

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2023-66-3-260-272>

УДК 697:662.99

Условия энергоэффективного теплоснабжения на основе трансформированной теплоты грунта и воздушных потоков

В. Д. Петраш¹⁾, О. И. Хоменко¹⁾, Д. В. Басист¹⁾, А. В. Голубенко¹⁾

¹⁾Одесская государственная академия строительства и архитектуры (Одесса, Украина)

© Белорусский национальный технический университет, 2023
Belarusian National Technical University, 2023

Реферат. На основе анализа теплогидравлических процессов и структурно-функционального устройства предложенной системы теплоснабжения зданий установлена многофакторная зависимость действительного коэффициента преобразования для оценки эффективности трансформации отбираемой теплоты грунтового массива и вентиляционного воздуха. Она позволяет моделировать индивидуальное влияние исходных параметров и эксплуатационных режимов работы системы в поиске рациональных условий высокоэффективного использования энергетических потоков для теплоснабжения зданий в соответствующие периоды года. Результатами качественной оценки многофакторной взаимосвязи действительного коэффициента преобразования обоснована возможность энергоэффективной работы анализируемой системы, которая обеспечивается в расчетных условиях отопительного периода при соотношении циркулирующих расходов через испаритель и конденсатор теплового насоса выше 1,8, что рационально для спортивно-оздоровительных и торгово-развлекательных комплексов. Усовершенствованное структурно-функциональное устройство системы на основе бинарного низкотемпературного источника повышает эффективность пароконденсационной трансформации энергетических потоков, косвенно подтверждая целесообразность максимального использования энергетического потенциала вентиляционного воздуха в течение года с соответствующей аккумуляцией избыточной теплоты в грунтовом массиве, а следовательно, и возможность уменьшения глубины дорогостоящих скважин либо количества зондовых теплообменников.

Ключевые слова: низкотемпературные источники теплоты, тепловой насос, теплоснабжение, коэффициент преобразования

Для цитирования: Условия энергоэффективного теплоснабжения на основе трансформированной теплоты грунта и воздушных потоков / В. Д. Петраш [и др.] // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2023. Т. 66, № 3. С. 260–272. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2023-66-3-260-272>

Conditions for Energy Efficient Heat Supply Based on the Transformed Heat of Soil and Air Flows

V. D. Petrash¹⁾, O. I. Khomenko¹⁾, D. V. Basist¹⁾, A. V. Golubenko¹⁾

¹⁾Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture (Odessa, Ukraine)

Abstract. Based on the analysis of thermohydraulic processes and the structural and functional structure of the proposed system of heat and cold supply of buildings, a multifactorial dependence

Адрес для переписки

Петраш Виталий Демьянович
Одесская государственная академия
строительства и архитектуры
ул. Дидрихсона, 4
65029, г. Одесса, Украина
Тел.: +380 63 280-31-01
volmak.03@gmail.com

Address for correspondence

Petrash Vitaliy D.
Odessa State Academy
of Civil Engineering and Architecture
4, Didrihsona str.,
65029, Odessa, Ukraine
Tel.: +380 63 280-31-01
volmak.03@gmail.com

of the actual conversion coefficient was established to assess the efficiency of transformation of the heat taken from the soil massif and ventilation air. It allows modeling the individual influence of the initial parameters and operational modes of the system in the search for rational conditions for the highly efficient use of energy flows for heat and cooling supply of buildings during the corresponding periods of the year. The results of a qualitative assessment of the multifactorial interrelation of the actual conversion coefficient substantiated the possibility of energy efficient operation of the analyzed system, which is provided under the design conditions of the heating period when the ratio of circulating flow rate through the evaporator and condenser of heat pump is higher than 1.8, which is rational for sports, recreation, shopping and entertainment complexes. The improved structural and functional arrangement of the system based on a binary low-temperature source increases the efficiency of vapor compression transformation of energy flows, indirectly confirming the advisability of maximizing the use of the energy potential of ventilation air during the year with a corresponding accumulation of excess heat in the soil mass, and, consequently, the possibility of reducing the depth of expensive wells or the number of probe heat exchangers.

Keywords: low-temperature heat sources, heat pump, heat supply, conversion factor

For citation: Petrash V. D., Khomenko O. I., Basist D. V., Golubenko A. V. (2023) Conditions for Energy Efficient Heat Supply Based on the Transformed Heat of Soil and Air Flows. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 66 (3), 260–272. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2023-66-3-260-272> (in Russian)

Введение

В [1] приведен анализ экономической эффективности теплонасосных систем низкотемпературного напольного отопления зданий на основе совместного использования энергии наружного воздуха и морской воды в качестве интегрированного низкотемпературного источника (НТИ). На основе результатов аналитических исследований [2] изучена эффективность теплонасосной системы с использованием энергетического потенциала артезианской воды и воздушных потоков.

Энергетическая эффективность применения теплонасосной установки (ТНУ) прямо зависит от снижения перепада температур энергоносителей теплопотребляющих систем и отбираемой теплоты от НТИ [3]. Использование энергетического потенциала газоздушных потоков, прежде всего вентиляционных выбросов [4, 5], представляется одним из рациональных источников по температурному уровню для работы ТНУ как в теплый, так и в холодный периоды года.

По результатам численных экспериментов [5, 6] с определением температуры циркулирующего теплоносителя и коэффициента преобразования установлено, что совместное использование теплоты грунта и атмосферного воздуха является весьма эффективным, обеспечивает экономию энергии от 13 до 20 % соответственно для средней полосы и южных регионов России.

Исследование работы ТНУ в системе на основе теплоты грунта [7] показало, что для достижения минимальных суммарных затрат энергии на привод циркуляционного насоса и компрессора существует оптимальная степень охлаждения энергоносителя в испарителе.

Обоснована возможность повышения эффективности комбинированной теплонасосной системы теплоснабжения (ТНСТ) с использованием энер-

гии грунта и сточных вод по сравнению с исходной системой, что предопределяется изменением соответствующего расхода теплоты на горячее водоснабжение и температуры наружного воздуха [8]. Характерно, что эффективность тепловых насосов (ТН) систем с общим использованием теплоты отдельно наружного воздуха, грунта и отработанных воздушных потоков для низкотемпературного водяного отопления, а также воздушного с реверсивным режимом работы составляет более 85 %. Практическое внедрение анализируемых систем обеспечивает дальнейшее повышение экономии традиционно сжигаемого топлива и улучшение качества окружающей среды.

Информация о взаимосвязи исходных параметров и режимных условий работы систем, необходимых при разработке ТНУ с комбинированным использованием нескольких НТИ в одной системе, весьма ограничена [9, 10]. Закономерно, что эффективность систем с интегрированным использованием нескольких НТИ зависит не только от индивидуальных характеристик ТНУ, но и от структурно-функционального устройства всей системы, а также от переменного соотношения отдельных составляющих абонентского теплопотребления в различные периоды года.

При оценке энергетического потенциала в системе, использующей теплоту грунта, подземных вод и воздуха, рекомендуется оценивать энергетическую эффективность по удельным затратам энергии на единицу генерируемой теплоты в ТНУ в зависимости от температуры воды на входе в конденсатор [11]. Также отмечается возможность повышения общего отбора энергетического потенциала и эффективности всей системы при совместном использовании нескольких НТИ.

В [12] изложен реализованный способ повышения температуры энергоносителя на входе в испаритель ТН при понижении температуры наружного воздуха за счет утилизации теплоты удаляемого вентиляционного воздуха. При анализе эффективности работы ТН в интегрированной системе с грунтовым и солнечным НТИ обоснованы параметры и режимы работы системы в условиях сезонного изменения климатических характеристик окружающей среды, при этом отдано предпочтение использованию зондовых теплообменников [13].

Для системы с интегрированным использованием энергии холодной воды и вентиляционного воздуха на основе парокомпрессионной трансформации энергетических потоков [14, 15] установлена зависимость определения экономии традиционно сжигаемого топлива при теплоснабжении зданий.

В [16] установлена взаимосвязь исходных параметров в процессе парокомпрессионного отбора теплоты от НТИ в испарителе, а также условий ее потребления абонентскими подсистемами в трансформированном виде после конденсатора в характерных режимах работы в процессе их эксплуатационного регулирования.

Цель и задачи исследований

Целью работы – теоретическое обоснование дальнейшего развития технологии теплохладоснабжения зданий на основе предложенной концепции структурно-функционального устройства соответствующих систем.

Задача – аналитическое определение обобщенного показателя энергетической эффективности системы предложенной структуры, использующей низкопотенциальную теплоту грунта и вентиляционного воздуха, для оценки многофакторного влияния исходных параметров и режимных условий работы структурных подсистем отбора, преобразования и потребления теплоты абонентскими системами в процессе эксплуатационного регулирования. Концептуальная основа структурно-функционального устройства системы теплохладоснабжения зданий, а также особенности ее работы в соответствующие периоды года изложены в [16].

Установлено, что интегрированный тепловой поток, отбираемый грунтовым теплообменником и поверхностным теплообменником охлаждения удаляемого воздуха (далее – поверхностный теплообменник), воспринимаемый циркулирующим энергоносителем в испарителе [16], представляется в виде

$$Q_{\text{и}} = G_{\text{и}} c_{p\text{см}} \times \left\{ \alpha c_{p\text{гр}} t_{\text{гр.вых}} + (1 - \alpha) \left[t_{\text{кал.вх}} + \frac{G_{\text{воз}} c_{p\text{воз}} (t_{\text{воз.вх}} - t_{\text{воз.вых}})}{G_{\text{кал}} c_{p\text{вод}}} \right] - t_{\text{см.вых}} \right\}, \quad (1)$$

где $G_{\text{и}}$ – расход циркулирующего энергоносителя через испаритель, кг/с; $G_{\text{воз}}$ – то же удаляемого вентиляционного воздуха, кг/с; $G_{\text{кал}}$ – то же энергоносителя в поверхностном теплообменнике, кг/с; $c_{p\text{см}}$, $c_{p\text{гр}}$ – изобарная удельная теплоемкость циркулирующей жидкости соответственно после испарителя и в трубопроводе на выходе из массива грунта, Дж/(кг·°C); $c_{p\text{воз}}$, $c_{p\text{вод}}$ – то же соответственно воздуха и циркулирующей жидкости, Дж/(кг·°C); α – часть циркулирующего расхода энергоносителя через грунтовый теплообменник; $t_{\text{гр.вых}}$ – температура энергоносителя на выходе из грунтового теплообменника, °C; $t_{\text{кал.вх}}$ – то же на входе в поверхностный теплообменник, °C; $t_{\text{воз.вх}}$, $t_{\text{воз.вых}}$ – то же удаляемого воздуха соответственно на входе и выходе из калорифера, °C; $t_{\text{см.вых}}$ – то же смеси энергоносителя на выходе из испарителя, °C.

Генерируемый тепловой поток в конденсаторе ТНУ, определяемый общей потребностью теплоты на отопительно-вентиляционные процессы и горячее водоснабжение согласно [16], представляется зависимостью

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{к}} c_{p\text{ов}} \left[\beta (t_{\text{г}} - t_{\text{о}}) \left(\frac{t_{\text{б}} - t'_{\text{н}}}{t_{\text{б}} - t_{\text{н}}} \right)^{0,5} + (1 - \beta) \left(t_{\text{гв}} - \left(9 + \frac{t'_{\text{н}}}{5} \Delta \right) \right) \right], \quad (2)$$

где $G_{\text{к}}$ – расход циркулирующего энергоносителя через конденсатор, кг/с; $c_{p\text{ов}}$ – изобарная удельная теплоемкость теплоносителя в отопительно-

вентиляционной системе, Дж/(кг·°C); β – часть необходимого теплового потока для отопительно-вентиляционных процессов относительно общего значения генерируемой теплоты в конденсаторе; t_r, t_o – расчетные значения температуры теплоносителя в подающей и обратной магистралях системы отопления, °C; t_n, t'_n – расчетное и текущее значения температуры наружного воздуха, °C; t_b – установленная средняя температура воздуха в здании, °C; $t_{гв}$ – расчетная температура энергоносителя в системе горячего водоснабжения, °C; Δ – коэффициент изменения температуры холодной воды в диапазонах отрицательных и положительных температур наружного воздуха.

Известно, что энергетическая эффективность ТНУ определяется действительным коэффициентом преобразования в виде соотношения энергетических потоков [3] согласно зависимости

$$\varphi = \frac{Q_k}{W_k}, \quad (3)$$

где W_k – тепловой эквивалент внешней приводной мощности в работе компрессора теплового насоса, который определяется [3, 17, 18] условиями энергетического баланса ТНУ в виде

$$W_k = Q_k - Q_{и}. \quad (4)$$

Исходя из соотношения (3), взаимосвязи (4) и обобщенных зависимостей для многофакторных тепловых потоков испарителя (1) и конденсатора (2), действительный коэффициент преобразования в анализируемой системе теплоснабжения здания на основе интегрированного энерготехнологического потенциала грунта и вентиляционного воздуха представляется окончательно в виде

$$\varphi = \left[1 - \frac{G_{и} \left\{ \alpha t_{гр.вых} + (1 - \alpha) \left[t_{кал.вх} + \frac{G_{воз} c_{p\,воз} (t_{воз.вх} - t_{воз.вых})}{G_{кал} c_{p\,вод}} \right] - t_{см.вых} \right\}}{G_k \left[\beta (t_r - t_o) \left(\frac{t_b - t'_n}{t_b - t_n} \right)^{0,5} + (1 - \beta) \left(t_{гв} - \left(9 + \frac{t'_n}{5} \Delta \right) \right) \right]} \right]^{-1}. \quad (5)$$

Уравнение (5) в виде многофакторной зависимости указывает на отсутствие экстремального значения $\left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) = 0$ действительного коэффициента

преобразования энергетических потоков от переменных величин. Изложенное обуславливает необходимость определения зависимости его от наиболее существенных исходных параметров, а также режимных условий работы системы, прежде всего соотношения расходов энергоносителей в подсистемах отбора, преобразования энергетических потоков и потреб-

ления теплоты в общем цикле работы системы теплоснабжения на основе интегрированного НТИ.

Кроме того, представляет интерес не только влияние возможного перераспределения циркулирующего энергоносителя в контурах отбора теплоты в поверхностном и грунтовом теплообменниках, но и учета структурного соотношения абонентского теплопотребления на отопительно-вентиляционные процессы и горячее водоснабжение в годовом интервале эксплуатационного регулирования с выявлением рациональных условий сезонного аккумулирования избыточной теплоты в грунтовом массиве для последующего использования ее в холодный период года.

Анализ результатов исследований

Для оценки зависимости энергетической эффективности анализируемой системы согласно (5) в качестве исходных использованы следующие значения: характерные соотношения циркулирующих расходов энергоносителей через испаритель и конденсатор в диапазоне $G_{\text{н}}/G_{\text{к}} = \bar{G} = 1-2$; $t_{\text{кал. вых}} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\alpha = 0,3-0,7$; $t_{\text{гр. вых}} = 7 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{см. вых}} = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\beta = 0,7-0,9$; $t_{\text{г}} - t_{\text{о}} = 50 - 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t'_{\text{н}} = -18-8 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{гв}} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$. При этом температура энергоносителя $t_{\text{кал. вых}}$ на выходе из поверхностного теплообменника в процессе охлаждения удаляемого вентиляционного воздуха определяется его исходной температурой на входе $t_{\text{кал. вх}}$ с последующим догревом по соотношению греющей и нагреваемой среды согласно тепловому балансу [16, уравнения (4), (5)]. На основе предварительных расчетов ее значения рассматривались в реальном диапазоне $t_{\text{кал. вых}} = 6-10 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{в}} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{воз. вх}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

На рис. 1 иллюстрируется зависимость энергетической эффективности системы от перераспределения энергоносителя в подсистемах отбора теплоты между грунтовым и поверхностным теплообменниками ($\alpha = 0,3, 0,5$ и $0,7$) при характерном соотношении циркулирующих расходов энергоносителей через испаритель $G_{\text{н}}$ и конденсатор $G_{\text{к}}$. Для современных ТН серийного производства соответствующего назначения [9-11] оно находится в диапазоне $G_{\text{н}}/G_{\text{к}} = 1-2$; $\beta = 0,8$; $t_{\text{кал. вых}} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Коэффициент преобразования энергетических потоков (рис. 1) существенно возрастает при увеличении соотношения циркулирующих расходов энергоносителей через испаритель и конденсатор $G_{\text{н}}/G_{\text{к}}$. Его значения превышают регламентированные расчетные и минимальные сезонные значения [19] для новых и реконструируемых гражданских зданий даже для расчетных условий холодного периода года ($t'_{\text{н}} = -18 \text{ }^{\circ}\text{C}$) с соотношением расходов $G_{\text{н}}/G_{\text{к}} > 1,7$.

Существенное возрастание энергетической эффективности системы отмечается при повышении температуры наружного воздуха с приближением

к началу либо окончанию отопительного периода ($t'_n = 0$), когда соотношение циркулирующих расходов через испаритель и конденсатор может быть снижено с соответствующим сокращением расходов до 1,5.

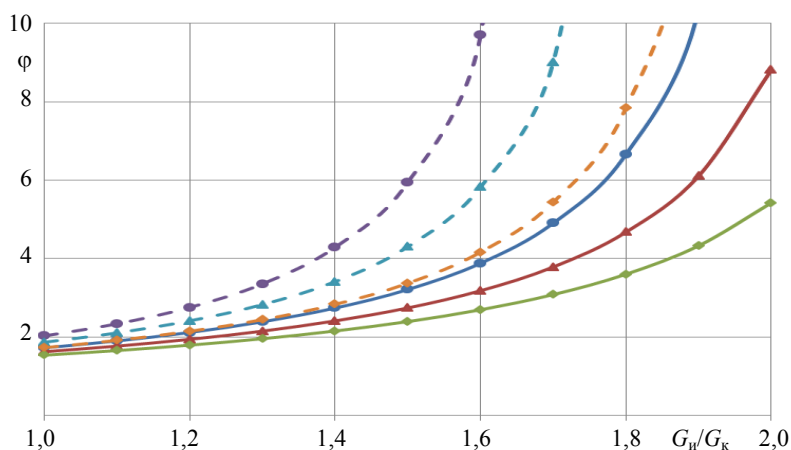


Рис. 1. Зависимость коэффициента преобразования от соотношения расходов циркулирующих энергоносителей через испаритель и конденсатор, учитывающая распределение энергоносителя между грунтовым и поверхностным теплообменниками:
 — — — — $t'_n = -18^\circ\text{C}$; - - - - $t'_n = 0$; ● — $\alpha = 0,3$; ▲ — $\alpha = 0,5$; ◆ — $\alpha = 0,7$

Fig. 1. The dependence of the conversion coefficient on the ratio of the flow rate of circulating energy carriers through the evaporator and condenser taking into account the distribution of the energy carrier between the ground and surface heat exchangers:
 — — — — $t'_n = -18^\circ\text{C}$; - - - - $t'_n = 0$; ● — $\alpha = 0,3$; ▲ — $\alpha = 0,5$; ◆ — $\alpha = 0,7$

Из анализируемых графических зависимостей следует, что увеличение расхода энергоносителя через грунтовый теплообменник за счет снижения его проходящей части через поверхностный существенно снижает энергетическую эффективность системы в диапазоне характерного изменения циркулирующих расходов через испаритель и конденсатор G_n/G_k на всем рассматриваемом диапазоне изменения температуры наружного воздуха (от 0 до -18°C). Это указывает на возможность значительного повышения энергетической эффективности за счет увеличения составляющей отбора теплоты из удаляемого воздуха в поверхностном теплообменнике вытяжной системы вентиляции.

На рис. 2 представлена аналогичная зависимость изменения энергетической эффективности, учитывающая соотношение тепловых потоков на отопительно-вентиляционные процессы β и горячее водоснабжение $(1 - \beta)$, характерное для гражданских зданий различного назначения, и соотношение при изменении температуры наружного воздуха t'_n в диапазоне от 0 до -18°C при $t_{\text{кал. вых}} = 10^\circ\text{C}$. Не менее значимое влияние оказывает качественное соотношение указанных тепловых потоков в рассматриваемом диапазоне расходов циркулирующих энергоносителей G_n/G_k через испаритель и конденсатор ТНУ.

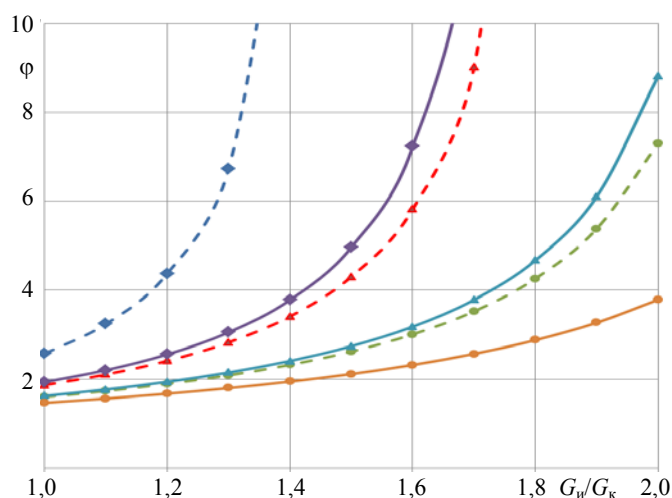


Рис. 2. Зависимость коэффициента преобразования от соотношения циркулирующих расходов через испаритель и конденсатор при характерных соотношениях тепловых потоков на отопительно-вентиляционные процессы и горячее водоснабжение:
 — — — — — $t'_n = -18^\circ\text{C}$; - - - - - $t'_n = 0$; ● — $\beta = 0,7$; ▲ — $\beta = 0,8$; ◆ — $\beta = 0,9$

Fig. 2. The dependence of the conversion coefficient on the ratio of circulating flow rates through the evaporator and condenser with characteristic ratios of heat flows to heating and ventilation processes and hot water supply:
 — — — — — $t'_n = -18^\circ\text{C}$; - - - - - $t'_n = 0$; ● — $\beta = 0.7$; ▲ — $\beta = 0.8$; ◆ — $\beta = 0.9$

Высокая энергетическая эффективность преобразования энергетических потоков может быть достигнута даже в расчетных условиях отопительного периода ($t'_n = -18^\circ\text{C}$) при соотношении циркулирующих расходов энергоносителей через испаритель и конденсатор $G_n/G_k > 1,8$ с преобладающим потреблением теплоты для отопительно-вентиляционных процессов ($\beta = 0,8-0,9$) в жилых и общественных зданиях. Очевидно, что эффективность существенно возрастает при повышении температуры наружного воздуха в условиях рационального снижения соотношения $G_n/G_k = 1,3-1,5$.

Изложенное отражает необходимость более детального анализа зависимости коэффициента преобразования от совместного влияния изменения температуры наружного воздуха и возможного перераспределения циркулирующих энергоносителей α в системе отбора теплоты между грунтовым и поверхностным теплообменниками.

На рис. 3, согласно установленной взаимосвязи (5), иллюстрируется зависимость коэффициента преобразования от изменения температуры наружного воздуха t'_n на протяжении отопительного периода и температуры нагрева циркулирующего энергоносителя после поверхностного теплообменника $t_{\text{кал. вых}}$ в процессе охлаждения удаляемого воздуха. При этом учитывается влияние отопительно-вентиляционной нагрузки β в общем потоке потребляемой теплоты абонентскими системами. Качественное

влияние повышения температуры наружного воздуха на возрастание эффективности преобразования энергетических потоков обусловлено, прежде всего, соответствующим снижением расходуемой энергии на отопительно-вентиляционные процессы при нагреве энергоносителя в поверхностном теплообменнике до $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ при $t_{\text{воз. вых}} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $G_{\text{и}}/G_{\text{к}} = 1,5$.

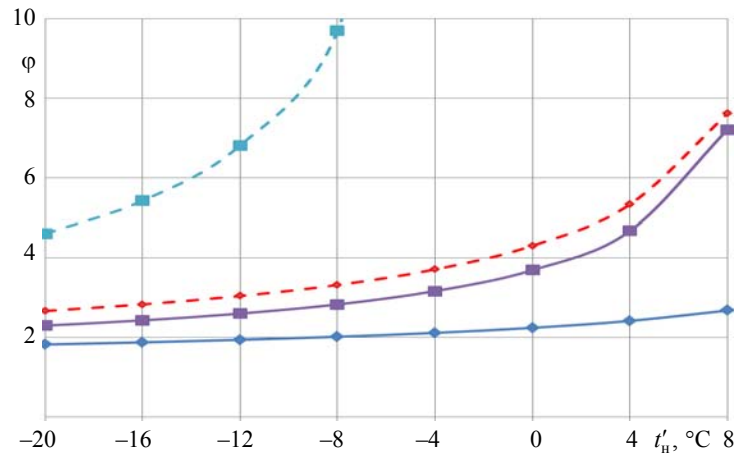


Рис. 3. Зависимость коэффициента преобразования от температуры наружного воздуха и энергоносителя после поверхностного теплообменника при различных значениях отопительно-вентиляционной нагрузки:

— $t_{\text{кал.вых}} = 6\text{ }^{\circ}\text{C}$; ---- $t'_{\text{кал.вых}} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$; ■ $\beta = 0,9$; ◆ $\beta = 0,8$

Fig. 3. The dependence of the conversion coefficient on the temperature of the outdoor air and the energy carrier after the surface heat exchanger at different values of the heating and ventilation load:

— $t_{\text{кал.вых}} = 6\text{ }^{\circ}\text{C}$; ---- $t'_{\text{кал.вых}} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$; ■ $\beta = 0,9$; ◆ $\beta = 0,8$

На рис. 4 представлена зависимость коэффициента преобразования от изменения температуры наружного воздуха на протяжении отопительного периода при характерном перераспределении энергоносителя между грунтовым и поверхностным теплообменниками при значениях отопительно-вентиляционной нагрузки $\beta = 0,8\text{--}0,9$ в общей структуре абонентского теплоснабжения. При снижении соотношения циркулирующих энергоносителей между теплообменниками существенно возрастает эффективность преобразования энергетических потоков на всем диапазоне изменения температуры наружного воздуха при $t_{\text{воз. вых}} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $G_{\text{и}}/G_{\text{к}} = 1,5$.

Приведенные графики позволяют сделать вывод о высокой эффективности преобразования энергии в системах теплоснабжения зданий, характеризующихся повышенными значениями отопительно-вентиляционных потоков в структуре общего теплоснабжения, косвенно отражая целесообразность максимального использования располагаемого энергетического потенциала охлаждаемого вентиляционного воздуха.

Таким образом, действительный коэффициент преобразования и рациональные условия моноэнергетического режима работы ТНСТ учитывают исходные региональные климатические параметры и санитарно-гигиенические условия зданий соответствующего назначения.

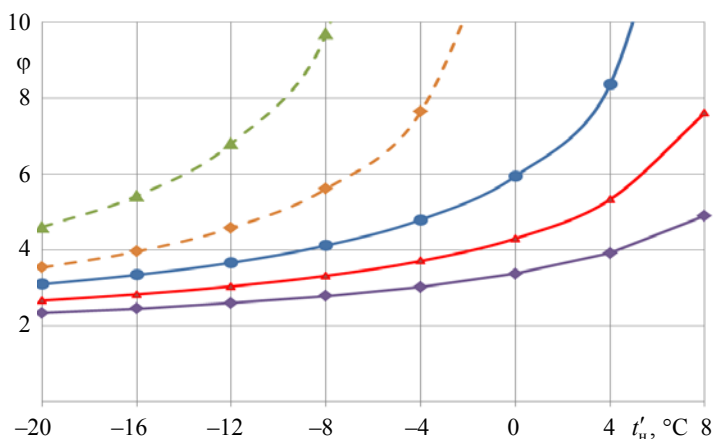


Рис. 4. Зависимость коэффициента преобразования от температуры наружного воздуха при различном соотношении расходов энергоносителей в грунтовом и поверхностном теплообменниках при характерной составляющей теплоты на отопительно-вентиляционные процессы:

— $\beta = 0,8$; --- $\beta_n = 0,9$; ● $\alpha = 0,3$; ▲ $\alpha = 0,5$; ◆ $\alpha = 0,7$

Fig. 4. The dependence of the conversion coefficient on the outdoor air temperature with a different ratio of energy flow rates in soil and surface heat exchangers with a characteristic component of heat to heating and ventilation processes:

— $\beta = 0,8$; --- $\beta_n = 0,9$; ● $\alpha = 0,3$; ▲ $\alpha = 0,5$; ◆ $\alpha = 0,7$

Таким образом, действительный коэффициент преобразования и рациональные условия моноэнергетического режима работы ТНСТ учитывают исходные региональные климатические параметры и санитарно-гигиенические условия зданий соответствующего назначения.

Анализ усовершенствованной ТНСТ с использованием интегрированной теплоты НТИ свидетельствует о повышенной эффективности преобразования энергетических потоков для теплохладоснабжения зданий, косвенно определяя целесообразность максимального аккумулирования избыточной теплоты воздушных потоков в массиве грунта, совмещаемого с охлаждением зданий в межотопительный период. Одновременно более эффективно используется располагаемый теплоэнергетический потенциал интегрированных НТИ в отопительный период при существенно возрастающей теплотребности гражданских зданий. Закономерно, что использование теплоты интегрированного НТИ позволяет не только реализовать совместный либо чередующийся процесс общего отбора энергии с рациональным согласованием его с режимом оптимального эксплуатационного регулирования систем потребления теплоты, но и обеспечить высокоэффективную аккумуляцию избыточной теплоты анализируемых НТИ в грунтовом массиве для последующего ее использования в отопительный период.

ВЫВОДЫ

1. В результате аналитического исследования системы предложенной структуры для организации теплохладоснабжения зданий установлена многофакторная зависимость действительного коэффициента преобразова-

ния для оценки эффективности трансформации отбираемой теплоты грунтового массива и вентиляционного воздуха. Она позволяет моделировать индивидуальное влияние исходных параметров и эксплуатационных режимов работы системы в поиске рациональных условий высокоэффективного использования энергии интегрированных потоков для теплохладоснабжения зданий в соответствующие периоды года.

2. На основе качественной оценки многофакторной взаимосвязи действительного коэффициента преобразования установлено, что высокая энергетическая эффективность работы анализируемой системы обеспечивается в расчетных условиях отопительного периода при соотношении циркулирующих расходов через испаритель и конденсатор теплового насоса выше 1,8 в зданиях с преобладающим потреблением теплоты на отопительно-вентиляционные процессы, прежде всего в спортивно-оздоровительных и торгово-развлекательных комплексах.

3. Результатами аналитического исследования с их графической интерпретацией установлено, что существенное возрастание энергетической эффективности системы теплохладоснабжения обеспечивается при повышении температуры наружного воздуха со снижением расходуемой теплоты на отопительно-вентиляционные процессы и соответствующей температуры теплоносителя в условиях рационального нагрева энергоносителя в теплообменнике охлаждения удаляемого воздуха до температуры 10 °С. Это подтверждает целесообразность максимального использования энергетического потенциала вентиляционного воздуха в течение года с соответствующей аккумуляцией избыточной теплоты в грунтовом массиве, что предопределяет уменьшение глубины дорогостоящих скважин либо количества зондовых теплообменников.

ЛИТЕРАТУРА

1. Østergaard, P. A. Economic Feasibility of Booster Heat Pumps in Heat Pump-Based Heating Systems / P. A. Østergaard, A. N. Andersen // *Energy*. 2018. Vol. 155. P. 921–929. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.05.076>.
2. Assessment of a Combination of Three Heat Sources for Heat Pumps to Supply District Heating / H. Pieper [et al.] // *Energy*. 2018. Vol. 176. P. 156–170. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.03.165>.
3. Мартыновский, В. С. (1977) Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов / В. С. Мартыновский. М.: Энергия, 1977. 280 с.
4. Analysis of Ground Temperature Variations on the Basis of Years-Long Measurements. / G. P. Vasilyev [et. al] // *Инженерно-строительный журнал*. 2017. № 4. С. 62–72. <https://doi.org/10.18720/MSE.72.8>.
5. Васильев, Г. П. Исследование оценки эффективности комбинированного использования тепла грунта и атмосферного воздуха в теплонасосных системах теплохладоснабжения / Г. П. Васильев, В. Ф. Горнов, М. В. Колесова // *Энергобезопасность и энергосбережение*. 2014. № 1. С. 20–24.
6. Васильев, Г. П. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной тепловой энергии поверхностных слоев Земли / Г. П. Васильев. М.: Граница, 2006. 173 с.
7. Безродний, М. К. Теплові насоси та їх використання / М. К. Безродний, І. І. Пуховий, Д. С. Кутра. Київ: НТУУ «КПІ». 2013. 311 с.

8. Безродний, М. К. Термодинамічна ефективність теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти ґрунту і стічних вод / М. К. Безродний, Н. О. Припула, С. О. Ословський // Наукові вісті НТУУ КПІ. 2018. № 1. С. 7–14. <https://doi.org/10.20535/1810-0546.2018.1.111175>.
9. Справочник по проектированию и монтажу тепловых насосов. Buderus [Электронный ресурс]. 2005. Режим доступа: https://eco-profi.info/download_dBA/nasos/11_buderus.pdf.
10. Viessmann. Основы проектирования тепловых насосов [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://viessmann.academy/disk/docs/equipment/Vitocal/5829_519_05_2017_PA_Vitocal_basic.pdf. Дата доступа: 13.09.2020.
11. Оцінка енергетичного потенціалу систем теплопостачання на основі теплових насосів, що використовують низькопотенційну енергію ґрунту, повітря та підземних вод приповерхневих водоносних горизонтів / Г. М. Забарний [и др.] // Відновлювана енергетика. 2012. № 4. С. 70–79.
12. Гершкович, В. Ф. Опыт применения в Киеве теплового насоса воздух – вода для отопления офисного здания / В. Ф. Гершкович // Новости теплоснабжения. 2001. № 11. С. 38–41.
13. Использование энергии грунта в теплонасосных геосистемах энергоснабжения / А. Е. Денисова [и др.] // Экотехнологии и ресурсосбережение. 2000. № 1. С. 27–31.
14. Петраш, В. Д. Экономия топлива в паркомпрессионной системе теплохладоснабжения зданий на основе энергии холодной воды и вентиляционного воздуха / В. Д. Петраш, М. В. Высоцкая // Вісник ОДАБА. 2016. № 65. С. 160–164.
15. Петраш, В. Д. Эффективность паркомпрессионной трансформации энергетических потоков для теплоснабжения на основе морской воды / В. Д. Петраш, В. О. Макаров, А. А. Хоменко // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2021. Т. 64, № 6. С. 538–553. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-6-538-553>.
16. Концепция устройства и энергетический потенциал паркомпрессионного теплохладоснабжения на основе бинарного низкотемпературного источника / В. Д. Петраш [и др.] // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2022. Т. 65, № 5. С. 436–450. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-5-436-450>.
17. Петраш, В. Д. Теплонасосные системы теплоснабжения / В. Д. Петраш. Одесса: ВМВ, 2014. 556 с.
18. Горшков, В. Г. Тепловые насосы. Аналитический обзор / В. Г. Горшков // Справочник промышленного оборудования. 2004. № 2. С. 47–80.
19. ДСТУ Б В.2.5-44:2010 Інженерне обладнання будинків і споруд. Проектування систем опалення будівель з тепловими насосами. Чинний від 2010-09-01. Київ: Мінрегіонбуд України, 2010. IV, 51 с.

Поступила 30.06.2021 Подписана в печать 16.12.2021 Опубликовано онлайн 31.05.2023

REFERENCES

1. Østergaard P. A., Andersen A. N. (2018) Economic Feasibility of Booster Heat Pumps in Heat Pump-Based Heating Systems. *Energy*, 155, 921–929. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.05.076>.
2. Pieper H., Ommen T., Emegaard B., Markussen W. B. (2018) Assessment of a Combination of Three Heat Sources for Heat Pumps to Supply District Heating. *Energy*, 176, 156–170. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.03.165>.
3. Martynovskii V. S. (1977) *Cycles, Circuits and Characteristics of Thermal Transformers*. Moscow, Energiya Publ. 280 (in Russian).
4. Vasilyev G. P., Gornov V. F., Konstantinov P. I., Kolesova M. V., Korneva I. A. (2017) Analysis of Ground Temperature Variations on the Basis of Years-Long Measurements. *Inzhenerno-Stroitel'nyi Zhurnal = Magazine of Civil Engineering*, (4), 62–72. <https://doi.org/10.18720/MCE.72.8>
5. Vasiliev G. P., Gornov V. F., Kolesova M. V. (2014) Theoretical Study and Experiments to Assess the Effectiveness of Combined Using of Low-Grade Soil and Air Heat in Heat Pump Systems. *Energobezopasnost' i Energoberezhenie = Energy Security and Energy Saving*, (1), 20–24 (in Russian).

6. Vasiliev G. P. (2006) *Heat and Cold Supply of Buildings and Structures Using Low-Potential Thermal Energy of the Surface Layers of the Earth*. Moscow, Granitsa Publ. 173 (in Russian).
7. Bezrodnyi M. K., Pukhovyi I. I., Kutra D. S. (2013) *Heat Pumps and their Use*. Kyiv, NTUU “KPI” Publ. 311 (in Ukrainian).
8. Bezrodnyi M. K., Prytula N. O., Oslovskiy S. O. (2018) Thermodynamic Efficiency of Heat Pump Heating Scheme Using Ground and Sewage Heat. *Naukovi Visti NTUU KPI = Research Bulletin of the National Technical University of Ukraine “Kyiv Polytechnic Institute”*, (1), 7–14 (in Ukrainian).
9. Handbook on the Design and Mounting of Heat Pumps. Buderus [Electronic resource]. 2005. Available at: https://eco-profi.info/download_dBA/nasos/11_buderus.pdf (in Russian).
10. Viessmann. Basics of Designing Heat Pumps. Design Instruction. 2017. Available at: https://viessmann.academy/disk/docs/equipment/Vitocal/5829_519_05_2017_PA_Vitocal_basic.pdf. (accessed 13 September 2020) (in Russian).
11. Zabarny G. M., Maslyukova Z. V., Didkivska G. G., Primak A. I. (2012) Estimation of Energy Potential of Heat Supply Systems on the Basis of Heat Pumps Using Low-Potential Energy of Soil, Air and Groundwater of Near-Surface Horizons. *Vidnovlyvana Energetika* [Renewable Energy], (4), 70–79 (in Ukrainian).
12. Gershkovich V. F. (2001) Experience of Using an Air-Water Heat Pump for Heating an Office Building in Kiev. *Novosti Teplosnabzheniya* [News of Heat Supply], (11), 38–41 (in Russian).
13. Denisova A. E., Mazurenko A. S., Todortsev Yu. K., Dubkovsky V. A. (2000) The Use of Soil Energy in Heat Pump Solar Energy Supply Systems. *Ekotekhnologii i Resursosberezhenie* [Ecotechnology and Resource Saving], (1), 27–31 (in Russian).
14. Petrash V. D., Vysotskaya M. V. (2016) Saving Fuel in the Steam-Compression System of Heat and Cold Supply of Buildings Based on the Energy of Cold Water and Ventilation Air. *Vestnik Odesskoi Gosudarstvennoi Akademii Stroitel'stva i Arkhitektury = Bulletin of Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture*, (65), 160–164 (in Russian).
15. Petrash V. D., Makarov V. O., Khomenko A. A. (2021) The Efficiency of Vapor Compression Transformation of Energy Flows for Heat Supply Based on the Sea Water. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 64 (6), 538–553. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-6-538-553> (in Russian).
16. Petrash V. D., Khomenko O. I., Basist D. V., Ujma A. (2022) The Arrangement Concept and the Energy Potential of the Vapor Compression Heat and Cooling Supply Based on a Binary Low-Temperature Source. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 65 (5), 436–450. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-5-436-450> (in Russian).
17. Petrash V. D. (2014) *Heat Pump Heat Supply Systems*. Odessa, VMV Publ. 556 (in Russian).
18. Gorshkov V. G. (2004) Heat Pumps. Analytical Review. *Spravochnik Promyshlennogo Oborudovaniya* [Directory of Industrial Equipment], (2), 47–80 (in Russian).
19. DSTU B V.2.5-44:2010 *Engineering and Equipment. Design of Heating Systems with Heat Pumps*. Kyiv, Ministry of Regional Development of Ukraine, 2010. IV, 51 (in Ukrainian).