

УДК 621.577

Э.Г. БРАТУТА^{*}, д-р техн. наук, Д.Х. ХАРЛАМПИДИ^{**}, канд. техн. наук,
Е.В. АЧКАСОВА^{*}, магистр

^{*} *Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина*

^{**} *Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины,
г. Харьков, Украина*

ТЕПЛОНАСОСНАЯ СИСТЕМА КОМПЛЕКСНОГО ТЕПЛОХЛАДОСНАБЖЕНИЯ АВТОНОМНОГО ОБЪЕКТА

Розглянуто можливість переведення діючої системи опалення автономного об'єкта у режим роботи комплексного теплохладопостачання за допомогою теплонасосної установки. Виконано розрахункове дослідження теплових процесів в елементах теплонасосної установки, що дозволило виявити раціональні режими її роботи в системі теплохладопостачання. Розроблено практичні рекомендації щодо проектування та технічному рішенню комплексних систем теплохладопостачання.

The opportunity of conversion of the autonomous heating system in operating mode of integrated heat-cold system based on heat pump installations is considered. The calculation research of thermal processes in the elements of heat pump installations which allowed to determine a rational mode of operation in the integrated heat-cold system is made. Practical recommendations for designing and the technical decision of integrated heat-cold system are developed.

Ежегодный рост цен на энергоносители в Украине требует уже сегодня активного внедрения нетрадиционных и возобновляемых источников энергии в сфере малой энергетики [1].

Одним из перспективных направлений энергосбережения является применение систем комплексного теплохладоснабжения на базе теплонасосных установок (ТНУ).

Следует отметить, что ставший уже традиционным подход к созданию систем отопления с ТНУ предусматривает либо полную реконструкцию всей системы отопления либо создание системы, которая изначально спроектирована под ТНУ [2]. Такой подход не всегда оправдывает себя, а зачастую приводит к снижению заинтересованности потенциальных потребителей к внедрению дорогостоящей энергосберегающей технологии. На наш взгляд, применение ТНУ в действующих системах отопления может изменить сложившуюся ситуацию с их внедрением, поскольку позволит дополнительно реализовывать режим летнего кондиционирования даже в тех объектах, где он не предусмотрен по проекту из-за больших капитальных затрат, но необходим по условиям их эксплуатации.

В настоящей работе представилось целесообразным на примере конкретного жилого объекта рассмотреть возможность включения ТНУ в существующую систему отопления, определить режимы ее эксплуатации, а также выработать рекомендации по проектированию и техническому решению подобных систем.

Расчет ТНУ, предназначенной для одновременной выработки теплоты и холода, выполняется для каждого ее режима работы в отдельности и предполагает решение двух неравнозначных задач.

В режиме нагрева, который является основным расчетным режимом, рассчитывается компрессор, конденсатор и испаритель для заданных температур испарения и конденсации хладагента. Для режима холодоснабжения решают обратную

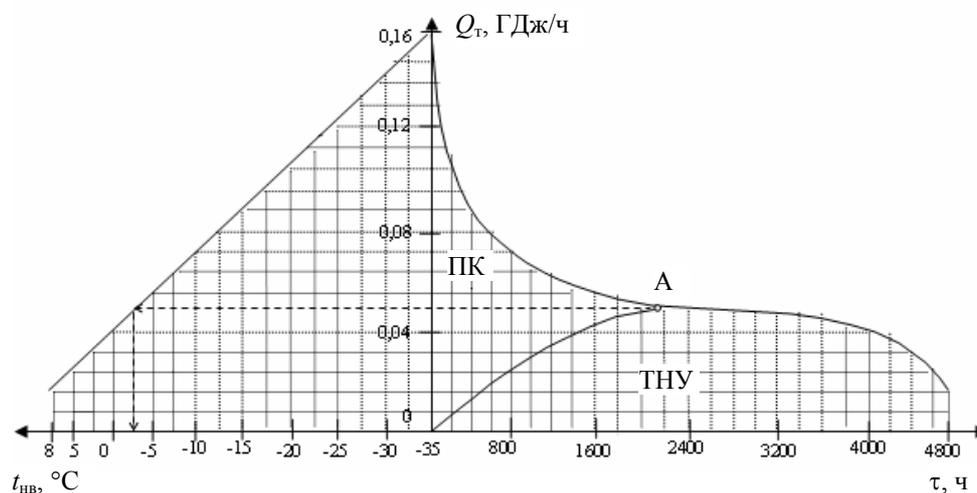
задачу: при известных поверхностях испарителя и конденсатора и заданном компрессоре, находят температуры испарения и конденсации, температуры тепло- и хладоносителя на выходе из теплообменных аппаратов, определяют тепло- и холодопроизводительность установки.

Решение этих задач основано на совместном рассмотрении системы отопления (охлаждения) и ТНУ, а именно увязке данных о теплоступлениях и теплотерях в объекте с характеристиками ТНУ.

Анализ теплотехнических показателей системы отопления коттеджа жилой площадью 179 м², расположенного в Харьковской области показал, что переход к традиционному для ТНУ низкотемпературному режиму 55/30 °С для покрытия всей отопительной нагрузки 35 кВт, требует увеличения поверхности отопительных приборов почти в 2,5 раза. При этом, необходима дополнительная проработка специальных интерьерных решений по размещению отопительных приборов в помещении, что, естественно, приводит к удорожанию системы отопления. Поэтому, экономически и технически наиболее рациональной представляется работа ТНУ в бивалентном режиме, согласно которому, с помощью ТНУ покрывается базовая нагрузка, составляющая 60–70 % от всей нагрузки на систему отопления, а за счет котла-доводчика, обеспечивается остальная тепловая нагрузка.

Для разделения расчетной теплопроизводительности системы отопления на два диапазона, необходим обоснованный выбор температуры наружного воздуха (так называемой, балансировочной точки) ниже которой, в работу системы должен включиться пиковый котел доводчик, сначала догревая воду после ТНУ, а при предельно низких температурах наружного воздуха полностью обеспечивая требуемые параметры теплоносителя.

Используя методику [3], для исследуемого объекта построим график изменения теплопроизводительности системы отопления и продолжительности сезонной нагрузки (рис. 1).

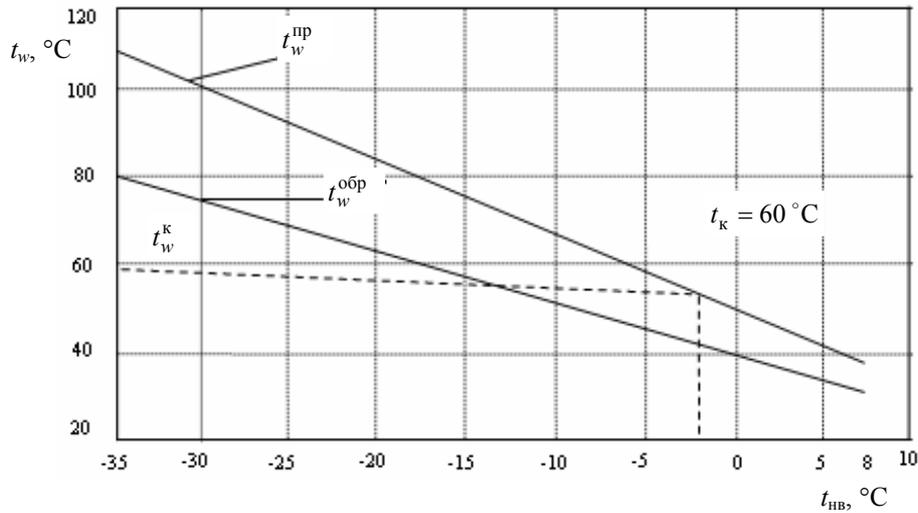


ПК – пиковый котел доводчик; А – балансировочная точка

Рис. 1. Изменение теплопроизводительности системы отопления и продолжительности сезонной нагрузки

Максимальная теплопроизводительность ТНУ соответствует условию, когда температура воды после конденсатора ТНУ t_w^k будет равна температуре «прямой» воды

в систему отопления $t_w^k = t_w^{np}$ по графику качественного регулирования (рис. 2), а разность между t_w^k и температурой «обратной» воды из системы отопления $t_w^{обп}$ будет наибольшей.



$t_w^{np}, t_w^{обп}$ – температуры «прямой» и «обратной» воды;

t_w^k – температура воды после конденсатора ТНУ; t_k – температура конденсации фреона R-22

Рис. 2. Температурный график качественного регулирования отопительной нагрузки

Температура воды после конденсатора ТНУ для режима отопления равна

$$t_w^k = t_k - \frac{t_k - t_w^{обп}}{e^m}, \quad (1)$$

где $m = k_k F_k / (G_w^k c_w)$; $k_k F_k = Q_{ТНУ} / \theta_k$ – интенсивность теплопередачи в конденсаторе при максимальной теплопроизводительности ТНУ;

θ_k – среднелогарифмический температурный напор в конденсаторе;

G_w^k – расход воды в системе отопления, кг/с.

Величина $G_w^k = \text{const}$ соответствует расходу воды через конденсатор ТНУ в расчетном режиме.

Как видно из (рис. 1), выбор производительности ТНУ рационален из условия ее эксплуатации до температуры наружного воздуха $t_{нв}^A = -1,5 \text{ } ^\circ\text{C}$. Такой выбор обеспечивает мощность ТНУ равную половине теплотребности здания $Q_{ТНУ} = 15,5 \text{ кВт}$.

При более высоких температурах наружного воздуха, чем температура в балансировочной точке, температура конденсации ТНУ находится из выражения

$$t_k = \frac{e^m \cdot t_w^{np} - t_w^{обп}}{e^m - 1}. \quad (2)$$

Теплопроизводительность ТНУ при температуре выше $t_{нв}^A$ равна

$$Q_{\text{ТНУ}} = G_w^k \cdot c_w \cdot (t_w^k - t_w^{\text{обп}}). \quad (3)$$

В зависимости от изменения $t_{\text{нв}}$ за весь отопительный период были рассчитаны режимные параметры конденсатора ТНУ и увязаны с требуемыми параметрами системы отопления (таблица 1).

Таблица 1. Результаты расчета ТНУ в режиме отопительной нагрузки

Величина	Температура наружного воздуха, $t_{\text{нв}}$ °С									
	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	-1,55	0	+8
$Q_{\text{т}}$, кВт	44,4	40,0	35,6	31,2	26,8	22,4	18,0	15,5	13,6	7,6
$Q_{\text{ТНУ}}$, кВт	–	–	–	–	–	5,01	11,1	15,5	13,6	7,6
t_w^k , °С	–	–	–	–	–	58,7	57,3	55,8	52,4	39,1
t_k , °С	–	–	–	–	–	60	60	60	55,5	41,0
θ_k , °С	–	–	–	–	–	2,72	5,87	8	6,76	3,91

Важным условием эффективного применения ТНУ, является наличие низкопотенциальных источников теплоты. Здесь наиболее приемлемым и повсеместно доступным источником теплоты низкого потенциала нам представляется грунт поверхностных слоев земли. На определенной глубине он имеет достаточный уровень температуры, чтобы при соответствующем температурном напоре обеспечить необходимый сбор тепла с грунтового массива. Для Харьковской области стабилизация температуры грунта наблюдается на глубине около 11 м и ее значение составляет 8 °С [4].

В общем случае система сбора теплоты представляет собой грунтовый теплообменник в виде вертикальной скважины, состоящей из одного или нескольких регистров прорезиненных труб. Отбор осуществляется при помощи хладоносителя, циркулирующего по трубкам грунтового теплообменника. В качестве хладоносителя используется 25 % раствор CaCl_2 .

Предварительные расчеты показали, что экономически оправданная глубина заложения одной скважины для рассматриваемого объекта составляет 30 м при диаметре обсадной трубы $\varnothing 146 \times 6$ мм.

Теплоотдачу одного погонного метра скважины находим с учетом рекомендаций работы [5]

$$q_e = \frac{(t_{\text{гр}} - t_{\text{п}})}{\left[\frac{\ln(\xi/r_0)}{2\pi\lambda} \right]}, \quad (4)$$

- где ξ – радиус льдогрунтовой смеси вокруг скважины;
 λ – коэффициент теплопроводности грунта;
 r_0 – радиус обсадной трубы грунтового теплообменника;
 $t_{\text{п}}$ – температура подачи рассола CaCl_2 в скважину;
 $t_{\text{гр}}$ – расчетная температура грунта;

Требуемая тепловая мощность системы сбора низкопотенциальной теплоты при заданном $Q_{\text{ТНУ}}$ может быть определена из выражения

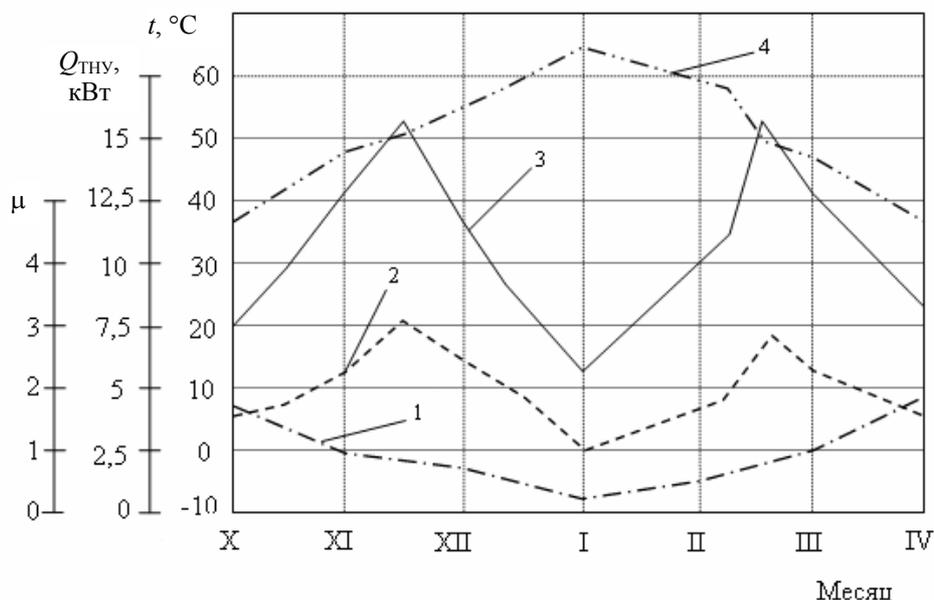
$$Q_0 = Q_{\text{ТНУ}} \cdot \left(1 - \frac{1}{\mu}\right), \quad (5)$$

где μ – коэффициент преобразования ТНУ.

Принимая среднюю температуру рассола на выходе из скважины $t_p^{\text{ВЫХ}}$ в первом приближении равной расчетной температуре грунта $t_{\text{гр}}$, находим температуру испарения для расчетного режима $t_0 = t_p^{\text{ВЫХ}} - \delta t_m$. Значение минимального температурного напора δt_m для рассольных испарителей составляет 8–12 °С [3].

Для определения $t_p^{\text{ВЫХ}}$ в последующих приближениях, производится расчет нестационарного теплового режима массива грунта с источниками тепла [2].

На рис. 3 представлен сводный график расчетных характеристик бивалентной системы отопления с ТНУ.



1 – среднемесячная температура воздуха; 2 – расчетный коэффициент преобразования ТНУ; 3 – теплопроизводительность ТНУ; 4 – средняя температура нагревательных приборов системы отопления

Рис. 3. Изменение расчетных параметров системы отопления в течение отопительного периода

В режиме летнего кондиционирования ТНУ работает как холодильная машина. Разновременная выработка тепла и холода в ТНУ осуществляется путем реверсирования холодильного цикла.

Для сокращения периода термической релаксации грунта в проекте предусмотрено в режиме летнего кондиционирования воду после конденсатора ТНУ с температурой 25 °С периодически прокачивать через грунтовый теплообменник.

Температуру «прямой» и «обратной» воды в системе охлаждения в зависимости от температуры наружного воздуха (рис. 4), определяем с учетом рекомендаций работы [3].

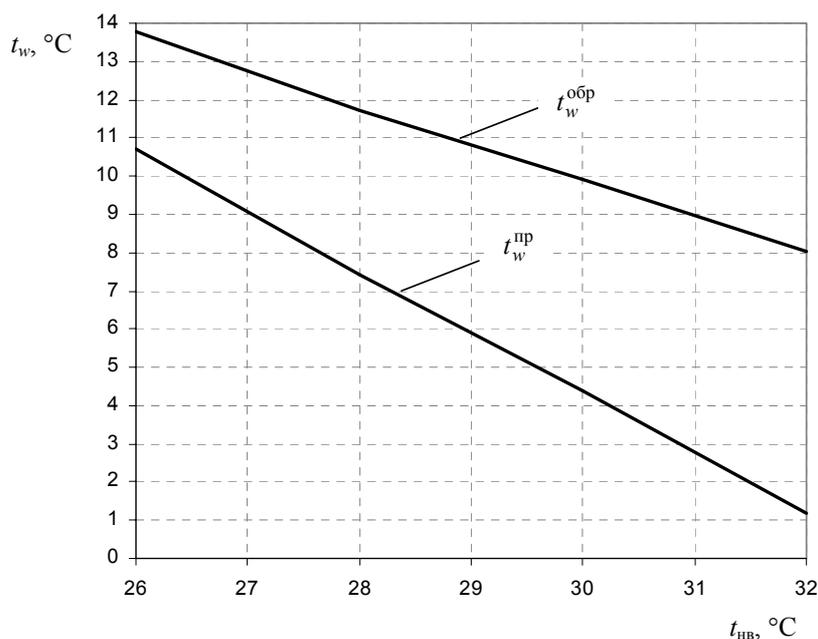


Рис. 4. Зависимость температуры «прямой» и «обратной» воды в системе охлаждения от температуры наружного воздуха

Для отвода теплоты цикла в летнем режиме нет необходимости поддерживать t_k высокой. При этом следует отметить, что снижение t_k при сохранении без изменения t_0 , а также объемной подачи компрессора, приводит к увеличению холодопроизводительности, что, естественно, только усиливает несоответствие между располагаемой холодопроизводительностью ТНУ и реальной потребностью объекта в холоде. В связи с этим, в режиме кондиционирования, необходимо регулировать объемную производительность компрессора. Для двухцилиндровых компрессоров это можно осуществить за счет отключения одного из цилиндров или за счет снижения оборотов компрессора.

Температуру испарения для заданной поверхности испарителя, находим в результате совместного решения с помощью метода Ньютона уравнений (6) – (9)

$$Q_0^p = k_{и} F_{и} \theta_{и}, \quad (6)$$

$$Q_0^p = G_w^и c_w (t_{w2}^и - t_{w1}^и), \quad (7)$$

$$Q_0^p = G_p \Delta i, \quad (8)$$

где G_p – массовый расход хладагента;

Δi – разность энтальпий хладагента в испарителе.

Температура испарения в последующих приближениях определяется по формуле

$$t_0 = t_{w1}^и - \frac{Q_0^p}{G_w^и c_w \eta_{и}}, \quad (9)$$

где $\eta_{и}$ – коэффициент охлаждения испарителя.

$$\eta_n = 1 - e^{-\frac{k_n F_n}{G_w^h c_w}} \quad (10)$$

Расход воды через испаритель G_w^h в расчетном режиме принимаем равным расходу воды через конденсатор в зимнем режиме.

Теплопроизводительность конденсатора Q_p^T , соответствующую холодопроизводительности испарителя Q_0^p , температуру конденсации t_k , температуру охлаждающей воды после конденсатора t_{w2}^k , определяем в результате совместного решения уравнений (11) – (13)

$$Q_p^T = Q_0^p q / q_0, \quad (11)$$

$$Q_p^T = k_k F_k \theta_k, \quad (12)$$

$$Q_p^T = G_w^k c_w (t_{w2}^k - t_{w1}^k), \quad (13)$$

где G_w^k – расход воды через конденсатор, равный расходу воды через испаритель в зимнем режиме;

q/q_0 – отношение удельной теплопроизводительности в цикле к удельной холодопроизводительности.

Температура конденсации в последующих приближениях равна

$$t_k = t_{w1}^k + \frac{Q_p^T}{G_w^k c_w \eta_k}, \quad (14)$$

где η_k – коэффициент охлаждения конденсатора, равный

$$\eta_k = 1 - e^{-\frac{k_k F_k}{G_w^k c_w}} \quad (15)$$

Результаты расчета требуемых параметров хладоносителя (воды) для системы охлаждения объекта и поверочного расчета ТНУ в режиме летнего кондиционирования представлены на рис. 5–7.

Для обеспечения требуемой температуры охлажденной воды, согласно графику регулирования (рис. 4), ТНУ вырабатывает больше холода, чем требуется системе охлаждения (рис. 7). При значительной неравномерности холодильной нагрузки, необходимо использовать баки-аккумуляторы [6]. Такое техническое решение, позволяет создать два гидравлически независимых контура с разными расходами воды, что, в свою очередь, исключает опасность гидравлической разрегулировки системы охлаждения в случае превышения давления развиваемого циркуляционным насосом хладоносителя ТНУ.

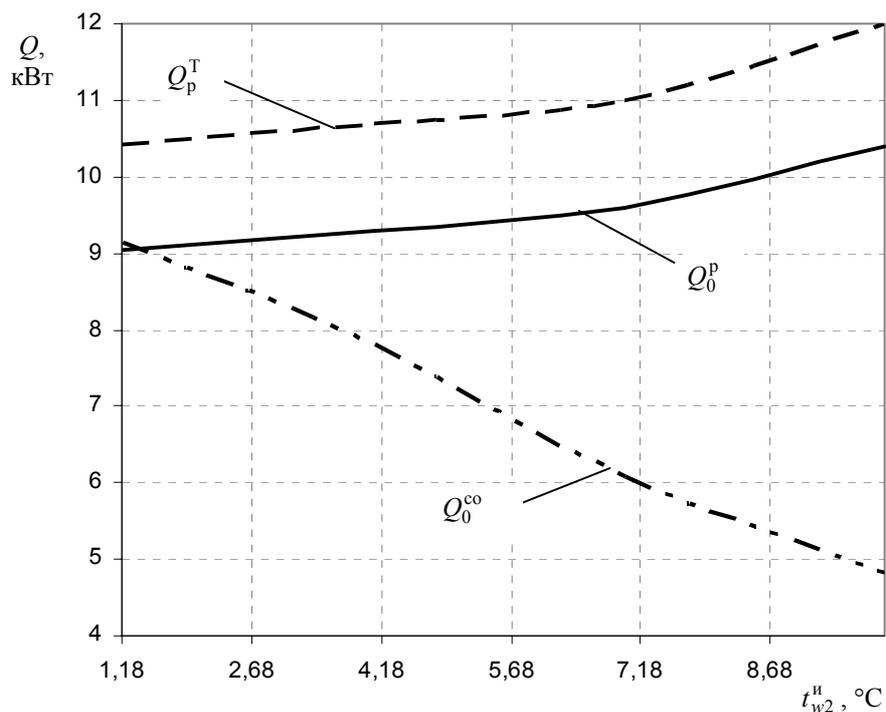


Рис. 5. Изменение холодопроизводительности системы охлаждения Q_0^{co} , холодопроизводительности ТНУ Q_0^p , а также теплопроизводительности Q_p^T в зависимости от температуры воды на выходе из испарителя ТНУ t_{w2}^H в режиме летнего кондиционирования

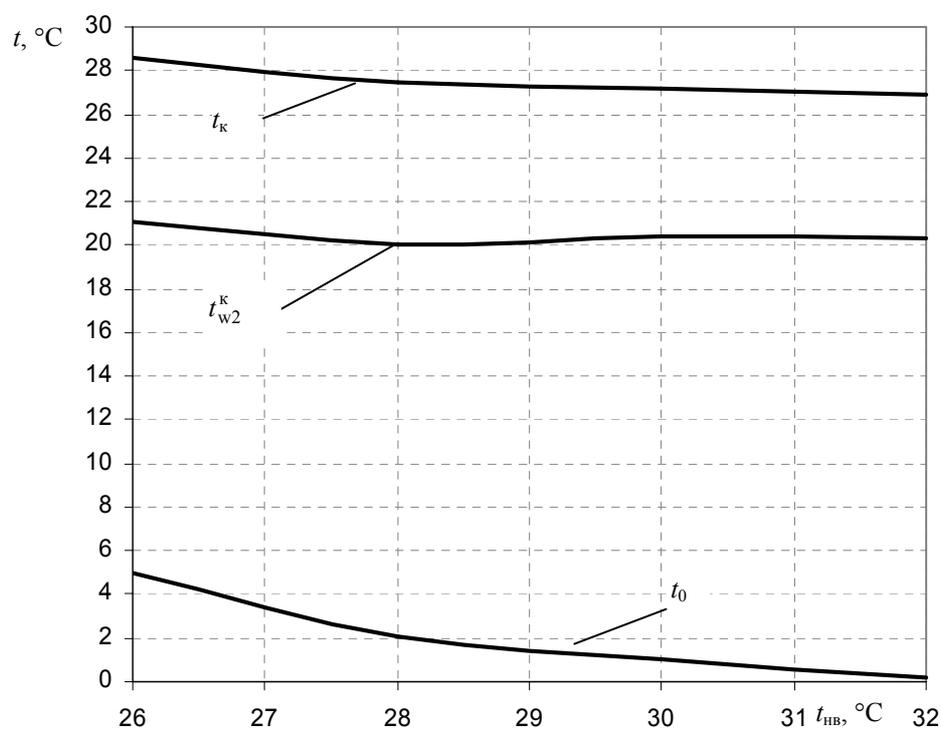


Рис. 6. Изменение температур испарения t_0 , конденсации t_k ТНУ, а также температуры воды на выходе из конденсатора t_{w2}^K в зависимости от температуры наружного воздуха $t_{нв}$

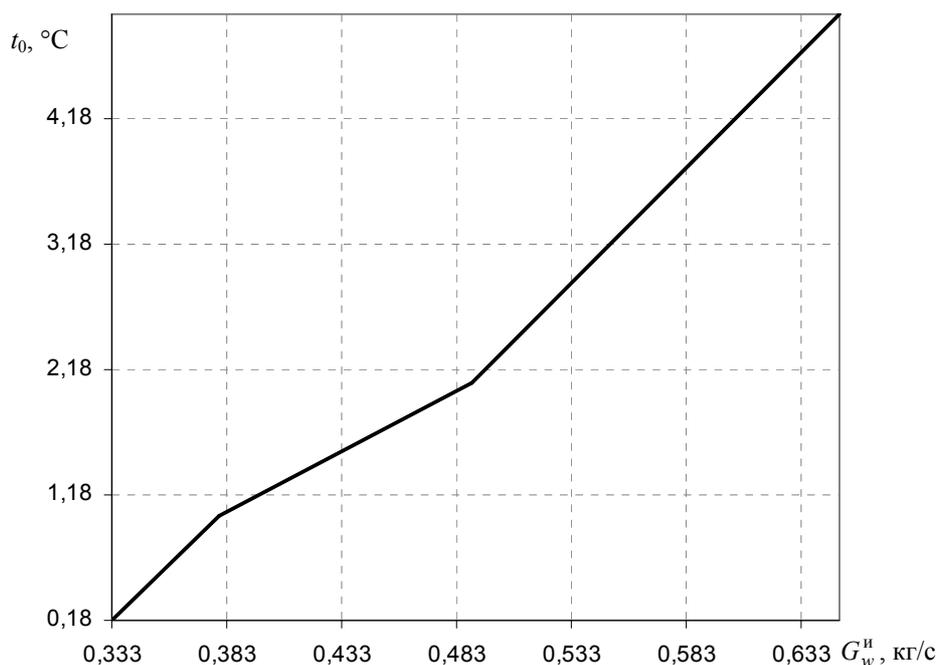
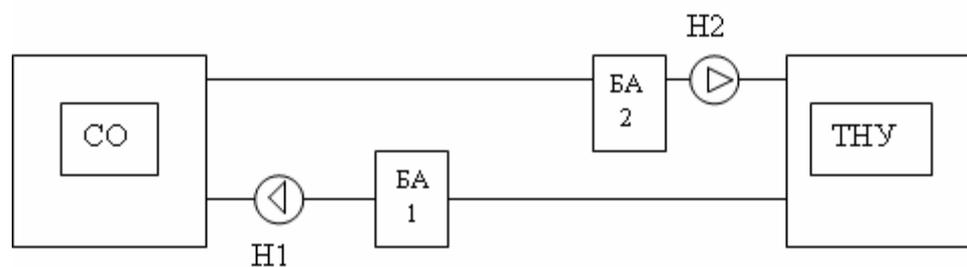


Рис. 7. Изменение температуры испарения в зависимости от изменения расхода воды через испаритель при $G_w^K = 0,51$ кг/с и $t_{w1}^K = 15$ °C

Когда температура воды после БА-2 (рис. 8) достигает минимального значения по сигналу датчика, установленного перед испарителем ТНУ, компрессор должен отключиться, при этом насос Н2 также отключается. Включение ТНУ производится при достижении установленной максимальной температуры воды в БА-2 или полном его заполнении.



Н – насос, СО – система охлаждения, БА-1 – бак-аккумулятор «прямой» воды, БА-2 – бак-аккумулятор «обратной» воды

Рис. 8. Принципиальная схема гидравлического контура циркуляции хладоносителя

При рассмотрении технико-экономических показателей конкурирующих между собой вариантов теплоснабжения оценивались величины капитальных и эксплуатационных затрат, а также величина экономии топлива в условном исчислении. Установлено, что вариант с бивалентной системой отопления характеризуется в 10 раз большими капитальными затратами по сравнению с электродотлом, но при этом имеет в 1,5 раза меньшие эксплуатационные расходы. Себестоимость 1 МВт·ч тепловой энергии для бивалентной системы в 2 раза меньше, а доход от эксплуатации почти в 4 раза больше, чем для варианта с электродотлом. Срок окупаемости бивалентной

системы отопления по расчету составил 6 лет. Годовая экономия условного топлива 7,45 т.у.т /год. При условии совмещения функций охлаждения и нагрева на объекте, срок окупаемости комплексной системы теплохладоснабжения с ТНУ сокращается почти в два раза. При этом холодильный коэффициент в режиме летнего кондиционирования составляет 6 – 6,7.

Таким образом, результаты расчетного исследования позволяют сделать вывод о возможности эффективного использования ТНУ в действующих системах отопления при сохранении принятых интерьерных решений и уровня теплозащиты ограждающих конструкций.

Литература

1. *Сторонський Б.Н.* Перспективи масштабного застосування теплопомпових установок // Ринок інсталяційний. – 2002. – № 5. – С. 12-14.

2. *Денисова А.Е.* Інтегровані системи альтернативного теплопостачання для енергозберігаючих технологій. Автореф. дис ... доктора техн. наук: 05.14.06 / ОНПУ. – Одеса, 2003. – 36 с.

3. *Сакун И.А.* Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. – Л.: Машиностроение, 1987. – 419 с.

4. *Харлампіди Д.Х., Харлампіди А.Д.* Принципи розробки бивалентних систем опалення на базі теплонасосних установок // Праці II Міжнародної наукової конференції «Ресурс і безпека експлуатації конструкцій, будівель та споруд», Харків, Жовтень 18 – 21, 2005: Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДГУБА, ХОТВ АБУ. – 2005. – Вип. 33. – С. 154-162.

5. *Хакимов Х.Р.* Замораживание грунтов в строительных целях. – М.: Госстройиздат, 1962. – 256 с.

6. *Сотников А.Г.* Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. – С.-Петербург: АТ – Publishing, 2005. – 504 с.

© Братута Э.Г., Харлампиди Д.Х., Ачкасова Е.В., 2008