вп} = 0^\circ\text{C}$ из рассматриваемого диапазона и выше номинального на 28,0% (рост на 1,18).

Полученные расчетные данные показывают, что для систем теплоснабжения на основе использования низкопотенциальной теплоты грунта будут характерны высокие коэффициенты трансформации ТН в случае использования для отопления помещений с пониженной температурой воздуха помещений.

Заключение. Полученные данные показывают, что рассмотренные параметры источника (температура грунта) и потребителя теплоты (площадь и степень черноты поверхности отопительных панелей, температура воздуха отапливаемых помещений) оказывают значительное влияние на характеристики системы теплоснабжения на основе использования низкопотенциальной теплоты грунта.

Переход от низкотемпературной теплоснабжающей системы отопления к стандартной с температурой 64°C приводит к существенному снижению ее энергетической эффективности, когда коэффициент преобразования теплового

насоса снижается с 4,2 до 2,7 в области изменения определяющих параметров.

Полученные данные численного анализа показывают также необходимость учета влияния температуры грунта и воздуха помещения, излучательных свойств отопительных панелей на эффективность теплонасосной системы теплоснабжения с использованием теплоты грунта.

Литература

1. Володин В. И. Комплексный подход к расчету параметров компрессионной холодильной машины // Холодильная техника. 1998. № 2. С. 8–10.

2. Здитовецкая С. В., Володин В. И. Утилизация теплоты в системе приточно-вытяжной вентиляции с использованием теплового насоса // Труды БГТУ. Сер. III. Химия и технология неорганич. в-в. 2009. Вып. XVII. С. 171–173.

3. Тарасова В. А., Харлампики Д. Х., Шерстюк А. В. Моделирование тепловых режимов совместной работы грунтового теплообменника и теплонасосной установки // Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2011. Т. 53, № 5/8. С. 34–40.

4. Филатов С. О. Численное моделирование и анализ энергетических параметров теплового насоса с многотрубными вертикальными грунтовыми теплообменниками // Экология и промышленность. 2013. № 3. С. 61–66.

5. Филатов С. О. Влияние параметров энергетических свай на работу теплового насоса системы теплоснабжения здания // Будівельні конструкції:

Міжвідомчий науково-технічний збірник наукових праць. 2013. Вип. 77. С. 131–135.

6. Филатов С. О., Володин В. И. Метод расчета и анализ совместной работы контура циркуляции грунтовых теплообменников и теплового насоса // Труды БГТУ. 2013. № 3: Химия и технология неорганич. в-в. С. 161–165.

7. Кирпичев М. В., Михеев М. А., Эйгенсон Л. С. Теплопередача. М.: Государственное энергетическое издательство, 1940. 292 с.

8. Строительная климатология: СНБ 2.04.02-2000. Введ. 01.07.01. Минск: Стройтехнорм, 2001. 37 с.

9. Строительная теплотехника. Строительные нормы проектирования: ТКП 45-2.04-43-2006. Введ. 01.07.07. Минск: Стройтехнорм, 2007. 40 с.

10. Андреевский А. К. Отопление / под ред. М. И. Курпана. Минск: Выш. школа, 1982. 364 с.

11. Справочник по климату СССР / Глав. упр. гидрометеорол. службы при Совете Министров СССР, Упр. гидрометеорол. службы БССР, Минская гидрометеорол. обсерватория. 1965. Вып. 7: Белорусская СССР. Ч. 2: Температура воздуха и почвы. 246 с.

12. Huber A., Schuler O. Berechnungsmodul für Erdwärmesonden. Zürich: Bundesamt für Energiewirtschaft, 1997. 74 p.

13. Kasuda T., Archenbach R. Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States // ASHRAE Transactions. 1965. Vol. 71, No. 1. P. 61–75.

Поступила 21.02.2014