

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-5-436-450>

УДК 697:662.99

Концепция устройства и энергетический потенциал парокомпрессионного теплохладоснабжения на основе бинарного низкотемпературного источника

В. Д. Петраш¹⁾, О. И. Хоменко¹⁾, Д. В. Басист¹⁾, А. Уйма²⁾

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

²⁾Ченстоховский политехнический университет (Ченстохова, Республика Польша)

© Белорусский национальный технический университет, 2022
Belarusian National Technical University, 2022

Реферат. Совместное использование низкопотенциальной теплоты грунта и воздушных потоков в теплонасосных системах теплоснабжения позволяет осуществлять ее регулируемое перераспределение в процессах абонентского потребления. При этом снижается интенсивность отбора энергии грунтовым теплообменником, избыточная теплота аккумулируется с уменьшением глубины скважин, а также сокращаются затраты на устройство и эксплуатацию зондовых теплообменников. Разработан усовершенствованный вариант концептуального устройства парокомпрессионной системы теплохладоснабжения зданий на основе интегрированной теплоты грунта и вентиляционного воздуха, отличающийся возможностью автоматического перераспределения генерируемых тепловых потоков в подсистемах абонентского теплопотребления и аккумулирования избыточной части в грунтовой массе. При работе системы в теплый период года с отбором теплоты только на горячее водоснабжение происходит более интенсивное аккумулирование избыточной теплоты вентиляционного воздуха в грунтовой массе, который восстанавливает свою температуру в режиме аккумулирования для дальнейшего использования с наступлением отопительного периода. Установлены многофакторные аналитические зависимости тепловых потоков основного оборудования, учитывающие исходные параметры и режимные условия работы структурных подсистем отбора, трансформации и потребления теплоты, которые являются основой для определения энергетического потенциала парокомпрессионного теплохладоснабжения с использованием бинарного низкотемпературного источника.

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

Для цитирования: Концепция устройства и энергетический потенциал парокомпрессионного 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>

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

The Arrangement Concept and the Energy Potential of the Vapor Compression Heat and Cooling Supply Based on a Binary Low-Temperature Source

V. D. Petrash¹⁾, O. I. Khomenko¹⁾, D. V. Basist¹⁾, A. Ujma²⁾

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

²⁾Częstochowa University of Technology (Częstochowa, Republic of Poland)

Abstract. The combined use of low-potential soil heat and air flows in heat pump heat supply systems allows for its regulated redistribution in the processes of customers' consumption. Here-with, the intensity of energy extraction by the soil heat exchanger decreases, excess heat is accumulated with a decrease in the depth of wells, and the costs of installing and operating probe heat exchangers are also reduced. An improved version of the conceptual arrangement of a vapor compression system for heat and cool supply of buildings based on the integrated heat of soil and ventilation air has been developed. Its distinguished features are the possibility of automatic redistribution of generated heat flows in the subsystems of customers' heat consumption and accumulation of excess part in the soil mass. When the system is operating in the warm season with the extraction of heat only for hot water supply, there is a more intensive accumulation of excess heat of the ventilation air in the soil mass, which restores its temperature in the accumulation mode for further use with the coming of the heating period. Multifactor analytical dependences of the heat flows of the main equipment have been established, taking into account the initial parameters and operating conditions of the structural subsystems for the extraction, transformation and consumption of heat, which are the basis for determining the energy potential of vapor compression heat and cold supply using a binary low-temperature source.

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

For citation: 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. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 65 (5), 436–450. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-5-436-450> (in Russian)

Введение

Универсальные теплонасосные технологии на основе энергетического потенциала различных видов низкотемпературных источников (НТИ) все шире используются для теплохладоснабжения зданий [1–3]. В развитых странах Западной Европы (Германии, Австрии, Швейцарии, Швеции, Финляндии) теплонасосные установки (ТНУ) компенсируют до 50 % необходимой на эти цели теплоты, что обеспечивает не только существенную экономию традиционно сжигаемого органического топлива, но и улучшение экологических показателей. В [4, 5] проанализированы современные европейские разработки теплонасосных систем теплоснабжения (ТНСТ) с отражением возможных вариантов их развития.

Известно, что вентиляционные выбросы составляют значительную часть общих потерь теплоты гражданских зданий, определяемых кратностью воздухообмена [6]. Требования по энергосбережению регламентируют необходимость утилизации теплоты из удаляемого воздуха с рекуперацией энергетического потенциала [7]. Теплонасосные системы отбора теплоты из удаляемого вентиляционного воздуха отличаются незначитель-

ными капитальными и эксплуатационными затратами, в связи с чем их применение перспективно при располагаемой температуре и достаточности расхода. Воздух вентиляционных выбросов легкодоступен, имеет высокий теплоэнергетический потенциал для качественного и надежного парокомпрессионного теплоснабжения с круглогодичной выработкой горячей воды для систем горячего водоснабжения (СГВ), а с наступлением отопительного периода – и для отопительно-вентиляционных процессов, в том числе при совместном использовании с другими НТИ.

Удаляемый из вентилируемых помещений воздух отличается относительным постоянством температуры в течение года (15–25 °С), в связи с чем его применение в качестве НТИ позволяет снизить мощность либо вообще исключить необходимость устройства дополнительного источника энергии (ДИЭ) в ТНСТ. При сравнительно высоких температурах вентиляционные выбросы перед их поступлением в испаритель ТНУ целесообразно охлаждать с помощью систем утилизации теплоты. Основным недостатком систем традиционной рекуперативной утилизации, работающих только в холодный период года, заключается в ограниченном перепаде температур теплообменных сред и количестве отбираемой теплоты. При повышении температуры наружного воздуха снижается их общая и энергетическая эффективность, сокращается период полезной работы. В отличие от традиционных систем рекуперации, в том числе с промежуточным теплоносителем и вращающимися регенеративными теплообменниками, теплонасосные системы позволяют утилизировать теплоту вентиляционных выбросов в течение года с необходимой глубиной их охлаждения.

В [8] изложены результаты обширных исследований по теоретическим и прикладным аспектам грунтового аккумулирования и извлечения теплоты. Грунт – один из универсальных теплоэнергетических НТИ для ТНСТ с температурой 8–12 °С по его глубине до 150 м от земной поверхности, за исключением верхнего слоя толщиной до 15 м, который подвергается периодическим температурным воздействиям и солнечному излучению с различной интенсивностью. Кроме того, грунт аккумулирует располагаемую теплоту удаляемых вентиляционных выбросов, наружного воздуха, энергии солнечного излучения и других НТИ. Энерготехнологический ресурс располагаемой теплоты поверхностного слоя определяется избыточным теплосодержанием объема грунта, ограничивается целесообразной глубиной, а также стоимостью вертикальных скважин и теплообменников. Его использование в Украине для ТНСТ зданий весьма перспективно с позиции стабильности располагаемого температурного уровня, энергетический потенциал которого оценивается в 385 млн Гкал/год. [9]. При существенных капитальных затратах на устройство соответствующие системы отбора теплоты отличаются сравнительно постоянной температурой по вертикали скважин в течение года и относительно небольшими эксплуатационными затратами.

В настоящее время наиболее обоснованный способ отбора теплоты из массива грунта – бурение скважин с устройством в них трубчатых U-об-

разных петлевых теплообменников, преимущественно из пластиковых труб [10, 11]. При размещении горизонтальных теплообменников в верхнем слое грунта на глубине 0,8–2,0 м с различными схемами параллельной прокладки трубопроводов требуется 25–50 м² земной поверхности для отбора теплового потока мощностью 1 кВт. Теплота грунта воспринимается более холодной циркулирующей незамерзающей и экологически безвредной жидкостью, которая в дальнейшем охлаждается в испарителе ТНУ. Интенсивность теплообменных процессов циркулирующего теплоносителя в горизонтальных трубопроводах составляет 5–25 Вт/(м²·К) в зависимости от содержания и влажности грунта. Зондовые теплообменники с U-образной конфигурацией трубопроводов позволяют осуществлять отбор теплоты по глубине грунта в пределах 30–100 Вт на один метр длины. Вместе с тем непрерывный процесс отбора теплоты грунта обуславливает снижение температуры и энергетического потенциала его массива, что в последующем отрицательно отражается на работе грунтовых теплообменников и общей эффективности теплонасосной системы. Один из путей восстановления температуры грунта в теплый период года предусматривает пассивное охлаждение теплого воздуха в его массиве, что обеспечивает существенное снижение расходуемой энергии для систем кондиционирования воздуха [12, 13].

Период регенерации теплового ресурса грунтового массива после отбора его ТНУ примерно равен времени извлечения [14]. Поэтому закономерно, что длительное многолетнее использование энергетического потенциала грунта предопределяет соответствующий период его регенерации [12, 15]. В системах отбора теплоты грунта горизонтальными теплообменниками такой процесс происходит в основном за счет естественных теплопоступлений от наружного воздуха, солнечного излучения и конвективных дождевых потоков. В более рациональных системах с вертикальными зондовыми теплообменниками процесс регенерации целесообразно обеспечивать искусственным путем в режиме грунтового аккумуляирования избыточной теплоты воздушных потоков, солнечного излучения и энергии других НТИ.

В [16] проанализирована теплотехнологическая взаимосвязь возможных схемных решений и структурных элементов ТНУ для повышения эффективности использования энергетического потенциала наиболее характерных НТИ. При интегрированном использовании нескольких НТИ в системах теплоснабжения зданий расширяются возможности отбора и потребления теплоты. Это предопределяет целесообразность совершенствования систем утилизации теплоты из удаляемого, а также приточного воздуха (при охлаждении его в теплый период года) с обоснованием чередующихся режимов отбора и аккумуляции теплоты в грунтовом массиве.

В [17] приведены варианты обобщенной энерготехнологической взаимосвязи структурных подсистем, на основе которой разработана новая система ТНСТ [18] с использованием гелиогрунтовой энергии и утилизируе-

мой теплоты вентиляционного воздуха и сточных вод. Так, в холодное время года целесообразна работа ТНУ в режимах отопительно-вентиляционного и горячего водоснабжения, а в летнее – малозатратного охлаждения зданий с аккумуляцией избыточной теплоты удаляемого вентиляционного воздуха в грунтовом массиве. При этом в теплый период в грунтовом массиве достигается двойной положительный эффект: охлаждение помещений обеспечивается с одновременным аккумулярованием теплоты в массиве грунта с возможностью повышения его теплоэнергетического потенциала относительно естественного теплового режима к началу следующего отопительного сезона.

Таким образом, необходимы дальнейшее развитие концептуального подхода к устройству ТНТС, разработка новых технических решений по улучшению совместного использования бинарных НТИ, а также определение энергетического потенциала систем на основе теплоты грунта и вентиляционного воздуха для высокоэффективного теплохладоснабжения зданий.

Цель исследования – разработать концептуальное устройство с теоретическим обоснованием оценки энергетического потенциала парокомпрессионного теплохладоснабжения на основе бинарного НТИ в виде утилизируемой теплоты грунта и воздушных потоков.

Основная часть

Принципиальная схема теплонасосной системы теплоснабжения на основе интегрированной энергии грунта и вентиляционного воздуха представлена на рис. 1, на котором даны следующие обозначения: 1 – трубопровод теплонасосного контура; 2, 3 – распределительная и сборная магистрали; 4, 5 – ответвление трубопровода; 6, 7 – соответственно подающий и обратный трубопроводы грунтового теплообменника; 8 – калорифер; 9 – поверхностный теплообменник охлаждения удаляемого воздуха; 10 – датчик влажности воздуха; 11, 12 – канал рециркуляции вентиляционного воздуха соответственно в холодный и теплый периоды года; 13, 14 – канал соответственно удаления отработанного и забора приточного воздуха; 15 – грунтовый теплообменник; 16 – общий трубопровод подсистемы отбора теплоты из низкотемпературного источника; 17 – обводной трубопроводный участок; 18 – байпасный трубопровод с обратным клапаном; И – испаритель; K_m – компрессор; K_d – конденсатор; ДВ – дроссельный вентиль; РТ1–РТ6 – температурный регулятор расхода в системе теплоснабжения; РТ7–РТ11 – то же в подсистеме отбора теплоты из низкотемпературного источника; ЦН1, ЦН2 – циркуляционный насос; БА – бак-аккумулятор; СПЛО – система панельно-лучистого отопления; ХПВ – хозяйственно-питьевой водопровод; Т1, Т2 – теплообменник; В, П – соответственно вытяжная и приточная вентиляционные установки. Система состоит из соответствующих подсистем контура теплонасосной трансформации энергетических потоков, абонентского теплопотребления и отбора теплоты из НТИ.

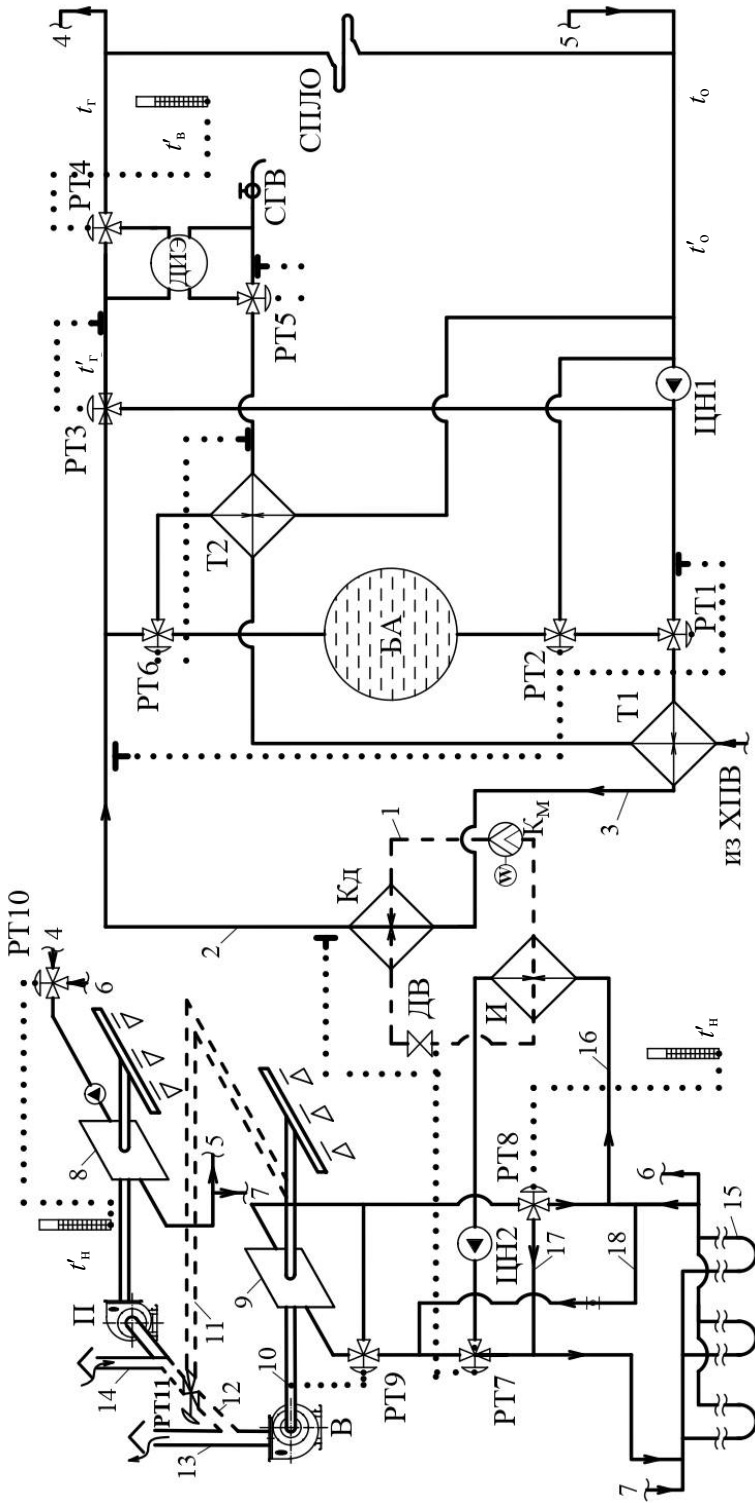


Рис. 1. Принципиальная схема теплоснабжения на основе интегрированной энергии грунта и вентиляционного воздуха
 Fig. 1. Schematic diagram of a heat pump system based on integrated soil and ventilation air energy

Теплонасосный контур содержит последовательно соединенные трубопроводом испаритель, компрессор с внешним приводом, конденсатор и дроссель-ventиль, в котором циркулирует рабочее тело, например фреон. В испарителе рабочее тело кипит при более низкой температуре относительно исходной температуры циркулирующего энергоносителя в подсистеме отбора теплоты из НТИ. Сжатые в компрессоре пары поступают в конденсатор с передачей воспринятой теплоты в поверхностном теплообменнике энергоносителю подсистемы абонентского теплоснабжения.

Подсистема местного теплоснабжения содержит замкнутый трубопроводный контур циркуляции энергоносителя с общими распределительными и сборными магистралями с баком-аккумулятором для низкотемпературной системы панельно-лучистого отопления (СПЛО) и горячего водоснабжения (СГВ), а также ответвления трубопроводов для нагрева воздуха в калорифере приточной системы вентиляции. Охлаждение удаляемого вентиляционного воздуха в вытяжной системе происходит в поверхностном теплообменнике, после которого установлен датчик для определения относительной влажности. С целью расширения возможностей утилизации теплоты предусмотрены также каналы для частичной рециркуляции удаляемого и приточного воздуха соответственно вытяжной и приточной вентиляции. Удаление отработанного и поступление наружного вентиляционного воздуха происходит по соответствующим каналам. Регулирование рециркуляционных расходов воздуха осуществляется трехходовым регулятором РТ11 в нормируемых пределах для определенного периода года в работе отопительно-вентиляционных систем с поддержанием оптимальных микроклиматических условий в помещениях гражданских зданий.

Система горячего водоснабжения предусматривает устройство поверхностных теплообменников для последовательного нагрева исходной холодной воды. Поскольку для абонентских систем нагрев энергоносителя до расчетных значений нерационален из-за дороговизны теплонасосных агрегатов, в схеме предусмотрен дополнительный нагрев в ДИЭ до требуемых температур согласно графику эксплуатационного регулирования.

Подсистема отбора теплоты из грунта и удаляемого вентиляционного воздуха содержит два параллельно соединенных контура с грунтовым и поверхностным теплообменниками для охлаждения вентиляционных выбросов. В качестве энергоносителя используется водный раствор этиленгликоля, который предварительно охлаждается в испарителе теплового насоса до более низкой температуры относительно нетронутого массива грунта. Затем энергоноситель перемещается под действием циркуляционного насоса ЦН2, а трехходовый температурный регулятор расхода РТ7 делит его на два параллельных потока, которые поступают в грунтовой и поверхностный теплообменники. После отбора теплоты в каждом из них отепленная смесь энергоносителей с разной температурой по общему трубопроводу поступает на исходный цикл для охлаждения в испарителе теплового насоса. Температурный регулятор расхода РТ8 с примыкающим обводным трубопроводным участком и байпасный трубопровод с обрат-

ным клапаном преобразуют схему к варианту последовательного движения энергоносителя через поверхностный и грунтовый теплообменники с последующим поступлением в испаритель и байпасный трубопровод. Следовательно, устройство двух трехходовых температурных регуляторов РТ7 и РТ8 с соответствующим переключением циркулирующего энергоносителя обеспечивает как параллельный, так и последовательный либо комбинированный режимы работы грунтового и поверхностного теплообменников.

В расчетном режиме холодного периода года отепленная смесь с общим расходом энергоносителя после грунтового и поверхностного теплообменников поступает в испаритель для охлаждения. В поверхностном теплообменнике реализуется процесс обоснованной глубины охлаждения удаляемого вентиляционного воздуха при регулируемой интенсивности циркуляции энергоносителя температурным регулятором РТ9 по воздействию импульсного сигнала датчика относительной влажности воздуха, установленного в воздуховоде после теплообменника. Характерно, что в конденсационном режиме охлаждения воздуха повышается эффективность утилизации теплоты до 10 %. В результате обеспечивается не только энергоэкономичная работа отопительно-вентиляционных систем и горячего водоснабжения, но и аккумуляция избыточной теплоты в грунтовом массиве в процессе регулируемой глубины охлаждения удаляемого вентиляционного воздуха.

При работе системы в холодный период года в режиме, отличающемся от расчетного (температура наружного воздуха меньше ее расчетного значения за отопительный период), положение трехходового температурного регулятора РТ8 с обводным трубопроводным участком обеспечивает циркуляцию дополнительной части энергоносителя по трубопроводу в грунтовый теплообменник с последующим поступлением в испаритель и байпасный трубопровод для догрева жидкости в поверхностном теплообменнике при охлаждении удаляемого воздуха. Такой комбинированный режим работы подсистемы целесообразен для начального процесса пониженного отбора и аккумуляции теплоты в массиве грунта с изначально низкой температурой. При повышении температуры наружного воздуха на протяжении отопительного периода с помощью температурного регулятора РТ8 увеличивается рециркуляционная часть проходящей жидкости, которая поступает в грунтовый теплообменник для аккумуляции избыточной теплоты в массиве грунта.

Очевидно, что температура смешиваемых потоков энергоносителя на входе в грунтовый теплообменник после испарителя и его отепленной части после поверхностного теплообменника в комбинированном режиме всегда выше, чем при параллельной работе указанных теплообменников в анализируемой подсистеме отбора теплоты. Закономерно, что в расчетных и переходных условиях отбор и восприятие теплоты в массиве грунта происходят с различной интенсивностью. Из этого следует, что при комбинированном режиме работы подсистемы с приближением к последователь-

ному режиму снижается интенсивность отбора теплоты грунта. При этом температура энергоносителя на выходе из грунтового теплообменника может превышать температуру грунта, что предопределяет начальное условие аккумуляции теплоты в нерасчетных условиях отопительного периода. В результате в поверхностный теплообменник поступает энергоноситель с повышенной температурой. При возрастании циркулирующего расхода через указанный теплообменник температурным регулятором РТ9 также создается возможность для выпадения конденсата из удаляемого вентиляционного воздуха.

При работе системы в теплый период года с отбором теплоты только на горячее водоснабжение происходит более интенсивное аккумуляирование избыточной теплоты вентиляционного воздуха в грунтовом массиве, который восстанавливает свою температуру в режиме аккумуляирования для дальнейшего использования с наступлением отопительного периода. В образовавшемся контуре подсистемы с циркуляцией энергоносителя при комбинированном режиме происходит отбор теплоты из удаляемого вентиляционного воздуха в более интенсивном процессе аккумуляирования ее избыточной части в массиве грунта. В результате увеличения расхода циркулирующего энергоносителя через грунтовый теплообменник возрастают интенсивность и эффективность аккумуляирования теплоты в работе системы. Для регулирования интенсивности и глубины охлаждения удаляемого воздуха с целью утилизации теплоты конденсации водяных паров в подсистеме отбора теплоты предусмотрен температурный регулятор РТ9.

Особенности работы предложенной системы заключается в следующем. Нагрев приточного воздуха в холодный период года происходит за счет воспринятой теплоты циркулирующим энергоносителем в калорифере, который соединен ответвлениями трубопроводов с системой абонентского теплопотребления посредством температурного регулятора расхода РТ10. Охлаждение приточного воздуха в теплый период года происходит в том же калорифере и трубопроводном контуре при его автоматическом подключении трубопроводами к грунтовому теплообменнику посредством температурного регулятора расхода РТ10 при достижении температуры наружного воздуха, характерной для начала межотопительного периода. В образующемся трубопроводном контуре с калорифером, выполняющим функции охладителя приточного воздуха, в дальнейшем происходит охлаждение циркулирующего энергоносителя в массиве грунта с соответствующим аккумуляированием избыточной теплоты без энергозатрат в ТНУ.

Таким образом, в анализируемой системе реализуется круглогодичный процесс отбора теплоты из удаляемого вентиляционного воздуха в поверхностном теплообменнике с последующей парокомпрессионной трансформацией ее для подсистем абонентского теплопотребления. Кроме того, дополнительно утилизируется теплота охлаждения приточного воздуха в калорифере в теплый период года циркулирующим энергоносителем через грунтовый теплообменник без энергозатрат в ТНУ с соответствующей

аккумуляцией избыточной теплоты в массиве грунта в автоматическом процессе эксплуатационного регулирования усовершенствованной ТНСТ.

Методы и алгоритм решения задачи, анализ результатов

Из анализа работы системы (рис. 1) следует, что для условно идеальной теплоизоляции трубопроводов температура энергоносителя на входе в поверхностный теплообменник охлаждения удаляемого воздуха $t_{\text{кал.вх}}$ и грунтовый теплообменник $t_{\text{гр.вх}}$ может быть принята равной его исходной температуре на выходе из испарителя ТНУ $t_{\text{см.вых}}$, т. е. $t_{\text{см.вых}} = t_{\text{кал.вх}} = t_{\text{гр.вх}}$. Рекомендуемые ее значения находятся в пределах от -5 до $+5$ °С. При параллельной работе коллекторного (зондового) грунтового теплообменника (отбор теплоты грунта) с расходом $G_{\text{гр}}$ и поверхностного теплообменника (отбор теплоты удаляемого вентиляционного воздуха) с расходом $G_{\text{кал}}$ общий расход циркулирующего энергоносителя через испаритель $G_{\text{и}}$, кг/с, определяется как

$$G_{\text{и}} = G_{\text{гр}} + G_{\text{кал}}. \quad (1)$$

Обозначим α – часть циркулирующего расхода энергоносителя $G_{\text{гр}}$ через грунтовый теплообменник относительно общего расхода через испаритель $G_{\text{и}}$, т. е. $G_{\text{гр}} = \alpha G_{\text{и}}$, тогда оставшая часть, проходящая через поверхностный теплообменник, представляется в виде

$$G_{\text{кал}} = (1 - \alpha) G_{\text{и}}. \quad (2)$$

Средневзвешенная температура смеси отепленного энергоносителя после грунтового и поверхностного теплообменников на входе в испаритель ТНУ определяется соотношением их расходов и температур. При этом теплота энергоносителя в трубопроводе после грунтового теплообменника $Q_{\text{гр}}$, Дж, на входе в испаритель ТНУ определяется согласно зависимости

$$Q_{\text{гр}} = \alpha G_{\text{и}} c_{p \text{ гр}} t_{\text{гр.вых}}, \quad (3)$$

где $c_{p \text{ гр}}$ – удельная теплоемкость циркулирующей жидкости в трубопроводе на выходе из массива грунта, Дж/(кг·°С); $t_{\text{гр.вых}}$ – температура энергоносителя на выходе из грунтового теплообменника, °С.

Температура энергоносителя после поверхностного теплообменника с расходом $G_{\text{кал}}$, в котором воспринимается теплота удаляемого вентиляционного воздуха с расходом $G_{\text{воз}}$, определяется на основе теплового баланса по исходной температуре жидкости на входе $t_{\text{кал.вх}}$ с последующим догревом ее в этом теплообменнике, следовательно

$$t_{\text{кал.вых}} = t_{\text{кал.вх}} + \frac{G_{\text{воз}} c_{p \text{ воз}} (t_{\text{воз.вх}} - t_{\text{воз.вых}})}{G_{\text{кал}} c_{p \text{ вод}}}, \quad (4)$$

где $c_{p \text{ воз}}, c_{p \text{ вод}}$ – удельная теплоемкость соответственно воздуха и циркулирующей жидкости, Дж/(кг·°C); $t_{\text{воз.вх}}, t_{\text{воз.вых}}$ – температура удаляемого воздуха соответственно на входе и выходе из калорифера, °C.

Очевидно, что второе слагаемое правой части (4) отражает последующий догрев энергоносителя в поверхностном теплообменнике, определяемый на основе теплового баланса отношением теплоты охлаждения удаляемого вентиляционного воздуха к расходу с учетом теплоемкости циркулирующей через него жидкости.

Для установленных исходных параметров и зависимостей (1)–(4) тепловой поток энергоносителя $Q_{\text{кал}}$ после теплообменника, воспринимающего теплоту удаляемого воздуха, представляется в виде

$$Q_{\text{кал}} = (1 - \alpha) G_{\text{и}} c_{p \text{ кал}} \left\{ \left[t_{\text{кал.вх}} + \frac{G_{\text{воз}} c_{p \text{ воз}} (t_{\text{воз.вх}} - t_{\text{воз.вых}})}{G_{\text{кал}} c_{p \text{ вод}}} \right] - t_{\text{см.вых}} \right\}. \quad (5)$$

Таким образом, интегрированный тепловой поток, отбираемый грунтовым и поверхностным теплообменниками, воспринимаемый циркулирующим энергоносителем в испарителе, после соответствующих преобразований приобретает вид

$$Q_{\text{и}} = G_{\text{и}} c_{p \text{ см}} \times \left\{ \alpha c_{p \text{ гр}} t_{\text{гр.вых}} + (1 - \alpha) \left[t_{\text{кал.вх}} + \frac{G_{\text{воз}} c_{p \text{ воз}} (t_{\text{воз.вх}} - t_{\text{воз.вых}})}{G_{\text{кал}} c_{p \text{ вод}}} \right] - t_{\text{см.вых}} \right\}, \quad (6)$$

где $c_{p \text{ см}}$ – удельная теплоемкость циркулирующей жидкости после испарителя, Дж/(кг·°C).

Из анализируемой схемы (рис. 1) следует, что расчетная мощность конденсатора ТНУ определяется общей потребностью в теплоте для отопительно-вентиляционных процессов и горячего водоснабжения

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{ов}} c_{p \text{ ов}} (t'_{\text{г}} - t'_{\text{о}}) + G_{\text{гв}} c_{p \text{ гв}} (t_{\text{гв}} - t'_{\text{хв}}), \quad (7)$$

где $t'_{\text{г}}, t'_{\text{о}}$ – переменное значение температуры теплоносителя соответственно в подающей и обратной магистралях в процессе эксплуатационного регулирования системы отопления, °C; $t_{\text{гв}}$ – расчетная температура энергоносителя в системе горячего водоснабжения, °C; $t'_{\text{хв}}$ – переменная на протяжении года температура холодной воды на вводе в здание, °C; $G_{\text{ов}}, G_{\text{гв}}$ – расход энергоносителя соответственно в отопительно-вентиляционной системе и системе горячего водоснабжения, кг/с; $c_{p \text{ ов}}, c_{p \text{ гв}}$ – удельная теплоемкость соответ-

ствующих энергоносителей (в анализируемом диапазоне температур условно могут быть приняты равнозначными), Дж/(кг·°C).

Пусть β – часть необходимого теплового потока $Q_{об}$ для отопительно-вентиляционных процессов относительно общего значения генерируемой теплоты Q_k в конденсаторе

$$Q_{об} = \beta Q_k. \quad (8)$$

В результате другая часть, расходуемая для горячего водоснабжения, представляется в виде

$$Q_{вб} = (1 - \beta)Q_k. \quad (9)$$

Известно, что для рекомендуемых двухтрубных низкотемпературных систем, прежде всего СПЛО с характерной для них повышенной теплогидравлической устойчивостью, переменные температуры теплоносителя в подающей t'_r и обратной t'_o магистралях определяются зависимостями [19, 20] для обеспечения рациональных условий их качественного эксплуатационного регулирования на протяжении отопительного периода. Для указанных условий зависимость разницы температур горячего и охлажденного энергоносителя в процессе эксплуатационного регулирования системы отопления [20] представляется в виде взаимосвязи

$$t'_r - t'_o = (t_r - t_o) \left(\frac{t_b - t'_H}{t_b - t_H} \right)^{0,5}, \quad (10)$$

где t_r, t_o – расчетное значение температуры теплоносителя соответственно в подающей и обратной магистралях системы отопления, °C; t_H, t'_H – расчетное и текущее значения температуры наружного воздуха, °C; t_b – установленная средняя температура воздуха в здании, °C.

На основе результатов натурного исследования температуры холодной воды в проточном режиме на вводе в жилые здания Южного региона Украины для систем центрального водоснабжения из р. Днестр авторами установлена синусоидальная зависимость ее сезонного изменения со смещением амплитуды на 9 °C относительно среднегодовой температуры 16,5 °C [21]. Ввиду отсутствия нормативных данных о сезонном изменении температуры холодной воды в течение года ее среднее значение t'_{xb} , °C, на вводе в здание при соответствующей температуре наружного воздуха t'_H может быть определено как

$$t'_{xb} = \left(9 + \frac{t'_H}{5} \Delta \right), \quad (11)$$

где Δ – коэффициент изменения температуры холодной воды, который в диапазоне отрицательных и положительных температур наружного воздуха равен 1,0 и 2,0.

Следовательно, на основе (7) с учетом (8)–(11) тепловой поток конденсатора ТНУ, определяемый общей потребностью в теплоте на отопитель-

но-вентиляционные процессы и горячее водоснабжение, представляется обобщенной зависимостью

$$Q_k = G_k c_{p\text{ов}} \left[\beta (t_r - t_o) \left(\frac{t_b - t'_h}{t_b - t_h} \right)^{0,5} + (1 - \beta) \left(t_{гв} - \left(9 + \frac{t'_h}{5} \Delta \right) \right) \right]. \quad (12)$$

Таким образом, установленная взаимосвязь исходных параметров в процессе парокомпрессионного отбора теплоты из НТИ в испарителе, согласно (6), а также условий ее потребления абонентскими подсистемами в трансформированном виде после конденсатора, согласно (12), в процессе эксплуатационного регулирования является основой для многофакторной оценки энергетического потенциала бинарного НТИ и последующего определения энергетической эффективности анализируемой системы парокомпрессионного теплохладоснабжения.

ВЫВОДЫ

1. Анализ термодинамических характеристик и условий совместного использования теплоты вентиляционного воздуха и грунта в виде интегрированного низкотемпературного источника для теплохладоснабжения зданий свидетельствует о возможности расширения энерготехнологических функций теплонасосных систем теплоснабжения путем регулируемого перераспределения генерируемой теплоты и повышения эффективности аккумуляции ее избыточной части с уменьшением глубины скважин и затрат на устройство и эксплуатацию зондовых теплообменников.

2. Предложенный вариант концептуального устройства парокомпрессионной системы теплохладоснабжения на основе интегрированной энергии грунта и вентиляционного воздуха отличается повышенным теплотехнологическим совершенством и позволяет автоматически перераспределять и регулировать генерируемую теплоту для подсистем абонентского теплопотребления с повышенной эффективностью аккумуляции избыточной ее части в грунтовом массиве.

3. На основе анализа структурно-функционального устройства и результатов теоретического обоснования закономерностей теплогидравлических процессов в системе установлена аналитическая взаимосвязь исходных параметров в процессе парокомпрессионного отбора теплоты от низкотемпературного источника в испарителе, а также условий ее потребления абонентскими подсистемами в трансформированном виде после конденсатора в процессе эксплуатационного регулирования. Она создает основу для многофакторной оценки энергетического потенциала и последующего определения энергетической эффективности системы парокомпрессионного теплохладоснабжения на основе бинарного низкотемпературного источника.

ЛИТЕРАТУРА

1. О рациональном использовании теплонасосных технологий в экономике Украины / Ю. М. Мацевитый [и др.] // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2007. № 3. С. 20–31.

2. Гречихин, Л. И. Воздушный тепловой насос в ветроэнергетике / Л. И. Гречихин, А. И. Гутковский // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2020. Т. 63, № 3. С. 264–284. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-264-284>.
3. Петраш, В. Д. Эффективность парокомпрессионной 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>.
4. Heat Pump Placement, Connection and Operational Modes in European District Heating / M. A. Sayegh [et al.] // Energy and Buildings. 2018. Vol. 166. P. 122–144. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.02.006>.
5. Ommen, T. S. Heat Pumps in CHP Systems: High-Efficiency Energy System Utilizing Combined Heat and Power and Heat Pumps [Electronic Resource] / T. S. Ommen // DTU Orbit. 2015. Mode of access: <https://orbit.dtu.dk/en/publications/heat-pumps-in-chp-systems-high-efficiency-energy-system-utilising>.
6. Внутренние санитарно-технические устройства: справочник проектировщика: в 3 ч. / В. Н. Богословский, Б. А. Крупнов, А. Н. Сканава [и др.]; под ред. И. Г. Старовойта, Ю.И. Шиллера. М.: Стройиздат, 1990. Ч. 1: Отопление. 313 с.
7. Опалення, вентиляція та кондиціонування: ДБН В.2.5-67:2013. Чинний від 01.01.2014. Київ: Мінрегіонбуд України, 2013. 141 с.
8. Накорчевский, А. И. Теоретические и прикладные аспекты грунтового аккумулирования и извлечения теплоты / А. И. Накорчевский; Нац. акад. наук Украины, Ин-т техн. теплофизики. Киев: Наукова думка, 2008. 151 с.
9. Lund, J. Geothermal (Ground-Source) Heat Pumps a World Overview / J. Lund // Geo-Heat Center Quarterly Bulletin. 2004. Vol. 25, N 3. P. 1–10.
10. Документация для планирования и проектирования тепловых насосов. Buderus [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://buderus-minsk.by/download/?id=967>. Дата доступа: 13.09.2020.
11. Документация для проектирования тепловых насосов Viessmann [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.viessmann.ru/ru/zilye-zdania/teplovye-nasosy/mosnye-teplovye-nasosy.html>. Дата доступа: 13.09.2020.
12. Васильев, Г. П. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной тепловой энергии поверхностных слоев Земли / Г. П. Васильев. М.: Граница, 2006. 173 с.
13. 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. Колисова // Энергобезопасность и энергосбережение. 2014. № 1. С. 20–24.
14. Абурьев, И. М. Системы теплоснабжения с применением тепловых насосов / И. М. Абурьев // Новости теплоснабжения. 2006. № 12. С. 24–26.
15. Анализ изменения температуры грунта на основе многолетних измерений / Г. П. Васильев [и др.] // Инженерно-строительный журнал. 2017. № 4 (72). С. 62–72.
16. Heinrich, H. Warme Pumpen / H. Heinrich, P. Shofmann, A. Zotti. Wien, 2014. 68 s.
17. Петраш, В. Д. Теплонасосные системы теплоснабжения / В. Д. Петраш. Одесса: ВМВ, 2014. 556 с.
18. Система теплохолодопостачання на основі геліогрунтової енергії та утилізованої теплоти витяжного вентиляційного повітря і стічних вод: пат. 108184 України, МПК (2015.01), F24D 17/02 / В. Д. Петраш, О. А. Поломанний, М. В. Высоцька; Одеська державна академія будівництва та архітектури. Опубл. 25.03.2015.
19. Беленкий, Е. А. Рациональные системы водяного отопления / Е. А. Беленкий. Л.: Госстройиздат, 1963. 208 с.
20. Константинова, В. Е. Надежность систем центрального водяного отопления в зданиях повышенной этажности / В. Е. Константинова. М.: Госстройиздат, 1976. 183 с.
21. Высоцкая, М. В. Холодная вода как низкотемпературный источник для теплонасосных систем теплохладоснабжения зданий / М. В. Высоцкая // Энергоэффективность в строительстве и архитектуре. Киев: КНУБА, 2015. Вып. 7. С. 41–46.

REFERENCES

1. Matsevite Y., Chirkin N., Bogdanovich L., Klepanda A. (2007) About the Rational Use of Heat Pump Technologies in the Ukrainian Economy. *Energy Saving. Energetics. Energy Audit*, (3), 20–31 (in Russian).
2. Gretchikhin L. I., Hutkouski A. I. (2020) Air Heat Pump in Wind Power. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 63 (3), 264–284. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-264-284> (in Russian).
3. 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).
4. Sayegh M. A., Jadwiszczak P., Axczell B. P., Niemierka E., Brys K., Jounara H. (2018) Heat Pump Placement, Connection and Operational Modes in European District Heating. *Energy and Buildings*, 166, 122–144. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.02.006>.
5. Ommen T. S. (2015) Heat Pumps in CHP Systems: High-Efficiency Energy System Utilizing Combined Heat and Power and Heat Pumps. *DTU Mechanical Engineering. DCAMM Special Report*, No S187.
6. Staroverov I. G. (ed.) (1990) *Designer Handbook. Heating Internal Sanitary Devices. Part 1*. Moscow, Stroyizdat Publ. 313 (in Russian).
7. DBN B.2.5-67:2013 Heating, Ventilation and Air Conditioning. Valid from 01.01.2014. Kyiv, Ministry of Regional Development of Ukraine, 2013. 141 (in Ukrainian).
8. Nakorchevsky A. I. (2008) *Theoretical and Practical Aspects of Soil Accumulation and Heat Recovery*. Kyiv, Naukova Dumka Publ. 151 (in Russian).
9. Lund J. (2004) Geothermal (Ground-Source) Heat Pumps a World Overview. *GHC Bulletin*, September. 1–10.
10. *Buderus* (2008). Documentation for Planning and Design of Heat Pumps. Logatherm WPS 6–11 K and WPS 6–17 Brine-Water Heat Pumps from 6 kW to 17 kW. S.I. [Electronic Resource]. Available at: http://www.adeptamasa.com/doc_proect/Logatherm%20WPS_draft.pdf (Accessed 13 September 2020) (in Russian).
11. *Viessmann* (2017) Basics of Designing Heat Pumps. Design Instruction [Electronic Resource]. Available at: https://viessmann.academy/disk/docs/equipment/Vitocal/5829_519_05_2017_PA_Vitocal_basic.pdf (Accessed 13 September 2020) (in Russian).
12. 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, Granica Publ. 173 (in Russian).
13. Vasiliev G. P., Hornov V. F., Kolisova M. V. (2014) The Research of the Efficiency Evaluation of the Combined Use of Soil Heat and Ambient Air in Heat Pump Systems of Heat and Cooling Supply. *Energy Security and Energy Saving*, (1), 20–24 (in Russian).
14. Aburyev I. M. (2006) Heat Supply Systems Using Heat Pumps. *Heat Supply News*, (12), 24–26 (in Russian).
15. Vasiliev G. P., Hornov V. F., Konstantinov P. I., Kolisova M. V., Korneva I. A. (2017) Analysis of Soil Temperature Changes Based on Long-Term Measurements. *Civil Engineering Journal*, 4 (72), 62–72 (in Russian).
16. Heinrich H., Shofmann P., Zotti A. (2014) *Warme Pumpen*. Wien. 68.
17. Petrash V. D. (2014) *Heat Pump Heat Supply Systems*. Odessa, VMV Publ. 556 (in Russian).
18. Petrash V. D., Polomanny O. A., Vysotska M. V. (2015) Heat-Cooling Supply System Based on Solar Soil Energy and Utilized Heat of Exhaust Ventilation Air and Wastewater. Patent No 108184 of Ukraine, IPC (2015.01), F24D 17/02. Publ. 25.03.2015. Bull. 6/2015 (in Ukrainian).
19. Belenkiy E. A. (1963) *Rational Water Heating Systems*. Leningrad, Gosstroyizdat Publ. 208 (in Russian).
20. Konstantinova V. E. (1976) Reliability of Central Water Heating Systems in High-Rise Buildings. Moscow, Gosstroyizdat Publ. 183 (in Russian).
21. Vysotskaya M. V. (2015) Cold Water as a Low-Temperature Source for Heat Pump Systems for Heating and Cooling Buildings. *Energy Efficiency in Construction and Architecture*, 7, 41–46 (in Russian).