

## Combined District Heating System CHP-Local Heat Pumps. Part II

Sit M.L., Juravliov A.A.

Institute of Power Engineering of Moldova, Kishinau, Republic of Moldova

Suvorov D.M., Suvorova L.A.

Vyatka State University, Kirov, Russian Federation

**Abstract.** The paper discusses options for district heating systems, including thermal power plants and heat pumps installed in individual heating centers of multi-story buildings. The aim of the work is to evaluate the energy efficiency of the options under consideration and the method of connecting piping to high-temperature return network water with a carbon dioxide heat pump. The goal is achieved due to the fact that one of the evaporators of the heat pump heating the new building or half of the existing building uses heat from return network water or from the first half of the building or from the whole building, and the second evaporator uses the heat of the outdoor air. Moreover, for high-temperature heating schedules, heat is taken out through a two-stage intermediate circuit containing two pumps, 2 heat exchangers and two expansion vessels. Significant results of the work are the developed scheme of the intermediate circuit of the carbon dioxide heat pump, which combines both the possibilities of working in a quantitative heat supply system and in the preparation of hot water for buildings during the non-heating period. The significance of the obtained results lies in the fact that the proposed technical solution allows to reduce fuel consumption for thermal power plants, consumers' expenses when paying for their consumed energy resources, increase the number of heat consumers connected to the thermal power plants through the use of heat pumps. The schemes of intermediate circuits of heat pumps for the quantitative law of regulating the operation mode of the heat supply system are also considered.

**Keywords:** district heating system, heat pump, carbon dioxide, control law, CHP.

**DOI:** 10.5281/zenodo.3898322

**UDC:** 697.34; 621.577.42

### Sistem de termoficare cu CET-uri și pompelelor de căldură locale, care utilizează căldură apei retur din rețeaua termică. Partea II

Șit M.L., Juravleov A.A., Institutul de Energetică, Chișinău, Republica Moldova

Suvorov D.M., Suvorova L.A., Universitatea de Stat din Kirov, Kirov, Federația Rusă

**Rezumat.** În lucrare sunt studiate opțiunile pentru sistemele de încălzire urbană centralizată, care includ CET-uri și pompe de căldură instalate în punctele individuale de încălzire ale clădirilor cu multe nivele. Scopul lucrării constă în estimarea eficienței energetice a opțiunilor luate în considerare și metoda de conectare a conductelor de apă de rețeaua de retur cu temperaturi ridicate cu o pompă de căldură cu dioxid de carbon. Obiectivul este atins datorită faptului, că unul dintre evaporatoarele pompei de căldură, care încălzește o nouă clădire sau jumătate din clădirea existentă folosește căldura din apa rețelei de retur sau apă conductei termice de retur din prima jumătate a clădirii sau din întreaga clădire, iar al doilea evaporator folosește căldura aerului exterior. Mai mult, pentru programele de încălzire la temperatură ridicată, căldura este extrasă printr-un transformator de temperatură. Rezultate semnificative ale lucrării constau în dezvoltarea schemei circuitului intermediar al pompei de căldură cu dioxid de carbon, care combină atât posibilitățile de a lucra într-un sistem cantitativ de alimentare cu căldură, cât și în pregătirea apei calde pentru clădiri în perioada de vară. Semnificația rezultatelor obținute constă în faptul, că soluția tehnică propusă permite reducerea consumului de combustibil pentru centralele termice, cheltuielile consumatorilor la plata resurselor de energie consumate, creșterea numărului de consumatori de căldură conectați la centralele termice prin utilizarea pompelor de căldură. Sunt luate în considerare și schemele circuitelor intermediare ale pompelor de căldură pentru legea cantitativă a reglementării modului de funcționare a sistemului de alimentare cu căldură.

**Cuvinte-cheie:** termoficare, pompe de căldură, dioxid de carbon, legile de dirijare ale sistemelor de termoficare.

### Система теплоснабжения с ТЭЦ и локальными тепловыми насосами, использующими теплоту обратной сетевой воды. Часть 2

Шит М.Л., Журавлев А.А., Институт энергетики, Кишинев, Республика Молдова

**Суворов Д. М., Суворова Л.А.,** Вятский государственный университет, Киров, Российская Федерация  
**Аннотация.** В работе рассматриваются варианты систем централизованного теплоснабжения, включающих в себя ТЭЦ и тепловые насосы, установленные в индивидуальных тепловых пунктах многоэтаж-

ных зданий. Рассматриваются два варианта: когда новые потребители не подключаются (часть теплоты сетевой воды после системы отопления первой части отапливаемого объекта передается через ТН потребителю отопления второй части); когда подключается новый потребитель и часть располагаемой теплоты обратной воды системы отопления старого потребителя через ТН передается новому потребителю. Целью работы является оценить энергетическую эффективность рассматриваемых вариантов и способ связи трубопровода высокотемпературной обратной сетевой воды с тепловым насосом на диоксиде углерода. Поставленная цель достигается за счет того, что один из испарителей теплового насоса, отапливающего новое здание или половину существующего здания, использует теплоту от обратной сетевой воды или от первой половины здания, либо от целого здания, а второй испаритель использует теплоту наружного воздуха. Причем, для высокотемпературных графиков отопления отбор теплоты осуществляется через двухступенчатый промежуточный контур, содержащий в себе два насоса, 2 теплообменника и два расширительных сосуда. Существенными результатами работы является разработанная схема промежуточного контура теплового насоса на диоксиде углерода, которая совмещает в себе как возможности работы в системе теплоснабжения с качественным регулированием, так и при приготовлении горячей воды для зданий, в неотопительный период. Значимость полученных результатов состоит в том, что предлагаемое техническое решение позволяет снизить расход топлива для ТЭЦ, расходы потребителей при оплате ими потребленных энергоресурсов, увеличить количество потребителей теплоты, подключенных к ТЭЦ, за счет использования тепловых насосов. Рассмотрены также схемы промежуточных контуров тепловых насосов для количественного закона регулирования режима работы системы теплоснабжения.

**Ключевые слова:** теплоснабжение, тепловые насосы, диоксид углерода, законы регулирования систем теплоснабжения.

## ВВЕДЕНИЕ

В своих решениях Европейская Комиссия (ЕК) определила направления по снижению выбросов углекислого газа при модернизации зданий и их систем теплоснабжения. При реализации этих направлений решаются задачи, одними из которых являются: повышение энергоэффективности, в том числе, при внедрении ВИЭ, использование когенерации, замена горючих топлив на использование ВИЭ. Технология распределенной генерации, по мнению ЕК, снизит расход топлива, повысит энергоэффективность. В ЕС призывают перейти к концепции 4GDH (4-е поколение систем теплоснабжения) [1,2]. В новом строительстве основным критерием является энергоэффективность системы. Согласно законодательству ЕС, все страны ЕС предъявляют очень жесткие требования к использованию первичной энергии. Это привело к тому, что тепловые насосы считаются предпочтительными с точки зрения энергоэффективности. Парламент и Совет ЕС в 2018 году приняли директиву, которая требует от государств – членов ЕС переоборудовать к 2050 году весь строительный фонд почти до нулевого уровня потребления энергии в годовом цикле в новом строительстве. Государства-члены должны регулярно сообщать о национальных планах и ходе работ. Эта директива также предъявляет значительные требования к

автоматизации зданий, включая систему отопления. Приоритеты остались прежними – энергоэффективность и комфорт. Для обогрева помещений будет продолжаться использование систем водяного напольного отопления и энергоэффективных отопительных приборов. В области энергоэффективности основное внимание уделяется сокращению потребления первичной энергии и выбросов CO<sub>2</sub>.

В странах ЕС нет пока единого мнения о способе создания систем централизованного теплоснабжения на основе тепловых насосов [16]. Представленный в данной работе подход включает задачи размещения теплового насоса, определения режимов его работы, а также выбор источников тепла, доступных для тепловых насосов. С этой целью был предложен ряд решений, как в ЕС, так и в СНГ. Ряд из них связан с использованием обратной сетевой воды в теплонасосных технологиях, применяемых в системах теплоснабжения с ТЭЦ. Идея последних предложений такова: использование части теплоты обратной сетевой воды (ОСВ) как источника низкопотенциальной теплоты (НПТ) для тепловых насосов, используемых для отопления и ГВС. Например, в [6,7] в рамках ТЭЦ предлагалась система теплоэнергоснабжения, которая в своем сетевом отопительном контуре содержит тепловые насосы, установленные в магистрали обратной воды. После передачи теплоты потребителям одной группы, вода подогревалась тепловым насосом и передавалась потреби-

лям другой группы. Тепловые насосы предлагалось установить, как на ТЭЦ, так и в индивидуальных тепловых пунктах.

Особенностью решений этого типа является **ограниченная мощность тепловой нагрузки**  $Q_T$ , которую может нести такой тепловой насос.

$$Q_T = \dot{G}_{AR} \cdot (t_{Rin} - t_{Rout}) \cdot (COP - 1) / COP \cdot \eta_{CI} \cdot (1.2.1)$$

$\dot{G}_{AR}$  – массовый расход ОСВ;  $t_{Rin}, t_{Rout}$  – температура ОСВ на входе и выходе вторичного контура испарителя ТН,  $COP$  – коэффициент тепловой эффективности ТН,  $\eta_{CI}$  – КПД промежуточного контура (системы теплообменных аппаратов, установленных между испарителем и трубопроводом ОСВ. Ограничение мощности ТН определяется влиянием ТН на энергетические и экономические показатели ТЭЦ.

Анализ этих решений вызвал ряд публикаций, например, [8], которые подвергли идею критике. В отзыве на [8] С.А. Козлов (Новости теплоснабжения №5, 2011) отметил, что вывод сформулирован для нехарактерной (даже нереальной) ситуации, когда отпуск тепла вместо отбора турбины осуществляется системой «конденсатор турбины + ТНУ». ([https://www.rosteplo.ru/Tech\\_stat/stat\\_shablon.php?id=3913](https://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=3913)). Автор отзыва отмечал, что «реально на ТЭЦ имеет место и комбинированная, и конденсационная выработка электроэнергии. А потребитель может получить тепло или от ТЭЦ, или от котельной (для простоты обозначим условную пиково-резервную котельную - ПРК, которая обеспечивает альтернативное ТЭЦ теплоснабжение потребителей). Эффект ТНУ заключается в передаче тепловой нагрузки от ПРК к ТЭЦ (для комбинированной выработки)».

В [16] рассмотрены системы теплоснабжения городов с тепловыми насосами в Европе среди которых упоминаются трубопроводы обратной сетевой воды. Указывается на то, что выбор технологии теплового насоса для интеграции в сети централизованного теплоснабжения сложен и многокритериален. В странах ЕС нет единого способа создания систем централизованного теплоснабжения на основе тепловых насосов. В [16] представлено большое количество возможных сценариев и технологических решений из технического треугольника,

которые дают очень широкий спектр применений и возможностей автономного отопления на основе теплового насоса. Технический треугольник – это инструмент, способный определять двунаправленную взаимозависимость технологии теплового насоса, источников тепла для тепловых насосов и профилей потребности в тепле. Технический треугольник обеспечивает богатый технологический анализ систем с тепловыми насосами, возобновляемыми источниками энергии и накоплением тепловой энергии снизу-вверх [16].

Нами рассматривается (как и в нашей предыдущей работе), **применение ТНУ в системе теплоснабжения с ТЭЦ с возможностью присоединения к ТЭЦ новых потребителей или с условием перевода половины потребителей на теплонасосное теплоснабжение с использованием части теплоты обратной сетевой воды после систем отопления и теплоты наружного воздуха.**

При этом рассматриваются два варианта:

1) когда новые потребители не подключаются (часть теплота ОСВ с первой половины отапливаемого объекта передается второму через ТН);

2) когда подключается новый потребитель и часть теплоты старого потребителя через ТН передается новому потребителю.

В первом случае тепловая нагрузка (**расчетная, отопления без учета ГВС**) составляет 72% от старой, а во втором 122% от старой тепловой нагрузки, дома, у которого отбирают теплоту ОСВ.

В первом случае уменьшается выработка как тепловой, так и электрической энергии на ТЭЦ, а во втором в режимах при включенных ПРК электрическая мощность практически не изменяется, и ТН получает ЭЭ по импорту, а при отключенных ПРК и работе ТЭЦ по тепловому графику увеличивается выработка и отпуск как тепловой, так и электрической энергии ТЭЦ, а также возрастает и удельная выработка электроэнергии ТЭЦ на тепловом потреблении, а ТН в этом случае может получать часть дополнительной ЭЭ, вырабатываемой ТЭЦ.

Разумеется, вместо наружного воздуха возможно использовать другие источники низкопотенциальной теплоты (НПТ). Но их использование выходит за рамки настоящего исследования. В [13] рассматривается тепло-

вая сеть с графиком 40/20, где параллельно включены ТНУ для подготовки горячей воды. На Западе отдают себе отчет о снижении прибылей генерирующих компаний из-за внедрения тепловых насосов, но отмечают важность этих работ из-за наличия социального и экологического эффектов, а также экономии у потребителя [11-13, 18-20]. При этом очевидно создание дополнительных рабочих мест на разработку, изготовление и внедрение систем генерации возобновляемой энергии и переход существующих генерирующих компаний в «интегрированные» с преобразователями ВИЭ.

Является совершенно очевидным, что «механическое» снижение температуры обратной сетевой воды для использования ее теплоты в тепловых насосах энергетически неэффективно, несмотря на снижение расхода электроэнергии для сетевых насосов и незначительное увеличение выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Альтернативой может являться использование части теплоты обратной сетевой воды совместно с теплотой наружного воздуха, тепловыми выбросами промышленных предприятий и т.п.

Применение локальных ТНУ в схемах теплоснабжения, имеющих в качестве источника ТЭЦ, является неоднозначным как с энергетической, так и особенно с экономической точки зрения и требует ряда предварительных пояснений.

Первое. Во всех случаях необходимо очень четко указать граничные условия работы систем теплоснабжения, включая как источники, так и потребителей, до и после планируемой реконструкции с установкой локальных ТНУ. В частности, очень важно, как меняется расчетная тепловая нагрузка как локальной системы, в которую включается ТНУ, так и основного источника (ТЭЦ или районной котельной). От этого зависит изменение режима работы и источника, и тепловых сетей. Например, если мы рассматриваем установку локальных ТНУ с вытеснением части существовавшей ранее тепловой нагрузки основного источника, то для последнего будет иметь место не только экономия топлива, но и ряд негативных эффектов: сокращение отпуска теплоты потребителям с потерей платежей за эту непоставленную энергию, уменьшение выработки и реализации электроэнергии на тепловом потреблении (вследствие

сокращения отпуска тепла, на базе которого осуществляется эта выработка). Поэтому при расчете эффектов необходимо исходить из двух возможных вариантов. Или, по первому из них, нужно предполагать, что проект является небольшим, локальным с точки зрения источника и при уменьшении теплоснабжения данным абонентом режимы работы источника практически не меняются, за исключением уменьшения отпускаемой им тепловой энергии на относительно малую величину (в этом случае эффекты для источника можно считать при неизменных параметрах его работы для каждого временного интервала в течение года). Или, по второму варианту, необходимо считать, что все объекты, подключенные к системе теплоснабжения, подвергаются реконструкции или модернизации аналогично рассматриваемой локальной системе, и только в таком случае эффекты, связанные с изменением режима работы источника в части изменения таких величин, как удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, расходы сетевой воды, тепловые потери в сетях, могут быть учтены достаточно точно. **Именно такой второй подход и используется в данной работе, то есть предполагается, что все объекты теплоснабжения, подключенные к системе, реконструируются с использованием локальных ТНУ, одновременно, и что перестройка имеющихся тепловых сетей не требуется.** То есть вместо множества локальных систем рассматривается эквивалентная режиму при их параллельной работе единая модельная система теплоснабжения, подключенная к ТЭЦ, и рассчитываются параметры каждого характерного режима ее работы, необходимого для последующего анализа. Пример такой схемы приведен на рис.1, причем ТНУ в ней в виде обобщенного испарителя (I) и обобщенного конденсатора/газоохладителя (HP) показаны условно.

Мы рассматриваем два варианта использования обратной сетевой воды после систем отопления абонентов: **первый вариант**, когда ее теплота используется для теплового насоса, испаритель которого установлен в тепловой сети после здания в отопительный сезон при условии использования для отопления части теплоты обратной сетевой воды путем ее охлаждения на некоторую величину

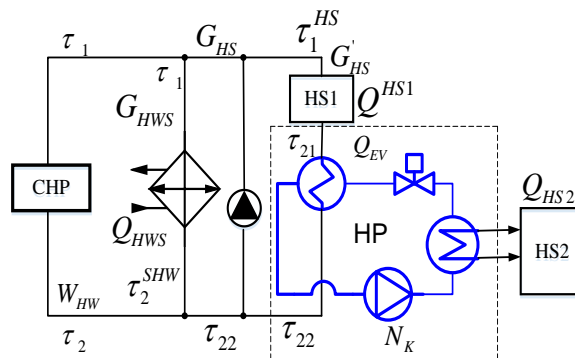
(в неотапительный сезон этот тепловой насос использует теплоту окружающего воздуха для приготовления горячей воды); **второй вариант**, когда испаритель теплового насоса установлен в трубопроводе обратной сетевой воды после подмешивающего насоса. Способ использования теплового насоса для целей ГВС остается тем же, что в первом варианте.

### ВАРИАНТЫ РАССМАТРИВАЕМЫХ СИСТЕМ

Схема системы «ТЭЦ – местные тепловые насосы» для системы теплоснабжения (СТС) с качественным законом управления тепловым режимом приведена на рис.1. В схеме рассматривается параллельная схема подключения теплообменника ГВС к системе отопления зданий.

В системе предусмотрен комбинированный тепловой насос, получающий теплоту от обратной сетевой воды части здания и теплоту от окружающего воздуха для отопления другой части здания в отопительный период. Все здание получает тепловую энергию для ГВС от ТЭЦ в отопительный период, а остальное время года ГВС вырабатывается существующим тепловым насосом. Очевидно, что охлаждение обратной сетевой воды для части здания, другая часть которого питается от теплового насоса, использующего теплоту обратной сетевой воды, выходящей из части здания, отапливаемой от ТЭЦ, должно дать эффект, когда в тепловом насосе параллельно используются два испарителя: один, использующий температуру обратной сетевой воды, другой – теплоту окружающего воздуха и/или теплоту от других источников теплоты (в последнем случае, уже потребуются больше испарителей).

Вариант 1 (рис.1) описан в статье авторов в этом журнале за №1(45)2020. Этот вариант характеризуется тем, что в первом здании может потребоваться переделка отопительных приборов обеих частей системы теплоснабжения СТС, так как из-за того, что испаритель включен сразу после СО1 (HS1) температурный режим отопительных приборов не будет соответствовать запроектированному ранее (например, для графика 95/70), так как при снижении температуры обратной сетевой воды (из-за ее охлаждения в испарителе) будет изменяться расход в контуре циркуляции.



1. CHP - ТЭЦ, 2- HWS - система ГВС здания, 3. HP- тепловой насос.

Рис.1. Структурная схема системы отопления зданий [14].<sup>1</sup>

Также особенностью этой схемы (рис.2) является необходимость использования дополнительного испарителя для отбора теплоты от наружного воздуха, что снижает COP ТН. COP ТН, а это существенно увеличит расход в контуре циркуляции и изменит

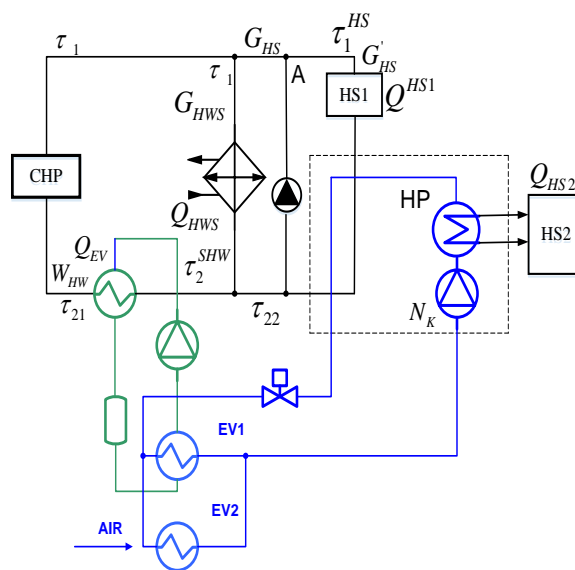


Рис. 2. Схема ТЭЦ-ТНУ-отапливаемый объект (вариант 2).<sup>2</sup>

режим работы отопительных приборов. Включение испарителя ТН в цепь обратной сетевой воды после узла смешения позволит в этой схеме **охлаждать воду при графике 115/70 °C (95/70 °C для внутридомовой сети) на 10-20 °C** (при использовании промежуточного контура) и **исключить необходимость переделки системы отопления СО1 (HS1).**

## ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ COP ТЕПЛООВОГО НАСОСА

Повышения COP теплового насоса можно достичь как за счет увеличения ступеней, применения эжекторов и др., так и за счет использования источников низкопотенциальной теплоты разной природы.

Это могут быть солнечные коллекторы, вытяжной воздух из кухонь здания, использование сточных вод, использование находящихся поблизости источников тепловых выбросов промышленных предприятий, использование вытяжного воздуха, в основном, из кухонь в зданиях новой постройки, но значение величины тепловой мощности данного параметра должно определяться каждый раз с учетом конкретных условий.

В решениях, приведенных на рис.1 и рис.2, для повышения COP теплового насоса использованы два источника низкопотенциальной теплоты: обратная сетевая вода и воздух.

## РЕЖИМЫ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Режимы работы контура управляемой трансформации температуры для теплового насоса.

На рис.3. показана схема контура управляю трансформации температуры теплового насоса.

При использовании этой схемы возникает задача расчета температур функционирования промежуточных теплообменников, в зависимости от температур прямой сетевой воды и температуры испарителя теплового насоса.

Зависимость температуры  $T_{1OUT}$  от  $T_{RVIN}$  описывается уравнением

$$T_{1out} = t_b + \Delta t_0' \bar{Q}^{0.8} - 0,5 \cdot \bar{Q} \cdot \theta_0' - dt, \quad (1)$$

где:

$dt$  – величина, определяемая из условий (2) и (3). Считаем заданными значения величин температур  $T_{RVin}(t_b)$ ,  $T_{RVout}(t_b)$ ,  $T_{ev}$ . Выбор разности величин  $T_{RVin}(t_b)$ ,  $T_{RVout}(t_b)$  определяется значением величины мощности, отдаваемой ТЭЦ тепловым насосам, режимом работы испарителя теплового насоса при

работе с трубопроводом обратной сетевой воды.

$$T_{2in} = (T_{RVin} + T_{1out}) / 2 \quad (2)$$

$$T_{2out} = (T_{RVout} + T_{1in}) / 2 \quad (3)$$

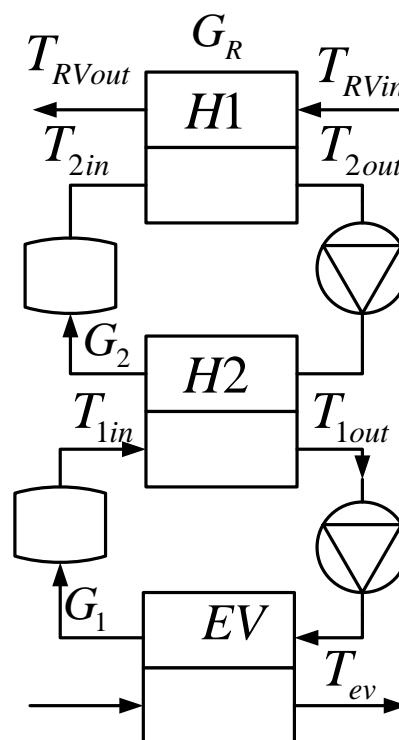


Рис.3. Схема контура трансформации температуры<sup>3</sup>.

Использование выражений (2) и (3) объясняется требованием минимума потерь энтропии в системе теплообменников. Если рассмотреть выражение теплопередачи для расчета площадей теплообменника

$$\dot{Q} = U_1 A_i \Delta T_{lm}, \quad (4)$$

где  $\dot{Q}$  – тепловой поток,  $A_i$  – площадь теплопередачи теплообменника,  $U_1$  – коэффициент теплопередачи теплообменника  $\Delta T_{lm}$  – среднелогарифмическая разность температур  $i$  – того теплообменника. Таким образом, целью работы является выбор таких значений величин  $\Delta T_{lm}$ , чтобы суммарная площадь поверхностей теплопередачи теплообменников (ПТТ) была минимальна. Рассмотрим уравнения сохранения энергии:

$$G_R \cdot c_{p0} (T_{RVin} - T_{RVout}) = G_2 \cdot c_{p2} (T_{2in} - T_{2out}), \quad (5)$$

<sup>3</sup> Appendix 1

$$G_1 \cdot c_{p1} (T_{1in} - T_{1out}) = G_2 \cdot c_{p2} (T_{2in} - T_{2out}). \quad (6)$$

$$G_{EV} \cdot (h_{out} - h_{in}) = G_1 \cdot c_{p1} (T_{1in} - T_{1out}). \quad (7)$$

Были сделаны следующие допущения: среды в контурах теплообменников 1 и 2 несжимаемы и падением давления сред в контурах можно пренебречь.

Согласно второму закону термодинамики:

$$S_{GEN2} = G_R \cdot (s_{RVin} - s_{RVout}) = G_2 \cdot (s_{2in} - s_{2out}), \quad (8)$$

$$S_{GEN2} = G_1 \cdot (s_{1in} - s_{1out}) = G_2 \cdot (s_{2in} - s_{2out}). \quad (9)$$

$$S_{GEN2} = G_2 \cdot c_{p1} \ln \left( \frac{T_{RVin}}{T_{2in}} \right) + G_2 \cdot c_{p2} \ln \left( \frac{T_{RVout}}{T_{2out}} \right) \geq 0 \quad (10)$$

$$S_{GEN1} = G_1 \cdot \ln \left( \frac{T_{1in}}{T_{1out}} \right) + G_2 \cdot \ln \left( \frac{T_{2out}}{T_{2in}} \right) \geq 0 \quad (11)$$

$G_1, G_2$  – массовые расходы.

Так как система теплоснабжения работает по качественному закону регулирования тепловой нагрузки – уравнения (11), (12), то расходы воды по линии обратной сетевой воды и в контуре испарителя ТН постоянные величины, определяемый уравнениями (1)...(4).

Так как критерием качества является минимум расхода энергии в контурах (1) и (2) промежуточного контура (ПК), то минимум расхода электроэнергии при постоянных расходах воды в ПК обеспечивается при максимум величин:

$$A = (T_{1in} - T_{1out}) + (T_{2in} - T_{2out}) \forall \dots \quad (12)$$

$$T \exists [T_1 \dots T_2] = \max$$

В рассматриваемой системе расходы жидкостей не изменяются, поэтому остается только изменять площади теплообменников Н1 и Н2 для поддержания требуемого режима работы промежуточного контура, а, значит, и теплового насоса.

**Пример.** Для графика 110/70 для режима при наружных температурах воздуха

$t_{ext} = -15^\circ C$  получаем следующие данные:

$$T_{ev} = 15^\circ C, T_{2in} = (T_{RVin} + T_{1out}) / 2 = \dots$$

$$= 47,5^\circ C; T_{RVin} = 70^\circ C, T_{RVout} = 50^\circ C, T_{1in} = 20^\circ C,$$

$$T_{1out} = 25^\circ C; T_{2out} = (T_{RVout} + T_{1in}) / 2 = \dots$$

$$(50^\circ C + 20^\circ C) / 2 = 35^\circ C$$

$t_{ext} = 5^\circ C$  получаем следующие данные:

$$T_{ev} = 15^\circ C, T_{2in} = (T_{RVin} + T_{1out}) / 2 = \dots$$

$$= 32^\circ C; T_{RVin} = 39^\circ C, T_{RVout} = 32^\circ C, T_{1in} = 20^\circ C,$$

$$T_{1out} = 25^\circ C; T_{2out} = (T_{RVout} + T_{1in}) / 2 = \dots$$

$$(32^\circ C + 20^\circ C) / 2 = 26^\circ C$$

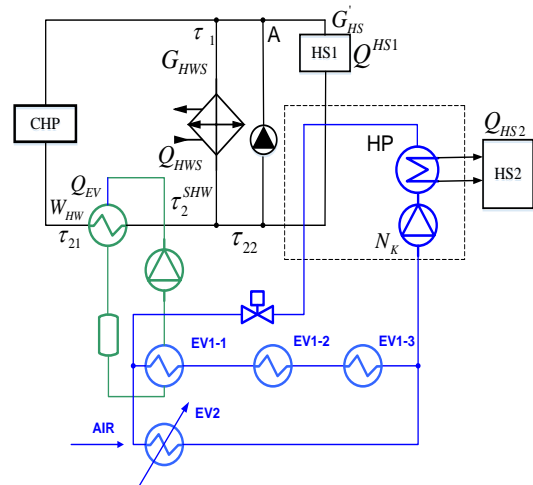
Относительное изменение площади теплообменников 1 и 2 имеет вид:

$$\varepsilon = F_1 \Delta t_1 / F_2 \Delta t_2 \quad (13)$$

Для рассматриваемого случая это отношение составляет  $\varepsilon \approx 2.89$ .

### Режимы работы системы теплоснабжения

Рассмотрим систему, где критерием качества является среднесезонный SCOP (SCOP) ТНУ для заданного диапазона температур наружного воздуха и воды (рис.4).



**Рис.4. Схема теплоснабжения «ТЭЦ-ТН» с повышенным SCOP ТНУ.<sup>4</sup>**

В этой схеме испарители включаются последовательно по ОСВ, и параллельно через эжекторы внутри теплового насоса; промежуточный контур «охватывает» три первичные цепи испарителей. При этом, к примеру, каждый испаритель охлаждает воду на  $10^\circ C$ , и, в результате ОСВ охлаждается на  $30^\circ C$ . Теплообменник для воздуха делается секционированным.



Область применения ТНУ по схемам, приведенным на рис. 2 и рис.4, требует отдельного комментария. Поскольку речь идет о системах теплоснабжения с действующими источниками на основе паротурбинных (или парогазовых) ТЭЦ, то при наличии резерва тепловой мощности источника и возможности дополнительной выработки электроэнергии на базе дополнительного теплового потребления очевидна целесообразность подключения дополнительной тепловой нагрузки именно к ТЭЦ. Однако установленная мощность турбинного оборудования на ТЭЦ может использоваться полностью (этому соответствует модельный расчет при коэффициенте теплофикации  $\alpha_{\text{снр}}=0.5$ ). В этом случае ТНУ является альтернативой дорогостоящему расширению ТЭЦ или дополнительной загрузке ПВК. Кроме того, на ТЭЦ могут иметь место и ограничения по величине располагаемой тепловой мощности, которые могут быть ликвидированы установкой дополнительных пиковых водогрейных котлов (ПВК). Однако если рост тепловой нагрузки значителен, то требуется или строительство новой ТЭЦ, или встраивание ТНУ в существующую схему, что и реализуется согласно рис.2 и рис.4. В этом случае прирост расчетной тепловой нагрузки для ТЭЦ примерно в 2 раза меньше, чем дополнительная тепловая нагрузка системы (см. табл.1). Преимуществом схем согласно рис.2 и рис.4 является то, что и для ТЭЦ в целом, и для каждого локального теплового района, где устанавливается ТНУ, расход сетевой воды на отопление во всех режимах остается неизменным. Это позволяет увеличить мощность систем теплоснабжения, подключенных к данной тепломагистрали, до двух раз без изменения гидравлического режима работы как любой тепловой магистрали, так и всей ТЭЦ. При этом для данного локального теплового района возможно при увеличении нагрузки отопления вдвое при использовании схемы согласно рис.4 снижение температуры сетевой воды в обратной магистрали до 30 °С.

Поскольку сами системы отопления, подключаемые к ТНУ, локальны, то указанное предельное значение понижения температуры в испарителе ТНУ реализуется только в пределах данной тепловой магистрали или данного конкретного

локального потребителя, нагрузка которого составляет лишь часть общей нагрузки отопления системы (HS1 или вновь подключаемых потребителей HS2). Для системы в целом при модельном расчете величина охлаждения определяется интегрально для всего потока сетевой воды в зависимости от соотношения мощностей HS1 и HS2).

Формула для расчета тепловой мощности испарителя в зависимости от наружной температуры и диапазона регулирования мощностей имеет вид:

$$\dot{Q}_{EV}^W = \dot{Q}_{EV}^{W \min} + (t_{EXT} - t_{EXT}^{\min}) \cdot \left( \frac{\dot{Q}_{EV}^{W \max} - \dot{Q}_{EV}^{W \min}}{t_{EXT}^{\min} - t_{EXT}^{\max}} \right), \quad (14)$$

где:  $\dot{Q}_{EV}^{W \min}$  – минимальная мощность испарителя системы отопления,  $\dot{Q}_{EV}^{W \max}$  – максимальная мощность испарителя системы отопления,  $t_{EXT}^{\min}$  – наибольшая температура воздуха отопительного сезона,  $t_{EXT}^{\max}$  – минимальная температура воздуха отопительного сезона,  $t_{EXT}$  – текущая температура наружного воздуха. Для рассматриваемого в статье примера

$$\dot{Q}_{EXT}^{W \min} = 0.22 \cdot \dot{Q}_{EV}^{WN}; \quad \dot{Q}_{EXT}^{W \max} = 0.75 \cdot \dot{Q}_{EV}^{WN}.$$

Мощность испарителя составляет:

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{Q}_{EV}^A + \dot{Q}_{EV}^W. \quad (15)$$

Средняя температура хладагента на входе в компрессор ТНУ в этом случае составит около 15°С. При этих условиях COP теплового насоса можно будет выполнить близким к 4-4,5.

Предложенное решение позволит снизить стоимость теплового насоса за счет снижения максимальной мощности компрессора и сэкономить электроэнергию на привод компрессора ТН в холодное время года при незначительном увеличении стоимости испарителей. Следует иметь в виду, что значение величины охлаждения ОСВ одним испарителем составляет 8-10°С.

Таким образом, реализация предложенного варианта, для принятых граничных условий функционирования системы, позволяет обеспечить практически сниженную температуру обратной сетевой



воды, возвращаемой на ТЭЦ, при условии существенного роста тепловой нагрузки на величину мощности системы HS2. Расход сетевой воды при этом остается неизменным. Исходные параметры расчета для метеоусловий г. Кишинева для модельной ТЭЦ с турбинами Т-50-130 в соответствии со схемой рис.4 представлены далее. Расчетная тепловая нагрузка исходной системы  $Q' = 220$  МВт. Параметры температурного графика ТЭЦ:  $\tau_1' = 110$  °С,  $\tau_{1\text{мин}}' = 70$  °С,  $\tau_{21\text{мин}}' = 40$  °С.

Доля нагрузки ГВС  $\rho = 0,25$ . Расчетная температура для проектирования систем отопления  $t_{\text{но}} = -15$  °С. Температура включения отопления –  $t_{\text{во}} = +8$  °С. Коэффициент теплофикации задается для двух вариантов – при отсутствии нагрузки ПВК в течение всего отопительного периода, когда  $\alpha_{\text{CHP}} = 1$  (турбоустановки работают весь отопительный период с расходом пара, меньшим номинального, по тепловому графику как при отсутствии ТНУ, так и при наличии ТНУ), и при  $\alpha_{\text{CHP}} = 0.5$  (турбоустановки работают с полной загрузкой весь отопительный период при номинальном расходе свежего пара 72 кг/с).

Система теплоснабжения, имеющая расчетную нагрузку  $Q_{\text{CHP}}' = 220$  МВт, моделируется как состоящая из системы отопления расчетной тепловой мощностью  $Q_{\text{HS}}' = 165$  МВт и системы ГВС с постоянной в течение года тепловой мощностью  $Q_{\text{hws}} = 55$  МВт. Система ГВС подключена параллельно системе отопления к подающей линии прямой сетевой воды от ТЭЦ с температурой  $\tau_1$  и имеет постоянную температуру воды после подогревателей ГВС  $\tau_2^{\text{hws}} = 40$  °С. Расход сетевой воды на ГВС обозначен как  $G_{\text{hws}}$ , кг/с.

Система отопления HS1 моделируется как единая низкотемпературная, и работает по графику  $\tau_{11}'/\tau_{22}' = 90/70$  °С (при расчетной температуре воздуха  $t_{\text{но}}$  минус 15 °С). Рассчитанные для системы отопления температуры воды в подающей линии  $\tau_{11}$  и в обратной линии  $\tau_{22}$  представлены в табл. 1 для различных среднеинтервальных температур наружного воздуха. Мощность дополнительно подключаемой системы отопления HS2 в модельном расчете принята равной 50 МВт. Общеизвестные уравнения температурного графика для здания имеют вид:

$$\tau_1 = t_{\text{air}} + \bar{Q}_0^{0.8} \cdot \Delta t_0' + [\Delta \tau_0' - 0.5 \cdot \theta'] \bar{Q}_0 \quad (16)$$

$$\tau_2 = t_{\text{air}} + \bar{Q}_0^{0.8} \cdot \Delta t_0' - 0.5 \cdot \theta' \cdot \bar{Q}_0 \quad (17)$$

Для расчета исходной схемы и схемы с ТНУ введем следующие обозначения параметров (рис.2, 4):

$\tau_1$  – температура воды в подающем трубопроводе, °С;  $\tau_{22}$  – температура воды в обратном трубопроводе до испарителей ТНУ (рис.2, 4), °С;

Для основного источника тепла – ТЭЦ (CHP): Тепловая нагрузка –  $Q$ , МВт, расход сетевой воды –  $G$ , кг/с, температура сетевой воды на входе –  $\tau_{21}$ , °С, температура сетевой воды на выходе –  $\tau_1$ , °С.

Для нагрузки ГВС (HBC): тепловая нагрузка  $Q_{\text{hws}} = 55$  МВт=const, температура сетевой воды после подогревателей ГВС  $\tau_2^{\text{hws}} = 40$  °С, расход сетевой воды на ГВС –  $G_{\text{hws}}$ , кг/с.

Температура  $\tau_{11}$  поддерживается автоматически путем насосного подмешивания обратной сетевой воды с температурой  $\tau_{22}$ , °С, в количестве  $G_3$  по линии рециркуляции на ЦТП или ИТП.

Для расчета системы теплоснабжения при наличии и при отсутствии ТНУ используются очевидные основные уравнения материальных и тепловых балансов, которые в данной работе не приводятся.

Для расчетов используются следующие формулы (применительно к режиму работы, то есть в единицах мощности). Расход теплоты на ТЭЦ  $Q_c$ :

$$Q_c = Q_{\text{os}} + Q_{\text{wb}}, \text{ МВт}, \quad (18)$$

где  $Q_{\text{os}}$  – расход теплоты на турбоустановки, МВт (определяется расчетом по матмодели или по энергетической характеристике турбоагрегата в зависимости от расхода пара на турбину, параметров тепловой и электрической нагрузки и топологии тепловой схемы);

$Q_{\text{wb}}$  – отпуск теплоты от ПВК (при наличии), МВт. Расход теплоты топлива на ТЭЦ  $Q_{\text{chp}}$  определяется с учетом КПД транспорта теплоты (учитывает тепловые потери в пароводяном тракте ТЭЦ)  $\eta_{\text{tr}}$  и КПД котельных агрегатов  $\eta_{\text{ka}}$ :

$$Q_{\text{chp}} = \frac{Q_c}{\eta_{\text{tr}} \cdot \eta_{\text{ka}}}, \text{ МВт}. \quad (19)$$

При модельном расчете приняты значения  $\eta_{tr} = 0.98$  и  $\eta_{ka} = 0.90$ .

Энергетический эффект для ТЭЦ при переходе от исходного режима без использования ТНУ к расчетному с использованием ТНУ в единицах теплоты первичного топлива (например, газа) в соответствии с формулой (26) складывается из эффекта от увеличения отпуска электроэнергии с ТЭЦ на величину  $\Delta N_e^o = N_e^{or} - N_e^{oi}$  (здесь  $N_e^{or}$  - отпуск э/э в расчетном режиме с ТНУ,  $N_e^{oi}$  - в исходном без ТНУ) и эффекта от изменения расхода теплоты топлива на ТЭЦ  $\Delta Q_{chp} = Q_{chp}^r - Q_{chp}^i$ , (индекс «r» также соответствует расчетному режиму, индекс «i» - исходному), который положителен при отрицательном значении величины  $\Delta Q_{chp}$ , что и учитывает формула (20).

$$Q_{chp}^{eff} = \Delta N_e^o \cdot q_z - \Delta Q_{chp}, \text{ МВт} \quad (20)$$

В формуле (20) величина  $q_z$  представляет собой удельный расход теплоты топлива на единицу изменения отпускаемой ТЭЦ электрической энергии, который обычно принимается равным величине удельного расхода теплоты по конденсационному циклу и для турбоустановок паротурбинных ТЭЦ меняется в диапазоне 2.5-2.8 [17]. В данном расчете принимается величина  $q_z = 2.5$ .

Если отпуск электроэнергии в сравниваемых режимах остается или поддерживается неизменным (в этом случае, как говорят, ТЭЦ переходит на работу по электрическому графику), первое слагаемое в формуле (20) становится равным нулю, и величина  $q_z$ , значение которой иногда требует обоснований, перестает влиять на результат расчета эффекта.

Поскольку отпуск электроэнергии ТЭЦ равен разности между выработкой электроэнергии турбоагрегатами и расходом э/э на собственные нужды, то при расчете этой величины предполагается, что расход электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ не изменяется.

В данном модельном расчете предполагаются неизменными расходы сетевой воды, и поэтому мощность СЭН в сравниваемых

вариантах не изменяется, что исключает и необходимость ее расчета.

Для условий г. Кишинева, подключение вновь строящихся зданий к магистрали ОСВ приведет к снижению температуры ОСВ.

Для ее подогрева при полной загрузке отопительных от боров возможно также использование запаса мощности промышленных отборов паровых турбин (при наличии таких турбин).

Рассчитанные расходы теплоносителей и его температуры в промежуточных точках определены для средних температур наружного воздуха стандартных температурных интервалов для условий г. Кишинева и сведены в табл. 1.

Расчет режимов работы ТЭЦ был выполнен для каждого температурного интервала. Интегральные результаты за отопительный период в общем случае определяются как сумма произведений нагрузок на длительность временных интервалов (по СНИП), указанных в таблице 1.

Далее полученные результаты будут использованы для расчета энергетических характеристик проекта.

При принятом коэффициенте теплофикации, равном 0.5, когда ТЭЦ может работать только по тепловому графику, расходы пара на турбину как в исходном, так и в расчетном (при наличии ТНУ) режимах задавались равным номинальному (72 кг/с); во всех этих режимах часть тепловой нагрузки ТЭЦ обеспечивалась от пиковых водогрейных котлов (ПВК).

Работа ТЭЦ в данном случае моделируется как работа одного агрегата Т-50-130 и ПВК. При модельных расчетах работы ТЭЦ в течение всего отопительного периода при  $\alpha_{CHP} = 1.0$  по тепловому графику расходы пара на турбины в течение основной части отопительного периода меньше номинального, и лишь при среднеинтервальной температуре  $-17.5^\circ\text{C}$  (см. табл. 1) необходима загрузка ПВК.

Работа ТЭЦ при  $\alpha_{CHP} = 1.0$  моделируется как работа двух параллельно работающих в одинаковых режимах агрегатов Т-50-130.

Расчеты режимов работы турбоагрегата типа Т-50-12.8 проводились на адекватной верифицированной математической модели [17], многократно применявшейся ранее в подобных расчетных исследованиях.

Основные результаты расчетов ( $\alpha_{CHP} = 0.5$ ) и табл.3 ( $\alpha_{CHP} = 1.0$ ).  
поинтервально приведены в табл.2

<sup>5</sup>Таблица 1

Параметры режима для г. Кишинева до и после реконструкции системы теплоснабжения с применением ТНУ

<sup>1</sup> Среднеинтервальная температура наружного воздуха	$t_n, ^\circ\text{C}$	+4	-2,5	-7,5	-12,5	-17,5
<sup>2</sup> Длительность периода за год, часов	n, (hours)	1840	1525	389	180	46
<sup>3</sup> Исходная тепловая нагрузка ТЭЦ	Q, MW	125	157,5	182,5	207,5	220
<sup>4</sup> Расчетная тепловая нагрузка ТЭЦ	Q, MW	131,576	168,216	199,162	231,415	248,125
<sup>5</sup> Температура прямой сетевой воды от ТЭЦ	$\tau_1, ^\circ\text{C}$	70	70	83	101	110
<sup>6</sup> Температура подачи воды на систему отопления HS1	$\tau_{11}, ^\circ\text{C}$	55,6	67,37	76,39	85,47	90,0
<sup>7</sup> COP ТНУ	COP	4,5	4	4	4	4
<sup>8</sup> Тепловая нагрузка системы отопления HS1	Q <sub>1</sub> , MW	70	102,5	127,5	152,5	165
<sup>9</sup> Тепловая нагрузка ГВС	Q <sub>hws</sub> , MW	55	55	55	55	55
<sup>10</sup> Тепловая нагрузка всех испарителей системы отопления HS2	Q <sub>EW</sub> , MW	16,498	23,296	28,977	34,659	37,5
<sup>11</sup> Тепловая нагрузка системы отопления HS2	Q <sub>2</sub> , MW	21,212	31,061	38,636	46,212	50
<sup>12</sup> Мощность компрессоров ТНУ	N <sub>k</sub> , MW	4,714	7,765	9,659	11,553	12,5
<sup>13</sup> Тепловая нагрузка водяного испарителя ТНУ	Q <sub>EWw</sub> , MW	6,576	10,716	16,662	23,915	28,125
<sup>14</sup> Процент мощности водяного испарителя	% from Q <sub>EW</sub>	31	46	57,5	69	75
<sup>15</sup> Расход сетевой воды на ТЭЦ	G, кг/с	995,1	1253,9	1228,3	1172,0	1172,9
<sup>16</sup> Расход сетевой воды ТЭЦ на систему отопления	G <sub>1</sub> , kg/s	557,3	816	922,8	956,6	985,2
<sup>17</sup> Расход сетевой воды ТЭЦ на систему ГВС	G <sub>hws</sub> , kg/s	437,86	437,86	305,49	215,34	187,66
<sup>18</sup> Температура ОСВ на ТЭЦ исходная	$\tau_{22}, ^\circ\text{C}$	40	40	47,51	58,71	65,2
<sup>19</sup> Остывание ОСВ в испарителе ТНУ	$\Delta \tau_u, ^\circ\text{C}$	1,578	2,041	3,240	4,873	5,727
<sup>20</sup> Температура обратной сетевой воды ТЭЦ при наличии ТНУ	$\tau_{21}, ^\circ\text{C}$	38,422	37,959	44,27	53,837	59,473

<sup>6</sup>Таблица 2

Основные результаты расчета режима для г. Кишинева при  $\alpha_{CHP}=0.5$  (работает одна турбина)

<sup>1</sup> Расход сетевой воды на ТЭЦ	W <sub>св</sub> , кг/с	995,1	1253,9	1228,3	1172,0	1172,9
<sup>2</sup> Исходная тепловая нагрузка ТЭЦ	Q, МВт	125	157,5	182,5	207,5	220
<sup>3</sup> Тепловая нагрузка ТЭЦ расчетная	Q, МВт	131,576	168,216	199,162	231,415	248,125
<sup>4</sup> Электрическая мощность исходная	N <sub>e</sub> , МВт	59,15	58,89	58,91	58,28	57,60
<sup>5</sup> Электрическая мощность расчетная	N <sub>e</sub> , МВт	59,17	58,86	58,94	58,67	58,22
<sup>6</sup> Расход теплоты на ТЭЦ исходный	Q <sub>c</sub> , МВт	190,1	221,84	247,27	272,56	285,0
<sup>7</sup> Расход теплоты на ТЭЦ расчетный	Q <sub>c</sub> , МВт	196,6	232,45	263,78	296,51	313,18
<sup>8</sup> Мощность ПВК исходная	Q <sub>wb</sub> МВт	12,569	44,298	69,73	95,04	107,485
<sup>9</sup> Мощность ПВК расчетная	Q <sub>wb</sub> МВт	19,063	54,903	86,238	118,983	135,659
<sup>10</sup> Тепловая нагрузка турбины исходная	Q <sub>т</sub> , МВт	112,431	113,202	112,77	112,46	112,515
<sup>11</sup> Тепловая нагрузка турб. расчетная	Q <sub>т</sub> , МВт	112,513	113,313	112,924	112,432	112,466

Основные результаты расчета режима для г. Кишинева при  $\alpha_{CHP}=1.0$  (для одной турбины из двух параллельно загруженных)

<sup>1</sup> Расход сетевой воды на турбину	$W_{св}$ , кг/с	497,55	626,95	614,15	586	586,45
<sup>2</sup> Исходная тепловая нагрузка ТЭЦ	$Q$ , МВт	62,5	78,75	91,25	103,75	110
<sup>3</sup> Тепловая нагрузка ТЭЦ расчетная	$Q$ , МВт	65,788	84,375	99,581	115,707	124,625
<sup>4</sup> Электрическая мощность исходная	$N_e$ , МВт	32,3961	41,3062	47,0401	50,2256	51,5942
<sup>5</sup> Электрическая мощность расчетная	$N_e$ , МВт	34,4326	44,3281	51,4685	56,7631	54,1155
<sup>6</sup> Расход теплоты на ТЭЦ исходный	$Q_c$ , МВт	99,9821	125,462	144,921	163,673	173,82
<sup>7</sup> Расход теплоты на ТЭЦ исходный	$Q_c$ , МВт	105,329	134,2	157,755	182,107	189,515
<sup>8</sup> Мощность ПВК исходная	$Q_{wb}$ , МВт	0	0	0	0	0
<sup>9</sup> Мощность ПВК расчетная	$Q_{wb}$ , МВт	0	0	0	0	12,043
<sup>10</sup> Тепловая нагрузка турбины исходная	$Q_T$ , МВт	62,5	78,75	91,25	103,75	110
<sup>11</sup> Тепловая нагрузка турбины расчетная	$Q_T$ , МВт	65,788	84,375	99,581	115,707	112,582

Интегральные результаты расчетов сравнения вариантов при  $\alpha_{CHP}=0.5$  за отопительный период показали следующее. Увеличение объема теплового потребления за год за счет потребителей HS2 составило 112.045 тыс. МВт·ч (покрытие от ТНУ), выработка и отпуск электроэнергии ТЭЦ не изменились (увеличение на 0.089 тыс. МВт·ч практически ничтожно). Таким образом, в данных условиях, когда турбоустановки работают с максимальным расходом пара по тепловому графику, снижение температуры обратной сетевой воды не приводит к увеличению выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Дополнительный расход теплоты топлива с учетом компенсации затрат топлива на работу компрессоров ТНУ увеличился всего на 0,367 тыс. МВт·ч, а с учетом КПД транспорта теплоты и КПД котлов расход газового топлива возрос на 0,416 тыс. МВт·ч. Расход электроэнергии на привод компрессоров ТНУ составил 26,93 тыс. МВт·ч.

Самым важным показателем эффективности проекта является удельный расход теплоты на отпуск дополнительной тепловой энергии  $q_t^{add}$ . Он определяется по формуле:

$$q_t^{add} = \frac{\Delta N_e \cdot q_z + \Delta Q_{chp}}{\Delta Q_T} \quad (21)$$

В формуле (21)  $\Delta N_e$  – дополнительный расход электроэнергии, то есть разность затрат электроэнергии на ТНУ и дополнительного отпуска электроэнергии на ТЭЦ,  $\Delta N_e^0$ ,  $q_z = 2.5$  – удельный расход теплоты топлива на единицу изменения затрат электрической энергии,  $\Delta Q_{CHP}$  – дополнительный расход газового топлива,  $\Delta Q_T$  – прирост отпуска тепловой энергии потребителям. Размерные приростные параметры, входящие в формулу (21), определяются в единицах мощности (МВт) при определении показателя  $q_t^{add}$  применительно к некоторому режиму работы, и в единицах энергии (в данной работе в МВт·ч) применительно к определенному периоду работы системы (в данном случае это отопительный период).

При  $\alpha_{CHP} = 0.5$  за интегрально за весь рассматриваемый отопительный сезон показатель  $q_t^{add}$  составил 0,603, что почти в 2 раза ниже, чем расход теплоты на выработку тепловой энергии для лучших систем теплоснабжения с газовыми котельными, а также с ТЭЦ (при физическом или пропорциональном методах разделения топливных затрат). Это говорит об очень высокой энергетической эффективности применения ТНУ в данных граничных условиях.

Интегральные результаты расчетов сравнения вариантов при  $\alpha_{CHP} = 1.0$  за отопительный

период следующие. Увеличение объема теплового потребления за год за счет потребителей HS2 составило также 112.045 тыс. МВт·ч. Однако увеличился на 22,74 тыс. МВт·ч и отпуск электроэнергии с ТЭЦ, что почти полностью компенсировало затраты электроэнергии на привод ТНУ (те же 26,93 тыс. МВт·ч). Показатель  $q_i^{add}$ , определенный при  $\alpha_{CHP} = 1.0$  за интегрально за весь рассматриваемый отопительный сезон показатель составил 0,745, что также следует признать очень хорошей величиной (она составляет не более 65% от величины 1,15-1,20, характерной для котельных и ТЭЦ. Использование парокompрессионных ТНУ в системах теплоснабжения нередко ограничивается высокой стоимостью электроэнергии. Поэтому важно оценить, какова будет энергетическая составляющая себестоимости тепловой энергии для потребителей HS2, которые получают ее через ТНУ. Она была рассчитана для модельных условий как приростная энергетическая составляющая стоимости тепловой энергии для всей системы теплоснабжения, включающей ТНУ и ТЭЦ, при ценах и тарифах, характерных для г. Кишинев (цена газа 250 долл/1000 м<sup>3</sup>, что соответствует 26,9 долл./МВт·ч по энергетическому эквиваленту; стоимость электроэнергии 120 долл./МВт·ч. В таких условиях стоимость единицы годового прироста теплопотребления (а это нагрузка системы HS2) составила 28.843 долл./МВт·ч для модельного расчета при  $\alpha_{CHP}=0.5$ , и 22,01 долл./МВт·ч для модельного расчета при  $\alpha_{CHP} = 1.0$ . Учитывая, что тариф для потребителей на тепловую энергию в Кишиневе составляет 54,22 долл./МВт·ч, полученные значения энергетической составляющей себестоимости, составляющие от 40 до 53% от тарифа, позволяют обеспечить приемлемый уровень энергетических затрат при строительстве и эксплуатации систем теплоснабжения с локальными тепловыми насосами по предложенной схеме.

## ВЫВОДЫ

1.Схема системы теплоснабжения с ТЭЦ и тепловыми насосами, в которой тепловые насосы, предназначенные для отопления, получают теплоту как от обратной сетевой воды, так и из окружающего воздуха

обеспечивает экономию природного газа, и средств на оплату счетов у потребителей.

2. Отбор теплоты от обратного трубопровода при повышенных температурах обратной сетевой воды по отношению к оптимальной температуре испарителя при использовании тепловых насосов на диоксиде углерода, необходимо осуществлять через промежуточный контур.

3. Теплообменники промежуточного контура должны быть выполнены с переменной площадью теплообмена.

4. Внедрение ТНУ по предложенной схеме может быть экономически эффективным для новых тепловых потребителей, подключаемых к ТЭЦ или котельным, а также приводить к уменьшению дополнительного расхода топлива на источнике, необходимого для теплоснабжения вновь подключаемых потребителей, однако это требует проведения более тщательных и конкретных технико-экономических расчетов.

5. При использовании тепловых насосов, получающих обратную теплоту от ТЭЦ, объем выручки ТЭЦ за недовыработанную электрическую энергию будет меньше, чем при использовании тепловых насосов, не использующих теплоту обратной сетевой воды. Тем не менее, энергетическая эффективность тепловых насосов в первом случае будет выше.

## APPENDIX1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

<sup>1</sup>**Fig. 1.** Block diagram of a building space heating system. (1 – CHP, 2 – Tap water heater, 3- Heat pump).

<sup>2</sup>**Fig. 2.** Scheme CHP-HP-heated object (variant 2).

<sup>3</sup>**Fig. 3.** Heat supply scheme of CHP-local HP with increased SCOP.

<sup>4</sup>**Fig 4.** Temperature transformation circuit diagram.

<sup>5</sup>**Table 1.** The parameters of the regime for the climatic conditions of the city of Kishinau after reconstruction of the heat supply system using heat pumps (see in the table 1)

<sup>1</sup>Mid-range outdoor temperature, <sup>2</sup>Duration of the period per year hours, <sup>3</sup>Initial thermal load of CHP, <sup>4</sup>Design Heat Load of CHP, <sup>5</sup>Direct network water temperature from the CHP, <sup>6</sup>Temperature of heat supply water to the HS1, <sup>7</sup>HP COP, <sup>8</sup>Heat load of heat supply system HS1, <sup>9</sup>Heat load of HWS (hot water supply system), <sup>10</sup>Heat load of all evaporators of heat supply system HS2, <sup>11</sup>Heat load of heat supply system HS2, <sup>12</sup>Power of compressors of HP, <sup>13</sup>Heat load of heat supply system HS2, <sup>14</sup>Heat load of evaporator of water line, <sup>15</sup>Consumption of network water at the

CHP, <sup>16</sup>Consumption of network water of CHP to the heat supply system, <sup>17</sup>Consumption of network water to the hot water systems, <sup>18</sup>Temperature of the return water to the CHP, <sup>19</sup>Cooling down of RW in the evaporator, <sup>20</sup>Temperature of the return water of CHP with the use of HP.

**<sup>6</sup>Table 2.** The main results of the regime calculation for the city of Chisinau at  $\alpha_{CHP} = 0.5$  (one turbine works). ((See in the table 2)).

<sup>1</sup>Consumption of network water at the CHP, <sup>2</sup>The initial thermal load of the CHP, <sup>3</sup>Thermal load of the CHP, calculated, <sup>4</sup>Initial electric power, <sup>5</sup>Electric power, calculated, <sup>6</sup>Heat consumption at the CHP plant, initial, <sup>7</sup>Heat consumption at the CHP plant calculated, <sup>8</sup>Power of heat water boilers, initial, <sup>9</sup>Power of heat water boilers calculated, <sup>10</sup>Heat load of the turbine initial, <sup>11</sup>Heat load of the turbine calculated.

**<sup>7</sup>Table 3.** The main results of calculating the regime for Chisinau at  $\alpha_{CHP} = 1.0$  (for one turbine of two parallel loaded). ((See in the table 3)).

<sup>1</sup>Consumption of network water at the turbine, <sup>2</sup>The initial thermal load of the CHP, <sup>3</sup>Thermal load of the CHP, calculated, <sup>4</sup>Initial electric power, <sup>5</sup>Electric power, calculated, <sup>6</sup>Heat consumption at the CHP plant, initial, <sup>7</sup>Heat consumption at the CHP plant calculated, <sup>8</sup>Power of heat water boilers, initial, <sup>9</sup>Power of heat water boilers calculated, <sup>10</sup>Heat load of the turbine initial, <sup>11</sup>Heat load of the turbine calculated.

## БИБЛИОГРАФИЯ (REFERENCES)

- [1] Lund H, Werner S., Wiltshire R., Svendsen S., Thorsen J.E., Hvelplund F., et al. 4<sup>th</sup> Generation District Heating (4GDH): integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems. *Energy* 68(2014) 1-11. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.2.089>
- [2] Rama M., Wahlroos M. Introduction of new decentralised renewable heat supply in an existing district heating system. *Energy* 154 (2018) 68-79
- [3] <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.105>
- [4] Shah R.K., Skiepko T. Entropy generation extrema and their relationship with heat exchanger effectiveness—number of transfer unit behavior for complex flow arrangements. *Transactions of the ASME*, Vol.126, December 2004, pp.994-1002.
- [5] Ommen, T. S. (2015). Heat Pumps in CHP Systems: High-efficiency Energy System Utilising Combined Heat and Power and Heat Pumps. DTU Mechanical Engineering. DCAMM Special Report, No. S187,
- [6] [https://backend.orbit.dtu.dk/ws/portalfiles/portal/118855919/S187\\_Torben\\_S.\\_Ommen.pdf](https://backend.orbit.dtu.dk/ws/portalfiles/portal/118855919/S187_Torben_S._Ommen.pdf) accessed 19.02.2020
- [7] Narayan G.P., Lienhard V J.H., Zubair S.M. Entropy generation minimization of combined heat and mass transfer devices. *International Journal of Thermal Sciences* 49 (2010) 2057-2066.
- [8] Stenin V.A Sposob teplosnabjenia. [The method of construction of heating system]. Patent of RF, 2239129, F 24 D 3/08.
- [9] Danilov V.V., Slavina V.S. Sistema teplpoenergo-snabjenia. [System of energy and heat supply system]. Patent of RF 2170885, 2001.
- [10] Gershkovich V.F., Litovchenko A.K. Otsenka effektivnosti ispolizovaniya v teplovom nasose tepla iz obratnogo truboprovoda teplovoi seti pri teplosnabzenii ot TEC. [Evaluation of the efficiency of using heat from a return pipe of a heat network in a heat pump during heat supply from a CHP]. *Novosti teplosnabjenia* [News of the heat supply], N1, 2011, 35-37.
- [11] Ommen, T., Markussen, W.B., Elmegaard B. Heat pumps in combined heat and power systems. *Energy* 2014; 76:989–1000. doi:10.1016/j.energy.2014.09.016.
- [12] Ommen, T., Markussen, W.B., Elmegaard, B.. Heat pumps in combined heat and power systems. *Energy* 2014; 76:989–1000. doi:10.1016/j.energy.2014.09.016.
- [13] Elmegaard, B., Ommen, T., Markussen, M., Iversen, J. Integration of space heating and hot water supply in low temperature district heating. *Energy & Buildings* 2015; doi:10.1016/j.enbuild.2015.09.003. Management 50, 1991–1999.
- [14] Sit M.L., Juravliov A.A., Suvorov D.M., Sushchikh V.M. Combined District Heating System CHP–local HP. *Problemele energeticii regionale*, N1(45)2020, 81-93, doi:10.5281/zenodo.3713430.
- [15] Lo Basso G, Nastasi B., Salata F., Golasi J. Energy retrofitting of residential buildings—How to couple Combined Heat and Power (CHP) and Heat Pump (HP) for thermal management and off-design operation. *Energy and Buildings* 151 (2017) 293–305. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.06.060>.
- [16] Sayegh M.A., Jadwiszczak P., Axcell B.P., Niemierka E, Bry's K., Jouhara H. Heat pump placement, connection and operational modes in European district heating. *Energy and Building* 166(2018) 122-144. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.02.006>
- [17] Tatarinova N. V., Suvorov D. M. Development of adequate computational mathematical models of cogeneration steam turbines for solving problems of optimization of operating modes of CHP plants // 2016 2nd International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM). – IEEE, 2016. – Pp. 1-6. C. 7911578. DOI: 10.1109/ICIEAM.2016.7911578.

- [18] Ovsianik A.V., Matsko I.I., Rychter O.L., Bobovich S.O. Perspektivi primenneniya teplonasosnih tehnologii d teplofikatsionnom komplexe goroda Gomelia [Prospects for the use of heat pump technologies in the heating complex of the city of Gomel]. <https://elib.gstu.by/bitstream/handle/220612/10175/%D0%9E%D0%B2%D1%81%D1%8F%D0%BD%D0%BD%D0%B8%D0%BA%2C%20%D0%90.%20%D0%90.%20%D0%9F%D0%B5%D1%80%D1%81%D0%BF%D0%B5%D0%BA%D1%82%D0%B8%D0%B2%D1%8B...pdf?sequence=1&isAllowed=y> (accessed 21.03.2020).
- [19] Rony R.U., Yang H., Krishnan S., Song J. Recent Advances in Transcritical CO<sub>2</sub> (R744) Heat Pump System: A Review. *Energies* 2019, 12, 457; doi:10.3390/en12030457.
- [20] Ma Yitai, Liu Zhongyan, Tian Hua A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles. *Energy*. 55 (2013), p.156-172.

#### Сведения об авторах.



**Шит Михаил Львович** – к.т.н., доцент-исследователь, в.н.с. лаборатории «Энергетической эффективности и возобновляемых источников энергии» института энергетики. Область научных интересов: тепловые насосы, автоматическое управление технологическими процессами.

E-mail: [mihail\\_sit@mail.ru](mailto:mihail_sit@mail.ru)



**Журавлев Анатолий Александрович** – кандидат технических наук, в.н.с. лаборатории «Энергетической эффективности и возобновляемых источников энергии» института энергетики. Область научных интересов: микропроцессорные системы управления, промышленная автоматика.

E-mail: [AZhur5249@mail.ru](mailto:AZhur5249@mail.ru)



**Суворов Дмитрий Михайлович** – к.т.н., доцент, заведующий кафедрой теплотехники и гидравлики ВятГУ. Область научных интересов – повышение эффективности работы ТЭЦ. E-mail:

[dmilar@mail.ru](mailto:dmilar@mail.ru)



**Суворова Лариса Анатольевна** – к.э.н., доцент кафедры экономики, заведующая научно-практической лабораторией «Отраслевая экономика». Область научных интересов – региональная экономика, экономика промышленности. E-mail:

[larsuворова@mail.ru](mailto:larsuворова@mail.ru)