

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-6-538-553>

УДК 697:662.99

Эффективность парокомпрессионной трансформации энергетических потоков для теплоснабжения на основе морской воды

В. Д. Петраш¹⁾, В. О. Макаров¹⁾, А. А. Хоменко¹⁾

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

© Белорусский национальный технический университет, 2021
Belarusian National Technical University, 2021

Реферат. В статье результатами аналитического исследования обоснованы режимные условия высокоэффективного использования температурного потенциала морской воды в теплонасосных системах теплоснабжения зданий с соответствующим улучшением экологических показателей окружающей среды. На основе анализа региональных условий Одесской акватории Черного моря определены исходные параметры и рациональные режимы работы усовершенствованной теплонасосной системы с центральным, децентрализованным либо локальным догревом абонентского энергоносителя. Показателями оценки эффективности теплонасосных систем в исследовании приняты коэффициент преобразования энергетических потоков, удельные затраты внешней энергии на привод компрессора и циркуляционного насоса охлаждаемой воды в работе теплонасосной установки. На протяжении всего отопительного периода в качестве исходных рассматривались следующие данные: температура воды на входе в испаритель (5–10) °С, на выходе 1 °С; расчетный перепад температур теплоносителя в системе отопления (50–40) °С, воздуха внутри помещения 20 °С; расчетная температура наружного воздуха (–18) °С. Учитывалось характерное соотношение расходов охлаждаемой морской воды и нагреваемого энергоносителя системы теплоснабжения. Обоснованы условия высокой эффективности работы теплонасосной системы теплоснабжения, при которых действительный коэффициент преобразования превышает сезонное нормированное расчетное и минимальное значения при температуре наружного воздуха (–10) °С в предельных условиях моноэнергетического режима как для новых, так и для реконструируемых зданий. В ходе исследования установлено, что общие удельные затраты внешней энергии на привод компрессора и циркуляцию охлаждаемой воды в работе теплонасосной установки с характерным соотношением водяных эквивалентов даже в предельных условиях моноэнергетического режима эксплуатации системы теплоснабжения при температуре наружного воздуха (–10) °С находятся в диапазоне общепринятых значений ($\bar{w} = 0,28–0,34$).

Ключевые слова: морская вода, парокомпрессионная установка, теплоснабжение, тепловые насосы, коэффициент преобразования, удельный расход энергии, конденсатор, испаритель

Для цитирования: 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>

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 Efficiency of Vapor Compression Transformation of Energy Flows for Heat Supply Based on the Sea Water

V. D. Petrash¹⁾, V. O. Makarov¹⁾, A. A. Khomenko¹⁾

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

Abstract. The results of the analytical study substantiated the operating conditions for the highly efficient use of the temperature potential of seawater in heat pump heating systems (HPHS) for buildings a building with correspondingly improved environmental indicators. Based on the analysis of the regional conditions of the Odessa water area of the Black Sea, the initial parameters have been substantiated and rational modes of operation of an improved HPHS with central, decentralized or local heating of the subscriber energy carrier have been determined. As indicators for evaluating the efficiency of the HPHS operation, the conversion factor of energy flows and the specific consumption of external energy for the drive of the compressor and the circulating pump of cooled water in the operation of heat pump units were considered. For seawater in the Odessa water area of the Black Sea during the entire heating period, the following temperatures were considered as initial data for analysis: water at the inlet to the evaporator (5–10) °C, at the outlet (1 °C); calculated temperature difference of the coolant in the heating system (50–40) °C, indoor air (20 °C); estimated outdoor temperature (–18 °C). The characteristic correspondence between the flow rates of the cooled sea water and the heated energy carrier of the heat supply system was taken into account. The prerequisites of high efficiency of the heat pump heat supply system in which the actual conversion coefficient exceeds the seasonal normalized calculated and minimum value at an outdoor temperature of (–10) °C under the limiting conditions of the mono-energy regime for both new and reconstructed buildings were substantiated. In the course of the study, it has been determined that the total specific consumption of external energy for the compressor drive and the circulation of cooled water in the operation of a heat pump unit with a characteristic ratio of water equivalents, even under the limiting conditions of the monoenergetic mode of operation of the heat supply system at an outdoor temperature of (–10) °C, are within the range of generally accepted values ($\bar{w} = 0.28\text{--}0.34$).

Keywords: sea water, vapor compression unit, heat supply, heat pumps, transformation coefficient, specific energy consumption, capacitor, evaporator

For citation: 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. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 64 (6), 538–553. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-6-538-553> (in Russian)

Введение

При современном состоянии энерготехнологического комплекса г. Одессы актуальна проблема перспектив развития теплоснабжения.

В [1] приведены результаты исследования теплонасосной системы (ТНС) низкотемпературного отопления на основе использования энергетического потенциала грунтовой воды, установлена рациональная степень ее охлаждения в испарителе при минимальных затратах энергии на привод компрессора теплового насоса (ТН) и на работу циркуляционного насоса. Показано, что при обеспечении оптимальной степени охлаждения воды в испарителе ТН минимальные затраты энергии наиболее существенно возрастают с уменьшением температуры на входе в испаритель и менее существенно увеличиваются с понижением температуры окружающей среды.

В аналогичном исследовании ТНС с водяным контуром грунтового коллектора [2] установлено, что общие затраты энергии в системе отопления значительно уменьшаются с понижением расчетной температуры теплоносителя в системе отопления и растут с понижением температуры окружающей среды и установленного комплекса постоянных величин.

Результаты натурного измерения температуры холодной воды, поступающей из системы централизованного водоснабжения в здания Одесского региона, изложены в [3]. Установлена синусоидальная зависимость сезонного изменения температуры воды со смещением амплитуды на $9,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ относительно ее среднегодовой температуры $16,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Обоснована целесообразность использования энергии холодной воды в качестве низкотемпературного источника для ТНС теплоснабжения интегрированно с теплотой удаляемого вентиляционного воздуха в процессе его предварительного охлаждения. На основе указанного подхода авторами разработана новая ТНС горячего водоснабжения [4], установлена зависимость действительного коэффициента преобразования, позволяющая прогнозируемо анализировать рациональные условия работы абонентских систем, учитывая влияние основных факторов отбора теплоты от низкотемпературного источника энергии.

Морская вода по теплогидравлическим характеристикам является хорошим низкотемпературным источником теплоты для систем централизованного теплоснабжения [5–7], поскольку даже на глубине 20–50 м ее температура находится в пределах $(5\text{--}8)\text{ }^{\circ}\text{C}$, т. е. проблем из-за образования льда в большинстве случаев не возникает. Вместе с тем необходимо предотвращать накопление органических отложений внутри трубопроводов и испарителей.

При разработке систем теплоснабжения регламентируется расход воды с предотвращением агрессивного воздействия на оборудование теплонасосных установок (ТНУ), в том числе путем применения вторичного контура [8, 9]. Действительный коэффициент сезонного преобразования не может быть ниже минимально установленного и расчетного значений для соответствующих зданий.

На основе анализа эффективности парокомпрессионных процессов в системах теплоснабжения [10] получена обобщенная зависимость для интегрированного учета коэффициента действительного преобразования энергии и рационального замещения мощности систем абонентского потребления теплоты дополнительным источником. Проведены прогнозируемый анализ влияния переменного режима соотношения тепловых потоков структурных подсистем в процессе эксплуатационного регулирования на изменение общей эффективности энергосбережения с минимизацией затрат на дополнительный источник энергии.

В г. Стокгольме, где продолжительность отопительного периода почти полгода, в 1986 г. была построена ТНС теплоснабжения на основе потенциала морской воды с расчетной температурой $4\text{ }^{\circ}\text{C}$, мощностью 325 МВт, параллельным соединением отдельных модулей. Система обеспечила 60 %

общей тепловой нагрузки сети централизованного теплоснабжения всего города. Решение указанной задачи рассматривалось также в многочисленных работах с применением различных подходов [5, 6, 11–13].

Особенности и условия эффективного использования морской воды в качестве низкотемпературного источника теплоты приведены в [6, 11] на примере совершенствования системы теплоснабжения г. Стокгольма. Теплонасосные станции оборудованы 13 параллельно соединенными модульными теплонасосными агрегатами, каждый мощностью 25 МВт, с электрическими турбокомпрессорами; модули расположены на баржах в заливе моря. В [11] анализируется не только развитие системы централизованного теплоснабжения, но и ее совмещение в единый производственный комплекс с системой централизованного охлаждения зданий в летний период. Особо интересен опыт интеграции распространенных независимых индивидуальных поставщиков парокомпрессионной генерируемой теплоты в единую систему центрального теплоснабжения города как в обратную линию, так и в магистраль подачи. Все это положительно отразилось на экологизации системы городского теплоснабжения г. Стокгольма.

Наряду с мероприятиями по повышению эффективности использования энергии до 20 %, программой [6] предусмотрено полное прекращение применения углеводородного топлива для теплоснабжения зданий путем широкого внедрения альтернативных источников энергии.

В [5, 13] отмечается, что в производстве теплоты следует комплексно использовать различные средства генерации теплоты с последующим внедрением теплонасосных технологий. Интересен тот факт, что система централизованного теплоснабжения (2800 км) функционально объединяет также систему центрального охлаждения зданий (300 км) в теплый период года.

Таким образом, для решения проблемы повышения эффективности энергосбережения и экологизации центрального теплоснабжения г. Одессы необходимо развивать следующие направления:

- замещение традиционного топлива энергией возобновляемых и вторичных низкотемпературных источников с широким применением ТН с возможностью существенного улучшения экологических показателей систем теплоснабжения и окружающей среды;

- применение в городских системах центрального теплоснабжения мощных ТНУ исходя из положительной практики их использования в г. Стокгольме для энергосбережения при обеспечении теплотой абонентов жилищного фонда;

- использование в разработке перспективных инвестиционных проектов государственно-частного партнерства стокгольмского опыта подключения независимых индивидуальных поставщиков теплоты на основе теплонасосных технологий к системам централизованного теплоснабжения, что позволит утилизировать имеющийся потенциал многочисленных низкотемпературных источников энергии.

Цель настоящей статьи – обоснование региональных исходных параметров и последующее аналитическое исследование в поиске энергоэф-

фективных теплотехнологических режимов работы предложенных систем теплоснабжения зданий г. Одессы на основе парокомпрессионной трансформации энергии располагаемого температурного потенциала морской воды.

Анализ исходных данных

Температурный режим воды в прибрежной зоне северо-западной части Черного моря детально проанализирован в [14] на основе результатов более 115-летних сезонных и месячных измерений с поиском причин роста ее температуры в условиях глобального потепления климата за последние десятилетия. Отмечено, что на температуру воды в рассматриваемой акватории влияют ее северо-западное расположение по отношению к другим районам моря, мелководность прибрежной зоны, водные потоки Днестра, Дуная и Днепра, а также глубоководная гидродинамика и ветровые воздействия.

На всем протяжении этой прибрежной зоны самая низкая температура воды отмечается в январе – феврале в согласующихся условиях с имеющимся минимумом температур наружного воздуха. Минимальные среднемесячные температуры воды на уровне $(-0,9)–(1,1)$ °С отмечались в Одесском заливе в период суровых зим 1940–1950-х гг. В последние десятилетия в условиях теплых зим в северных частях побережья в декабре – феврале среднемесячные температуры воды составляли $(4,0–5,6)$ °С, а максимальные значения достигали $(6,0–11,0)$ °С. Таким образом, в расчетно-аналитических исследованиях энергетической эффективности работы ТНС теплоснабжения логично рассматривать изменение температуры морской воды Одесской акватории в диапазоне $(5,0–10,0)$ °С за отопительный период.

Для районного теплоснабжения зданий, расположенных непосредственно у береговой зоны, кроме температурного уровня морской воды как источника низкопотенциальной теплоты следует учитывать еще и ее коррозионную активность, а также характеристики теплообменного оборудования. Особенность выбора вариантов структурно-функционального устройства систем с антикоррозийной защитой оборудования при отборе теплоты из морской воды заключается в следующем. В случае применения традиционного теплообменного оборудования предусматривают схемы с устройством промежуточного контура, например из пластиковых труб, заполненных водой с 20%-м раствором гликоля [15], прокладку которого осуществляют в прибрежной акватории на глубине до 4–5 м с дюкерными пригрузами. Также практикуются варианты отбора теплоты по схемам компактно разложенных или развернутых бухт труб, погруженных в водоем, с предварительно определенной их длиной. Более энергоэффективный и вместе с тем дорогостоящий вариант – применение специального оборудования с антикоррозийной защитой испарителей (используется в системах теплоснабжения зданий в странах Балтийского региона). Выбор варианта базируется на результатах оценки энергетической и технико-экономи-

ческой эффективности оборудования с учетом практического опыта его эксплуатации и надежности работы.

Из сопоставления климатических условий и региональных температурных уровней воды в близлежащем бассейне Балтийского моря до г. Стокгольма [5, 11, 13] и северо-западной акватории Черного моря [14, 16] следует, что морская вода Одесского залива на глубине до 3–5 м отличается повышенным потенциалом и возможностями низкотемпературной теплоты, благодаря чему может более эффективно использоваться в парокомпрессионных системах теплоснабжения. В осенний и весенний интервалы переходного отопительного периода в последние десятилетия наблюдается многофакторная взаимосвязь повышения температуры морской воды относительно аналогичных значений в зимних условиях с амплитудным снижением на (5–12) °С относительно среднесуточной температуры наружного воздуха. Закономерно, что температура морской воды в начале и конце отопительного периода достигает (9–14) °С и характеризуется повышенной энергетической возможностью для использования в рассматриваемых системах теплоснабжения зданий.

Структурно-функциональное устройство системы

Одна из обобщенных схем системы теплоснабжения с использованием энергетического потенциала морской воды в процессе парокомпрессионной трансформации энергетических потоков с отбором теплоты для условий как централизованного, так и децентрализованного догрева воды в дополнительном источнике энергии (ДИЭ) с преимущественным применением его в бивалентно-последовательном режиме догрева энергоносителя для абонентских подсистем представлена на рис. 1.

Структурно-функциональное устройство подсистем энергоснабжения сочетает контур теплового насоса парокомпрессионного типа и систему низкотемпературного панельно-лучистого отопления с подсистемой горячего водоснабжения. Тепловой насос включает замкнутый трубопроводный контур с низкотемпературным рабочим телом, последовательно объединяющий испаритель, компрессор, конденсатор и дроссельный вентиль.

Система горячего водоснабжения с последовательным нагревом холодной воды в теплообменниках Т1, Т2 и в ДИЭ обеспечивает необходимую ее температуру согласно установленным требованиям.

В качестве ДИЭ с догревом воды для покрытия пиковых тепловых нагрузок при температурах наружного воздуха ниже бивалентной точки применяют нагреватели, которые легко поддаются автоматизации работы, в частности газовые либо электрические догреватели и теплогенераторы. Они устанавливаются в основном последовательно для возможности дальнейшего догрева воды до необходимой температуры согласно графику эксплуатационного регулирования системы в бивалентном режиме. Их установка может быть центральной с совмещенным устройством с теплонасосной станцией или с местным и децентрализованным догревом воды непосредственно в структуре систем абонентского потребления теп-

лоты. Из возможных принципиальных схем теплонасосного теплоснабжения выбирают наиболее оптимальный вариант для региональных условий с оценкой результатов технико-экономических показателей и практического опыта.

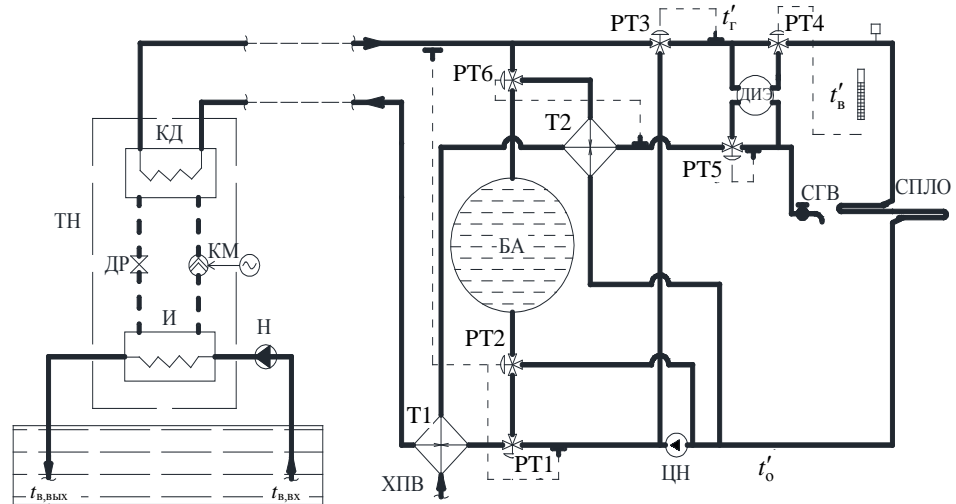


Рис. 1. Принципиальная схема теплоснабжения на основе энергии морской воды: ТН – тепловой насос; И – испаритель; КД – конденсатор; Т1, Т2 – теплообменник; БА – бак-аккумулятор; КМ – компрессор; ДР – дроссельный вентиль; Н – насос; СПЛО – система панельно-лучистого отопления; ЦН – циркуляционный насос; ДИЭ – дополнительный источник энергии; РТ1–РТ6 – температурный регулятор расхода теплоносителя; ХПВ – хозяйственно-питьевой водопровод; СГВ – система горячего водоснабжения; $t_{в,вх}$ – температура энергоносителя на входе в испаритель, °С; $t_{в,вых}$ – то же на выходе из испарителя, °С; $t'_г$, $t'_о$ – начальная и конечная текущие температуры энергоносителя в системе теплоснабжения при соответствующей температуре наружного воздуха на протяжении отопительного периода, °С; $t'_в$ – температура внутри помещения, °С

Fig. 1. Schematic diagram of heat supply based on seawater energy: ТН – heat pump; И – evaporator; КД – capacitor; Т1, Т2 – heat exchanger; БА – storage tank; КМ – compressor; ДР – throttle valve; Н – pump; СПЛО – radiant panel heating system; ЦН – circulation pump; ДИЭ – an additional source of energy; РТ1–РТ6 – temperature regulators of the coolant flow rate; ХПВ – utility and drinking water supply; СГВ – hot water system; $t_{в,вх}$ – evaporator inlet temperature, °С; $t_{в,вых}$ – evaporator outlet temperature, °С; $t'_г$, $t'_о$ – the initial and final current temperatures of the energy carrier in the heat supply system at the corresponding outdoor temperature during the heating period, °С; $t'_в$ – indoor temperature, °С

Описание теплообменного процесса

В рассматриваемой системе вода с расходом $G_{и}$ и температурой на входе $t_{в,вх}$ насосом подается в испаритель ТН, где охлаждается до температуры $t_{в,вых}$ на выходе. Для компенсации потребляемой теплоты соответствующими абонентскими системами $Q_{овг}$ используется тепловой поток конденсатора $Q_{к}$ ТН с температурой теплоносителя $t_{к}$, которая является начальной температурой воды на входе в систему отопления $t_{г}$.

Для анализа энергетической эффективности парокомпрессионной системы теплоснабжения действительный коэффициент преобразования определяется из соотношения [17–19]

$$\varphi = \frac{Q_k}{W_k}, \quad (1)$$

где W_k – внешняя приводная энергия в работе компрессора, тепловой эквивалент которой [18] в работе ТН определяется согласно энергетическому балансу

$$W_k = Q_k - Q_n, \quad (2)$$

где Q_n – мощность теплового потока, который отбирается от низкотемпературного источника энергии.

Расчетная мощность компрессора определяется общей потребностью абонентского потребления теплоты $Q_{\text{овг}}$

$$Q_k = Q_{\text{овг}} = G_r c_r (t'_r - t'_o), \quad (3)$$

где G_r – расход теплоносителя в системе теплоснабжения, кг/с; c_r – средняя удельная теплоемкость теплоносителя, кДж/(кг·°С);

Мощность испарителя ТН с устройством промежуточного контура для отбора теплоты морской воды (например, водного раствора пропиленгликоля) [20, 21] с теплоемкостью c_b может быть определена как

$$Q_n = G_n c_b (t_{b,\text{вх}} - t_{b,\text{вых}}). \quad (4)$$

С учетом взаимосвязи энергетических потоков (2)–(4) низкотемпературного источника и энергоносителя системы абонентского потребления теплоты уравнение для определения действительного коэффициента преобразования [19, 22] приобретает следующий вид:

$$\varphi = \left[1 - \frac{G_n c_b (t_{b,\text{вх}} - t_{b,\text{вых}})}{G_r c_r (t'_r - t'_o)} \right]^{-1}, \quad (5)$$

где G_n – расход воды через испаритель, кг/с.

Известно, что для рекомендуемых двухтрубных низкотемпературных систем (для обеспечения рациональных условий их качественного эксплуатационного регулирования в течение отопительного периода), прежде всего с панельно-лучистым отоплением с характерной для них повышенной теплогидравлической устойчивостью, температура теплоносителя в подающей магистрали t'_r и обратном трубопроводе t'_o определяется известными зависимостями из [23, 24]. Для указанных условий зависимость разности температур горячего и охлажденного энергоносителя в системе отопле-

ния в процессе эксплуатационного регулирования [23] имеет следующую взаимосвязь:

$$t'_r - t'_o = (t_r - t_o) \left(\frac{t_b - t'_n}{t_b - t_n} \right)^{0,5}, \quad (6)$$

где t_r , t_o – начальная и конечная расчетные температуры энергоносителя в системе теплоснабжения, °С; t_b – расчетная температура внутреннего воздуха, °С; t_n , t'_n – расчетная и текущая температуры наружного воздуха, °С.

С учетом (6) эффективность парокомпрессионной трансформации энергетических потоков в теплонасосной системе дополнительно учитывается в уравнении действительного коэффициента преобразования (5) в зависимости от переменной температуры наружного воздуха

$$\varphi = \left(1 - \bar{G} \frac{(t_{b,вх} - t_{b,вых})}{(t_r - t_o) \left(\frac{t_b - t'_n}{t_b - t_n} \right)^{0,5}} \right)^{-1}, \quad (7)$$

где \bar{G} – соотношение водяных эквивалентов расходов морской воды G_m и энергоносителя в системе отопления G_r при $c_b \approx c_r$.

Анализ результатов расчетов

Зависимость действительного коэффициента преобразования в низкотемпературной системе отопления от температуры наружного воздуха согласно (7) иллюстрируется графиками, представленными на рис. 2. С учетом анализа гидрометеорологического изменения температуры морской воды в Одесской акватории на протяжении всего отопительного периода в качестве исходных данных для системы отопления приняты следующие температуры: $t_{b,вх} = 5,0$ (7,5, 10,0) °С; $t_{b,вых} = 1$ °С; $t_r = 50$ °С; $t_o = 40$ °С; $t_b = 20$ °С; $t_n = -18$ °С. Соотношение охлаждаемой воды и энергоносителя в системе теплоснабжения – в пределах $G_m/G_r = 1,0-1,5$, что характерно для современных ТН серийного производства [20, 21].

В результате исследований установлено, что морская вода Одесской акватории является высокоэффективным низкотемпературным источником энергии для теплоснабжения зданий в условиях обоснованного использования ДИЭ для последующего догрева воды в бинарно-последовательном режиме. Кроме того, анализ температуры морской воды при соответствующей температуре наружного воздуха в отопительный период показывает, что в парокомпрессионном теплоснабжении значение действительного коэффициента преобразования энергетических потоков больше

нормативно установленных минимальных и расчетных значений $\varphi_{\min} = 3,8$ и $\varphi_p = 4,2$ для новых и реконструируемых подсистем [9], которые обеспечиваются даже при существенном снижении температуры наружного воздуха до $t_n = -10$ °С. Дальнейшее снижение t_n обуславливает рабочий режим системы теплоснабжения с центральным, децентрализованным или индивидуальным догревом энергоносителя в системах отопления с использованием ДИЭ в соответствии с графиком их оптимального эксплуатационного регулирования. Таким образом, работа усовершенствованной системы теплоснабжения энергоэффективна и рациональна для практического внедрения с соблюдением режимных условий эксплуатации с расчетной бивалентной температурой наружного воздуха $t'_n = -10$ °С.

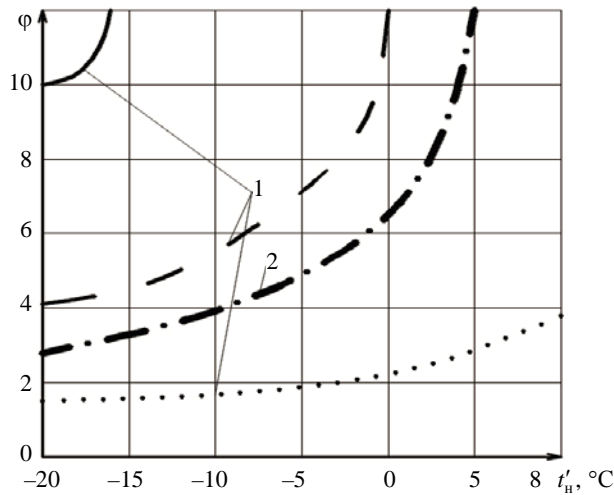


Рис. 2. Зависимость коэффициента преобразования в системе теплоснабжения от температуры наружного воздуха: 1 – $\bar{G} = 1,0$ (— — $t_{b,vx} = 10,0$ °С; — — — $t_{b,vx} = 7,5$ °С; ••• — $t_{b,vx} = 5,0$ °С); 2 – $\bar{G} = 1,5$ (—•— — $t_{b,vx} = 5,0$ °С)

Fig. 2. Dependence of the conversion factor in the heat supply system on the outside air temperature: 1 – $\bar{G} = 1,0$ (— — $t_{b,vx} = 10,0$ °С; — — — $t_{b,vx} = 7,5$ °С; ••• — $t_{b,vx} = 5,0$ °С); 2 – $\bar{G} = 1,5$ (—•— — $t_{b,vx} = 5,0$ °С)

Для определения оптимальных режимов работы теплового и циркуляционного насосов, обеспечивающих прохождение охлаждаемой воды через испаритель, проанализируем удельные затраты энергии и термодинамическое совершенство работы ТНУ в системе теплоснабжения [17, 19].

Зависимость затрат энергии на привод компрессора от установленного значения действительного коэффициента преобразования энергетических потоков согласно (7) и тепловой мощности испарителя $Q_{и}$ приобретает следующий вид [1, 16]:

$$W_k = \frac{Q_{и}}{\varphi - 1}. \quad (8)$$

Затраты энергии на работу насоса, обеспечивающего циркуляцию морской воды через испаритель ТН, определяются согласно уравнению

$$W_H = \frac{G_H \Delta P}{\rho_v \eta_H \eta_{np}}, \quad (9)$$

где W_H – дополнительная мощность внешнего привода водяного насоса в работе системы теплоснабжения с ТНУ; ΔP – суммарные потери давления в испарителе и трубной части системы отбора теплоты из охлаждаемой воды, Па; ρ_v – плотность охлаждаемой среды, кг/м³; η_H , η_{np} – КПД насоса и его привода.

На основе установленных составляющих затрат энергии для работы компрессора (8) и обеспечения насосной циркуляции морской воды (9) зависимость общего удельного расхода энергии в работе системы теплоснабжения мощностью $Q_k = Q_{овг}$ запишется в виде

$$\bar{w}_{ов} = \frac{W_k + W_H}{Q_k}. \quad (10)$$

На рис. 3 представлена графическая интерпретация изменения общего удельного расхода внешней приводной энергии $\bar{w}_{ов}$ от температуры наружного воздуха t'_H в течение отопительного периода согласно (8)–(10). В качестве исходных данных для реальных условий соотношения расходов энергоносителей [2, 20, 21] и действительных температур в низкотемпературной системе теплоснабжения приняты: $\bar{G} = 1,0–1,5$; t_r , $t_o = (50–40) \text{ } ^\circ\text{C}$; $t_{в,вх} = 5,0 (7,5) \text{ } ^\circ\text{C}$; $\Delta P_v = 50 \text{ кПа}$; $\eta_H = 0,8$; $\eta_{np} = 0,96$.

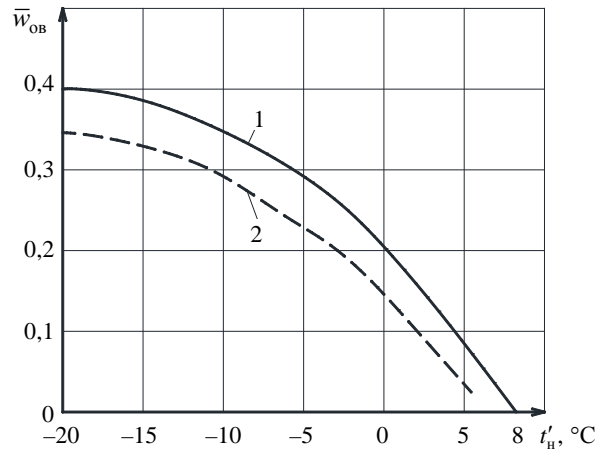


Рис. 3. Зависимость удельного расхода общей энергии на привод компрессора и работу циркуляционного насоса от температуры наружного воздуха:

1 – $\bar{G} = 1,5$, $t_{в,вх} = 5,0 \text{ } ^\circ\text{C}$; 2 – $\bar{G} = 1,0$, $t_{в,вх} = 7,5 \text{ } ^\circ\text{C}$

Fig. 3. Dependence of the specific consumption of total energy for the compressor drive and the operation of the circulation pump on the outside air temperature:

1 – $\bar{G} = 1.5$, $t_{в,вх} = 5.0 \text{ } ^\circ\text{C}$; 2 – $\bar{G} = 1.0$, $t_{в,вх} = 7.5 \text{ } ^\circ\text{C}$

Из анализа графических зависимостей (рис. 3) следует, что работа рассматриваемой системы теплоснабжения даже в предельных условиях моноэнергетического режима при температуре наружного воздуха $t_n = -10$ °С с реальным соотношением водяных эквивалентов $\bar{G} = 1,0-1,5$ характеризуется удовлетворительными общими удельными затратами внешней энергии ($\bar{w}_{об} = 0,28-0,34$), необходимой для привода компрессора и работы циркуляционного насоса для перемещения охлаждаемой воды.

Известно [17, 19], что термодинамическое совершенство ТН как один из показателей энергетической эффективности его работы определяется соотношением

$$\eta_e = \frac{\Phi}{\Phi_k}, \quad (11)$$

где Φ_k – теоретический коэффициент трансформации ТН согласно циклу Карно, определяемый как [17–19]:

$$\Phi_k = \frac{T_k}{T_k - T_n} = \left[1 - \frac{T + t_{в,вых} - \Delta t_{в,вых}}{T + t'_r + \Delta t_k} \right]^{-1}, \quad (12)$$

где T_k – температура конденсации рабочего тела в конденсаторе ТН, К; T_n – то же испарения рабочего тела в испарителе ТН, К; $\Delta t_{в,вых}$ – разница температур воды и рабочего тела на выходе из испарителя, °С; Δt_k – то же рабочего тела ТН и нагретой воды на выходе из конденсатора, °С.

Температура испарения рабочего тела представляется в виде

$$T_n = 273 + t_{в,вых} - \Delta t_{в,вых}. \quad (13)$$

Температура конденсации рабочего тела, обеспечивающая повышение температуры воды в системе теплоснабжения до необходимого уровня, определяется по зависимости

$$T_k = 273 + t_k + \Delta t_k, \quad (14)$$

где t_k – температура воды на выходе из конденсатора, соответствующая температуре горячей воды на входе t_r в систему отопления, °С.

Для определения термодинамического совершенства η_e использованы исходные данные в ранее выполненном расчете действительных коэффициентов преобразования по (7), а также дополнительные значения $\Delta t_{в,вых} = 5$ °С и $\Delta t_k = 5$ °С.

Сопоставление результатов расчетов по (7) и (12) подтверждает высокую степень термодинамического совершенства η_e в процессе парокомпрессионной трансформации энергетических потоков в усовершенствованной системе теплоснабжения. В частности, в предельных условиях моноэнергетического режима работы при температуре наружного возду-

ха $t_n = -10$ °С η_e находится в пределах 0,53–0,66 соответственно при температурах морской воды $t_{в,вх} = 5$ °С ($\bar{G} = 1,5$) и $t_{в,вх} = 7,5$ °С ($\bar{G} = 1,0$).

Представляет интерес дальнейшее совершенствование ТНС на основе предложенного подхода [24] с использованием энергии ветровых потоков для автономного применения в ТНУ.

ВЫВОДЫ

1. Представлены исходные параметры и определены рациональные режимы работы теплонасосных систем теплоснабжения с центральным либо децентрализованным и локальным догревом абонентского энергоносителя в предельных условиях бивалентного режима при температуре наружного воздуха ниже (-10) °С.

2. Обоснованы условия высокой энергетической эффективности работы теплонасосной системы теплоснабжения, при которых действительный коэффициент преобразования превышает сезонное нормированное расчетное и минимальное значения при рациональной температуре наружного воздуха $t_n = -10$ °С в моноэнергетическом режиме работы (соответственно $\phi_{\min} = 3,8$, $\phi_p = 4,2$) как для новых, так и для реконструируемых зданий. Указанные результаты существенно превышают аналогичные показатели систем теплоснабжения г. Стокгольма.

3. Общие удельные затраты внешней энергии на привод компрессора и циркуляцию охлаждаемой воды в работе теплонасосной установки с характерным соотношением водяных эквивалентов даже в предельных условиях моноэнергетического режима эксплуатации системы теплоснабжения при $t_n = -10$ °С находятся в диапазоне общепринятых значений ($\bar{w} = 0,28-0,34$). При этом термодинамическое совершенство теплонасосной установки в работе системы теплоснабжения в условиях обоснованного режима при $t_n = -10$ °С характеризуется удовлетворительными показателями в пределах $\eta_e = 0,53-0,66$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Безродний, М. К. Про умови оптимальної роботи теплового насоса в низькотемпературних системах опалення з використанням теплоти природної води / М. К. Безродний, Н. О. Притула // *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2011. № 2. С. 11–16.
2. Безродний, М. К. Оптимальна робота теплового насоса в низькотемпературних системах опалення з використанням теплоти ґрунта / М. К. Безродний, Н. О. Притула // *Наукові вісті НТУУ «КПІ»*. 2012. № 1. С. 7–12.
3. 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.
4. Петраш, В. Д. Система теплохолододоставання на базі інтегрованої енергії холодної води та повітряних потоків з пневмогідравлічною стабілізацією термотрансформаторних

- процесів: пат. 109848 України, МПК (2015.01), F24F 5/00 / В. Д. Петраш, М. В. Висоцька, О. А. Поломанний. № а201407374. Опубл. 12.12.2015.
5. Johansson, P.-O. Buildings and District Heating – Contributions to Development and Assessments of Efficient Technology [Electronic Resource]. Lund University. 2011. Mode of access: https://www.ees.energy.lth.se/fileadmin/energivetenskaper/Avhandlingar/POJ_thesis_20110510_final_all.pdf. Date of access: 13.09.2020.
 6. Strategy for a Fossil-Fuel Free Stockholm by 2040 [Electronic Resource]. Mode of access: <https://international.stockholm.se/globalassets/rapporter/strategy-for-a-fossil-fuel-free-stockholm-by-2040.pdf>. Date of access: 13.09.2020.
 7. Васильев, Г. П. Анализ перспектив использования тепловых насосов в Украине [Электронный ресурс] / Г. П. Васильев // ЭСКО. 2007. № 3. Режим доступа: <https://insolar.ru/o-nas/publikatsii-i-otzyvy/nashi-stati-i-publikatsii-v-presse/analiz-perspektiv-ispolzovaniya-ter-lovykh-nasosov-v-ukraine>. Дата доступа: 13.09.2020.
 8. Heating Systems in Buildings – Design of Heat Pump Heating Systems: BS EN 15450:2007. Int. 01.12.2007. European Standart, 2007. 39 p.
 9. Проектирование систем отопления зданий с тепловыми насосами: ДСТУ Б В.2.5-44:2010. Введ. 19.12.2011. Киев: Минрегионстрой Украины, 2010. 56 с.
 10. Интегрированный учет коэффициентов преобразования и замещения мощности абонентского теплотребления в разработке парокомпрессионных систем теплоснабжения / В. Д. Петраш [и др.] // Вестник ГГТУ им. П. О. Сухого. 2015. № 4. С. 76–79.
 11. Зимаков, А. В. Опыт Швеции по экологизации системы городского центрального теплоснабжения на примере ТЭЦ «Вяртаверкет» / А. В. Зимаков // Жилищные стратегии. 2018. Т. 5, № 3. С. 383–398.
 12. Степанов, О. А. Система централизованного теплоснабжения с применением тепловых насосов / О. А. Степанов, П. А. Третьякова // Вестник Тюменского гос. ун-та. Физ.-мат. моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2015. Т. 1, № 4. С. 43–51.
 13. Large Heat Pumps in Swedish District Heating Systems / H. Averfalk [et al.] // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2017. Vol. 79. P. 1275–1284. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.135>.
 14. Репетин, Л. Н. Пространственная и временная изменчивость температурного режима прибрежной зоны Черного моря / Л. Н. Репетин // Экологическая безопасность прибрежной и шельфовой зон и комплексное использование ресурсов шельфа. Севастополь: ЭКОСИ-Гидрофизика, 2012. Вып. 26. С. 99–116.
 15. Гершкович, В. Ф. Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами / В. Ф. Гершкович. Киев: Украинская академия архитектуры, 2009. 60 с.
 16. Исследование знакопеременной структуры линейных трендов поверхностной температуры Черного моря / В. Н. Еремеев [и др.] // Экологическая безопасность прибрежной и шельфовой зон и комплексное использование ресурсов шельфа. Севастополь: ЭКОСИ-Гидрофизика, 2009. Вып. 18. С. 236–241.
 17. Мартыновский, В. С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов / В. С. Мартыновский. М.: Энергия, 1977. 280 с.
 18. Способы улучшения обработки воды и повышения энергетических характеристик теплового насоса типа «вода – воздух» / Л. Р. Джунусова [и др.] // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2018. Т. 61, № 4. С. 372–380. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-4-372-380>.
 19. Петраш, В. Д. Теплонасосные системы теплоснабжения / В. Д. Петраш. Одесса: ВМВ, 2014. 556 с.
 20. Документация для планирования и проектирования тепловых насосов Vuderus [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.adeptamasa.com/doc_proect/Logatherm%20WPS_draft.pdf. Дата доступа: 13.09.2020.

21. 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.
22. Некрасова, О. А. Исследование теплонасосных систем отопления (модельный подход) / О. А. Некрасова, Ю. В. Синяк // Теплоэнергетика. 1986. № 11. С. 30–34.
23. Беленкий, Е. А. Рациональные системы водяного отопления / Е. А. Беленкий. Л.: Госстройиздат, 1963. 208 с.
24. 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>.

Поступила 01.03.2021 Подписана в печать 19.05.2021 Опубликована онлайн 30.11.2021

REFERENCES

1. Bezrodny M. K., Prytula N. O. (2011) About the Heat Pump Optimum Operation in the Low-Temperature Heating Systems Using the Natural Water Heat. *Energetika: Ekonomika, Tekhnologi, Ekologiya = Power Engineering: Economics, Technique, Ecology*, (2), 11–16 (in Ukrainian).
2. Bezrodny M. K., Pritula N. O. (2012) Optimum Operation of the Heat Pump in Low-Temperature Heating Systems Using Ground Heat. *Naukovi Visti Natsional'nogo Tekhnichnogo Universitetu Ukraini "Kiivs'kii Politekhnicnii Institut" = KPI Science News*, (1), 7–12 (in Ukrainian).
3. Vysotskaya M. V. (2015) Cold Water as a Low-Temperature Source for Heat Pump Systems for Heating and Cooling Buildings. *Energoeffektivnost' v Stroitel'stve i Arkhitekture [Energy Efficiency in Construction and Architecture]*. Kyiv, KNUSA, Iss. 7, 41–46 (in Russian)
4. Petrash V. D., Vysotskaya M. V., Polomanny A. A. (2014) *Heat and Cold Supply System Based on Integrated Energy of Cold Water and Air Flows with Pneumohydraulic Stabilization of Thermal Transformer Processes*. Patent No 109848 of Ukraine (in Ukrainian).
5. Johansson P.-O. (2011) *Buildings and District Heating – Contributions to Development and Assessments of Efficient Technology* [Electronic Resource]. Lund University. Available at: https://www.ees.energy.lth.se/fileadmin/energivetenskap/Avhandlingar/POJ_thesis_20110510_final_all.pdf (Accessed 13 September 2020).
6. *Strategy for a Fossil-Fuel Free Stockholm by 2040* [Electronic Resource]. Available at: <https://international.stockholm.se/globalassets/rappporter/strategy-for-a-fossil-fuel-free-stockholm-by-2040.pdf> (Accessed 13 September 2020).
7. Vasiliev G. P. (2007) Analysis of the Prospects for the Use of Heat Pumps in Ukraine [Electronic Resource]. *ESKO*, (3). Available at: <https://insolar.ru/o-nas/publikatsii-i-otzyvy/nashi-stati-i-publikatsii-v-presse/analiz-perspektiv-ispolzovaniya-teplovyykh-nasosov-v-ukraine> (Accessed 13 September 2020) (in Russian).
8. BS EN 15450:2007. *Heating Systems in Buildings – Design of Heat Pump Heating Systems*. European Standart, 2007. 39.
9. DSTU B B.2.5-44:2010 (EN 15450:2007, MOD) *Design of Heating Systems for Buildings with Heat Pumps*. Kyiv, 2010. 56 (in Ukrainian).
10. Petrasch V. D., Polunin Y. N., Polomanny A. A., Vysockaya M. V. (2015) Integrated Allowing for the Coefficients of Conversion and Replacement of the Power of Consumer's Heat Consumption in Developing Vapor Compression Heat Supply Systems. *Vestnik GGTU im. P. O. Sukhogo = Bulletin of Sukhoi State Technical University of Gomel*, (4), 76–79 (in Russian).
11. Zimakov A. V. (2018) Swedish Experience in Greening the Urban District Heating System on the Example of the “Värtaverket” Thermal Power Plant. *Zhilishchnye Strategii = Russian Journal of Housing Research*, 5 (3), 383–398 (in Russian).

12. Stepanov O. A., Tretyakova P. A. (2015) District Heating System Using Heat Pumps. *Vestnik Tyumenskogo Gos. Un-ta. Fiz.-Mat. Modelirovanie. Neft', Gaz, Energetika = Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy*, 1 (4), 43–51 (in Russian).
13. Averfalk H., Ingvarsson P., Gong M., Persson U., Werner S. (2017) Large Heat Pumps in Swedish District Heating Systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 79, 1275–1284. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.135>.
14. Repetin L. N. (2012) Spatial and Temporal Variability of the Temperature Regime of the Coastal Zone of the Black Sea. *Ekologicheskaya Bezopasnost' Pribrezhnoi i Shel'fovoi Zon i Kompleksnoe Ispol'zovanie Resursov Shel'fa* [Environmental Safety of Coastal and Shelf Zones and Integrated Use of Shelf Resources]. Sevastopol, EKOSI-Gidrofizika Publ. Iss. 26. 99–116 (in Russian).
15. Gershkovich V. F. (2009) *Design Features of Heat Supply Systems for Buildings with Heat Pumps*. Kyiv, Ukrainian Architecture Academy Publ. 60 (in Russian).
16. Ereemeev V. N., Goryachkin Yu. N., Zhukov A. N., Krashennnikova M. A., Sizov A. A. (2009) Study of the Alternating Structure of Linear Trends in the Surface Temperature of the Black Sea. *Ekologicheskaya Bezopasnost' Pribrezhnoi i Shel'fovoi Zon i Kompleksnoe Ispol'zovanie Resursov Shel'fa* [Environmental Safety of Coastal and Shelf Zones and Integrated Use of Shelf Resources]. Sevastopol, EKOSI-Gidrofizika Publ. Iss. 18. 236–241 (in Russian).
17. Martynovskii V. S. (1977) *Cycles, Circuits and Characteristics of Thermal Transformers*. Moscow, Energiya Publ. 280 (in Russian).
18. Junussova L. R., Abildinova S. K., Aliyarova M. B., Chicherin S. V., Junussov T. Ja. (2018) The Means to Improve Water Treatment and to Enhance Power Engineering Performance of the Water Source Heat Pump. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 61 (4), 372–380. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-4-372-380> (in Russian).
19. Petrash V. D. (2014) *Heat Supply Heat Pump Systems*. Odessa, VMV Publ. 556 (in Russian).
20. 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).
21. 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).
22. Nekrasova O. A., Sinyak Yu. V. (1986) Research of Heat Pump Heating Systems (Model Approach). *Teploenergetika = Thermal Engineering*, (11), 30–34 (in Russian).
23. Belen'kii E. A. (1963) *Rational Water Heating Systems*. Leningrad, Gosstroizdat Publ. 208 (in Russian).
24. 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/10.21122/1029-7448-2018-63-3-264-284> (in Russian).