

District Heating System Using Heat Pump Installations and CHP

Șit M.L., Burciu V.I.

Institute of Power Engineering of the Academy of Sciences of Moldova,
Republic of Moldova, Chisinau

Abstract. The article describes the district heating system, in which part of the heat of return water thermal power is used to supply heat to the district heating pumps, evaporators heating and hot water. Heat pumps use carbon dioxide as refrigerant. During the transitional period of the year, and the summer heat pump for preparing hot-water supply system uses the heat of the surrounding air. The heat of the ambient air is used in the intermediate heat exchanger between the first and second stages of the heat pump to cool the gas after the first stage of the compressor of the heat pump.

Keywords: district heating, carbon dioxide heat pump.

Sistemul combinat pentru încălzire și preparare a apei calde ce include CET-uri și pompe de căldură Șit M.L., Burciu V.I.

Institutul de Energetică al AȘM,
Republica Moldova, Chișinău

Rezumat. În articol este descris sistemul de încălzire și de preparare a apei calde, în care o parte din căldura apei de retur din rețeaua termică este folosită pentru utilizarea căldurii la evaporatoarele pompelor de căldură pentru încălzire și pentru prepararea apei calde. Pompele de căldură funcționează pe baza dioxidului de carbon ca agent frigorific. În perioada de tranziție și de vară, pompa de căldură pentru sistemul de preparare a apei calde funcționează prin intermediul utilizării căldurii aerului ambiant. Căldura aerului ambiant este utilizată în schimbătorul de căldură intermediar, amplasat între prima și a doua treaptă a pompei de căldură pentru răcirea gazului după prima treaptă a compresorului pompei de căldură și pentru răcirea apei la intrarea vaporizatorului și agentului frigorific la ieșirea din răcitorul de gaze.

Cuvinte cheie: pompa de căldură, dioxid de carbon, sistem de încălzire combinat.

Комбинированная система централизованного теплоснабжения и горячего водоснабжения на базе ТЭЦ и квартальных тепловых насосов

Шит М.Л., Бурчиу В.И.

Институт Энергетики АН Молдовы,
Республика Молдова, Кишинев

Аннотация. В статье рассмотрена система теплоснабжения, в которой часть теплоты обратной сетевой воды тепловой электростанции используется для подачи теплоты к испарителям квартальных тепловых насосов отопления и горячего водоснабжения. Рассматриваются тепловые насосы на диоксиде углерода. В переходный и летний период тепловые насосы системы горячего водоснабжения работают с использованием теплоты окружающего воздуха. Теплота окружающего воздуха используется в промежуточном теплообменнике между первой и второй ступенями тепловых насосов для охлаждения газа после первой ступени компрессора теплового насоса, для охлаждения воды, подаваемой на вход испарителя теплового насоса (при необходимости) и хладагента на выходе газоохладителя теплового насоса.

Ключевые слова: тепловой насос, диоксид углерода, комбинированная система теплоснабжения.

Сокращения

ТЭЦ	Теплоэлектроцентраль
ТНУ	Теплонасосная установка
ТН	Тепловой насос
ГВС	Система горячего водоснабжения
ГЭС	Гидроэлектростанция
АЭС	Атомная электрическая станция
ПКТН	Парокомпрессионный тепловой насос

Введение

Комбинированные системы теплоснабжения с квартальными тепловыми насосами исследовались в работах [1-8]. В [1] предложена система с «ТЭЦ - абсорбционные квартальные насосы», где прямая сетевая вода от ТЭЦ подается в испаритель теплового насоса. Используется работа по пониженному температурному графику. Снижается коэффициент собственных нужд ТЭЦ, уменьшаются тепловые потери в магистральных теплопроводах и возрастает коэффициент полезного действия транспорта теплоты, снижается давление в теплофикационном отборе, и как следствие, увеличение выработки электроэнергии комбинированным способом, что вызывает экономию топлива. В [2] рассмотрена комбинированная система теплоснабжения, где предлагается использовать парокомпрессионный насос на диоксиде углерода в качестве рабочего тела. В [3] исследована система «ТЭЦ с газосетевым подогревателем и фреоновыми термотрансформаторами». В [4] предлагается система «ТЭЦ - тепловые насосы», где тепловые насосы отбирают теплоту из озера, реки и т.п.). В [6] используется система «ТЭЦ - абсорбционные тепловые насосы», в которой теплота к абсорбционному тепловому насосу подается от источника геотермальной теплоты.

Отличием представленной работы от известных является то, что в схеме «ТЭЦ-ПКТН» теплонасосная установка на диоксиде углерода, состоит из двух тепловых насосов: одного для отопления, а второго для получения горячей воды. При этом, тепловой насос для получения горячей воды может работать круглогодично с использованием в отопительный период как теплоты прямой сетевой воды при пониженном температурном графике системы теплоснабжения, так и теплоты наружного воздуха. Теплота наружного воздуха используется для согласования теплового насоса с низкотемпературной системой теплоснабжения. В остальное время года тепловой насос для системы ГВС работает с использованием только теплоты наружного воздуха. Приведена схема использования теплоты наружного воздуха для корректировки режима работы отопительного теплового насоса.

I. Схема комбинированной системы теплоснабжения

На рис.1. представлена схема системы теплоснабжения. Теплонасосная установка состоит из двух тепловых насосов – первого, отопительного и второго – для системы горячего водоснабжения (ГВС). Первый тепловой насос – двухступенчатый с двумя ступенями 1 и 2, нагруженными на газоохладитель 3.

Второй тепловой насос – одноступенчатый с компрессором 4, нагруженным на газоохладитель 5. Между первой 1 и второй 2 ступенями компрессора установлен промежуточный теплообменник 6, в котором хладагент охлаждается до требуемой температуры наружным воздухом.

Газоохладитель 5 должен обеспечить температуру воды 55°C для системы горячего водоснабжения, а газоохладитель 3 должен обеспечить температуру воды 95°C для системы отопления при температуре наружного воздуха -20°C и температуру воды 60°C при температуре наружного воздуха 8°C.

Вода, проходящая через газоохладитель 3, охлаждается, при необходимости, до температуры 25°C наружным воздухом в воздушном теплообменнике 7.

После газоохладителя 3 по ходу хладагента установлен воздушный теплообменник 8, охлаждающий хладагент до температуры 28...29°C.

Расход воды на систему отопления определяется температурным графиком.

Чем выше температура наружного воздуха, тем меньше расход воды необходим для подмешивания.

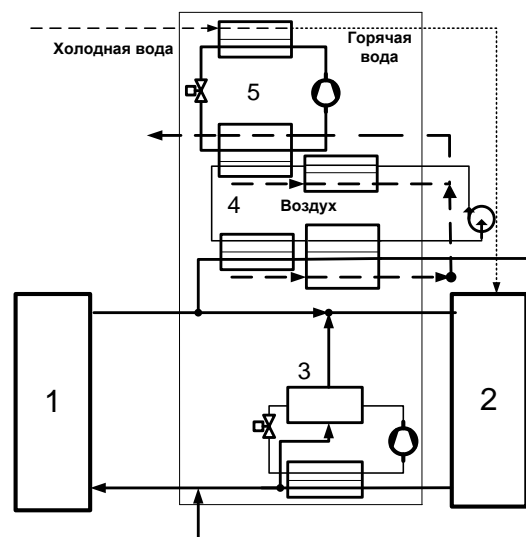
Контур теплового насоса с компрессором 1,2 – отключается в летний период.

Теплообменник 7 «воздух – вода» охлаждает воду, подаваемую на испаритель при высоком температурном графике.

Теплообменники 10 и 11 – рекуперативные и предназначены для повышения COP тепловых насосов.

Теплообменник 12 типа «вода-воздух» охлаждает обратную сетевую воду до величины, необходимой для нормальной работы испарителя 13 отопительного теплового насоса. Часть обратной сетевой воды после теплообменника поступает на испаритель 14 теплового насоса для системы ГВС. Вне отопительного сезона

теплообменник 12 и испаритель 13 не используются. Тепловой насос для ГВС в этот период работает, используя наружный воздух, который подается на испаритель 15. Регулирующие клапаны 16 и 17 управляют режимом работы компрессоров тепловых насосов. Регулирующие клапаны 18-23 управляют режимами работы испарителей. Для передачи теплоты от прямой сетевой воды к испарителю теплового насоса для приготовления горячей воды, в схему введен контур промежуточного теплоносителя, состоящий из: теплообменников «вода – промежуточный теплоноситель» 24, «промежуточный теплоноситель-воздух» 25 и насоса 26. В теплообменнике 25 происходит охлаждение промежуточного теплоносителя до значения температуры обратной воды посредством наружного воздуха, который, нагреваясь, подается в испаритель 15 теплового насоса системы ГВС. Теплообменник 27 служит для стабилизации температуры прямой сетевой воды, поступающей на подмешивание к обратной сетевой воде после системы теплоснабжения здания и, одновременно для стабилизации режима работы теплообменника 24 промежуточного контура при изменении расхода теплоносителя промежуточного контура. Очевидно, что в рассматриваемой схеме экономия энергии может быть получена только за счет снижения тепловых и гидравлических потерь по сравнению со схемой без использования тепловых насосов. Тем не менее основная доля экономического эффекта может быть получена при учете цен на энергоносители, тепловую и электрическую энергию и о насосы. Роль наружного воздуха в этой системе состоит в повышении COP тепловых насосов.

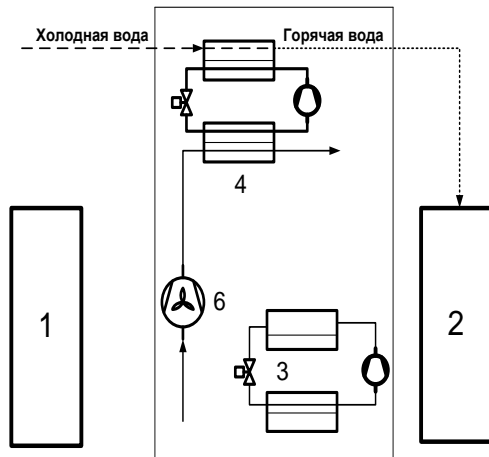


1- ТЭЦ, 2- потребители тепловой энергии, 3- отопительный тепловой насос, 4 – промежуточный контур теплового насоса для системы ГВС, 5- тепловой насос для ГВС.
Рис.1. Схема комбинированной системы теплоснабжения для работы в отопительный период.

Предлагаемая схема отличается от известных рациональным использованием возобновляемых источников энергии и источников теплоты с низким тепловым потенциалом, благодаря чему обеспечиваются экономический и экологический эффекты от применения ТНУ в широком ценовом диапазоне цен на энергоносители. Так, в переходный и летний периоды обеспечивается экономия средств за счет цен на электроэнергию, вырабатываемой ТЭЦ и приобретаемой на рынке электроэнергии, а в отопительный период обеспечивается экономия средств за счет использования только газа, потребляемого ТЭЦ и отказа от приобретения электроэнергии на рынке. При этом используется электроэнергия, вырабатываемая ТЭЦ, которая при ее продаже на рынке не может конкурировать по цене с электроэнергией, вырабатываемой на ГЭС и АЭС, что также дает возможность снизить финансовые потери ТЭЦ.

1.1. Промежуточный контур теплового насоса ГВС

Промежуточный контур функционирует исходя из следующих условий: разность температур Δt_{24} на первичном контуре теплообменника 24, определяется из условия: $\Delta t_{24} = t_{tur} - t_{retur}$,



6 – вентилятор, остальное, см. рис.1.

Рис.2. Схема включения установки в переходный и летний периоды.

Оптимальная температура испарителя теплового насоса горячего водоснабжения составляет $t_{oehp4} = 20^{\circ}C$, тогда рациональную температуру промежуточного хладагента, подаваемого на этот испаритель, выберем из условия:

$$t_{inehp4} = t_{oehp4} = 20 + 8 = 28^{\circ}C$$

Разность температур, сбрасывается на теплообменнике 25 «промежуточный теплоноситель – воздух» (рис.3).

Определим возможность использования теплоты нагретого наружного воздуха для использования ее в дополнительном испарителе теплового насоса.

Рассмотрим схему теплообменника «промежуточный теплоноситель - воздух». В первичную полость этого теплообменника подается воздух с температурой окружающей среды. Расход воздуха через этот теплообменник подбирается таким образом, чтобы выполнялось соотношение:

$$\dot{m}_{aer} \cdot (T_{evapor} - T_{aer_ext_in}) =$$

$$m_{ag_term_interm} \cdot (t_{set_voda_retur} - 5 - t_{evapor});$$

$$t_{evapor} = 20^{\circ}C.$$

5 градусов – задаем произвольно. Такая схема обеспечивает максимальное использование теплоты прямой воды для условия передачи теплоты от ТЭЦ теплового насосу в условиях низкотемпературного графика подачи теплоты.

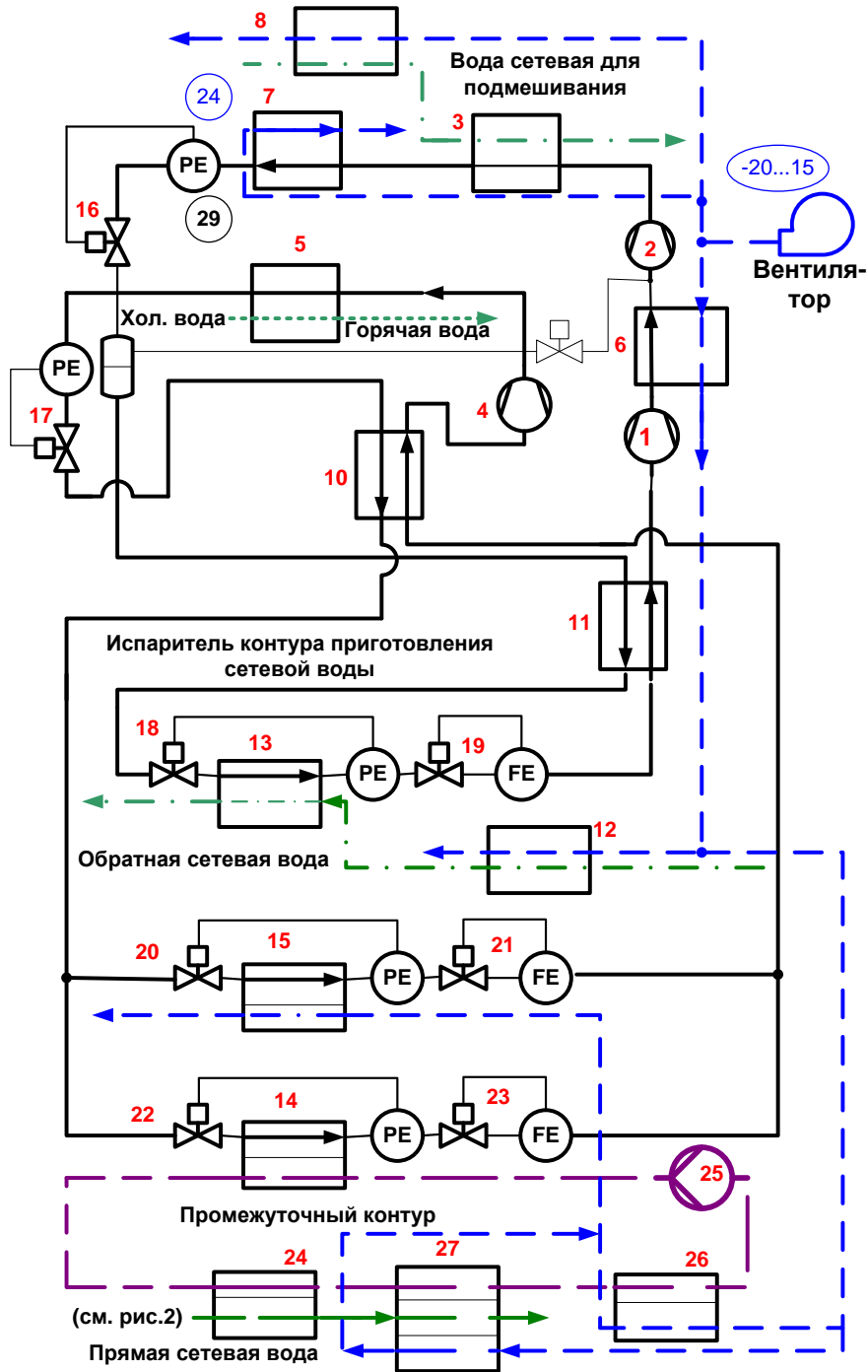
1.2. Расчет термодинамических циклов тепловых насосов

Рассмотрим термодинамический цикл теплового насоса ГВС в переходном и летнем режиме работы. Общий вид цикла представлен на рис.3. В таблице 1 приведена зависимость COP от температуры испарителя при начальной температуре сверхкритического диоксида углерода $90^{\circ}C$ и давлении 8 МПа.

Следует отметить, что при более высоких температурах чем $15^{\circ}C$ наружного воздуха необходимо будет охлаждать наружный воздух в теплообменнике «холодная вода - наружный воздух» или путем использования испарительного охлаждения. Последнее техническое решение, безусловно, увеличит стоимость теплового насоса, но обеспечит его работу с высоким значением величины COP. В климатических условиях Республики Молдова температура воды из источника холодного водоснабжения не превышает $15^{\circ}C$. Использование воды с такой температурой на входе в испаритель позволит (при использовании дополнительного теплообменника) охлаждать входной воздух до температуры $20^{\circ}C$ и сэкономить тепловую энергию на подогрев этой воды в газоохладителе теплового насоса за счет подогрева этой воды наружным теплым воздухом.

Таблица 1. Зависимость COP теплового насоса ГВС от температуры испарителя.

N п/п	Температура испарителя, $^{\circ}C$	COP
1	3,3	4,7
2	10	6,1



1,2 – первая и вторая ступени компрессора системы отопления, 3 – газоохладитель системы отопления, 4 – компрессор теплового насоса для системы ГВС, 5- газоохладитель теплового насоса для системы ГВС, 6- теплообменник для регулирования температуры хладагента на входе во вторую ступень компрессора, 7 – переохладитель хладагента, 8- теплообменник для стабилизации температуры сетевой воды на входе в газоохладитель 3, 9- отделитель жидкости, 10, 11– рекуперативный теплообменник, 12- теплообменник стабилизации температуры обратной сетевой воды перед испарителем, 13, 14, 15 – испарители, 18, 20, 2 – регуляторы давления хладагента, 19, 21, 23 – регуляторы температуры хладагента, 24- теплообменник «прямая сетевая вода - промежуточный теплоноситель», 25 –насос, 27- теплообменник для стабилизации температуры на входе в испаритель, теплообменник для стабилизации температуры подмешиваемой прямой сетевой воды.

Рис.3. Схема теплонасосной установки для отопления и горячего водоснабжения.

Приложение.

Укрупненный расчет экономических показателей работы двух вариантов систем теплоснабжения: с повышенным температурным графиком и с квартальными теплонасосными установками.

Зададимся следующими исходными данными: количество работающих энергоблоков в отопительный сезон – 2 шт, стоимость 1000 м³ природного газа 350 долларов США, тариф на электроэнергию 0,14 долларов США. При расчете пренебрегаем тепловыми потерями при перекачке тепловой энергии и потерями в гидравлических сетях. Тепловой график системы теплоснабжения 70/30. тепловой график внутриквартальных тепловых сетей 70/40.

Стоимость 1кВт тепловой мощности теплонасосной установки принята 300\$ США. Среднее значение COP тепловых насосов 4,5. Время работы теплового насоса ГВС в переходный и летний периоды – 8 часов в сутки. Теплофикационная нагрузка для базовой части графика нагрузки при нормативном температурном графике:

$$Q_T = \left[(1 - \alpha_G) \cdot (20 - t) / (20 - t^P) + \alpha_s \right] \cdot Q_T^M, \quad (A1.1)$$

где: t – температура окружающего воздуха, t^P – расчетная температура окружающего воздуха, α_G – относительная нагрузка ГВС, Q_T^M – максимальная нагрузка теплофикационных отборов. Уравнение энергетической характеристики турбины ПТ-80/100–130/13 [7] где, Q_{TURB} – расход теплоты на турбину, МВт, Q_P, Q_T – тепловые нагрузки П и Т отборов турбины, МВт, p_T – давление в отопительном отборе (при наличии двух отопительных отборов – в верхнем отопительном отборе), МПа, N_T – электрическая мощность, развиваемая турбиной на тепловом потреблении, МВт, N – номинальная мощность турбины, МВт.

$$Q_{TURB} = 16,3 + 1,98N - 0,965N_T + Q_T + Q_i; \quad (A1.2)$$

$$N_T = 0,542Q_T / (10p_T)^{0,14} + 0,301Q_i (1,3/p_i)^{0,34} - (11,6 - 0,0217Q_T); \quad (A1.3)$$

Определим объем выработанной электрической энергии, расход теплоты на турбину при различных тепловых нагрузках на отборах.

Таблица 2. объем выработанной электрической энергии, расход теплоты на турбину при различных тепловых нагрузках на отборах

Тепло-вая на-грузка, МВт	Расход теплоты на одну турбину, МВт	Электрическая нагрузка при конденсационной выработке, МВт.
73.2	195.2	21.1
65.9	168.6	26.6

Суммарная максимальная мощность тепловых насосов составляет 41,8 МВт при общей выработке электроэнергии двумя энергоблоками 53.2 МВт. При расчетах не учитываем снижение тепловых и гидравлических потерь в сетях от ТЭЦ до центральных тепловых пунктов при использовании тепловых насосов в квартальных тепловых сетях. При указанных выше исходных данных укрупненное значение величины простого срока окупаемости не превышает 7 лет.

В неотапительный период на ТЭЦ-2 в г. Кишиневе работает один блок с номинальной мощностью 80 МВт электрической и 100 МВт тепловой энергии. В связи с тем, что летом нагрузка по теплу для ГВС по городу составляет около 70 МВт (~60 Гкал/час), то блок не может развивать номинальную мощность и его располагаемая мощность летом около 50 МВт. Но, чтобы выдать такую мощность, придется тратить топливо и на выработку более чем 120 МВт (~103 Гкал/час) тепловой мощности, которая частично используется для ГВС, собственных нужд станции и частично теряется в окружающую среду. Коэффициент использования топлива на ТЭЦ значительно снижается в межсезонный период [8]. Поэтому использование тепловых насосов для ГВС, в комплексе с ТЭЦ является экономически эффективным.

Выводы

1. Использование теплоты окружающего воздуха в тепловых насосах для отопления и горячего водоснабжения позволяет повысить COP теплового насоса, повысить быстродействие при отработке возмущений по температуре и расходу обратной сетевой воды.
2. Благодаря предложенной схеме тепловой насос для ГВС имеет повышенный COP по сравнению с аналогичными схемами.
3. Рассмотренная схема комбинированной системы теплоснабжения может применяться в условиях узкого диапазона цен на электрическую, тепловую энергию, природный газ, а также и тепловые насосы.

Литература (References)

[1] Kompleksnie issledovania TES s novimi tehnologiami. [Comprehensive studies of CHP

- plants with new technologies]. Novosibirsk: 2005. (in Russian) .
- [2] Juravleov A., Sit M., Sit B., Zubaty A., Poponova Olga, Timcenco D. The Use of Heat Pumps in District Heating Systems. Sixth International Conference on Electromechanical and Power Systems. October 10-12, 2007, p. Chisinau, Republic of Moldova.
- [3] Frantseva A.A. Primenenie freonovih termotransformatorov pri kombinirovannom teplosnabgenii. [The use of Freon thermo transformers in the combined district heating systems]. Nauka, Tehnologii, Innovatsii, Novosibirsk, 2011, V.2, pp.182-184.(in Russian).
- [4] Filippov S.P., Ionov M.S., Dilman M.D. Perspektivi primeneniya vozdushnih teplovih nasosov dlia teplosnabgenia jilij zdanii v razlichnih klimaticheskikh usloviah. [Prospects for the use of air heat pumps for heating residential buildings in different climatic conditions]. Teploenergetika, N11, 2012, pp.12-18. (in Russian).
- [5] Molyneaux A., Leyland G., Favrat D. “Environomic multi-objeective optimization of a district heating network considering centralized and decentralized heat pumps”. Energy, 2010, vol.35, pp. 751-758.
- [6] Yan Li, Lin Fu, Shigang Zhang, Xiling Zhao “A new type of district heating system based on distributed absorption heat pump”. Energy, 2011, vol.36, pp. 4570-4576.
- [7] Teplovie electriccheskie stantsii. [Combined Heat Power Plants. Manual for Universities. Moscow, 2009. (in Russian).
- [8] Juravliov A.A., Sit M.L., Zubatii A.L., Poponova O.B., Sit B.M., Timchenko D.V. Tehniko-ekonomicheskakai effektivnosti ispolizovania teplovih nasosov na TEC”. [Efficiency of the Use of Heat pumps on the CHP plants]. Problems of the Regional Energetics. 2007, N1, pp. 1-5. (in Russian).

Сведения об авторах:



Шит Михаил Львович – к.т.н., в.н.с. лаборатории «Энергетической эффективности и возобновляемых источников энергии» института энергетики АНМ. Область научных интересов: тепловые насосы, автоматическое управление технологическими процессами в энергетике, промышленности, сельском хозяйстве.
E-mail: mihail_sit@mail.ru



Бурциу Виталий Иванович – к.т.н. заведующий лаборатории «Энергетической эффективности и возобновляемых источников энергии» института энергетики АНМ. Область научных интересов: тепловые насосы, возобновляемые источники энергии. E-mail: vburciu@gmail.com