

УДК 621.577 + 697.1

ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМИ КОНДИЦІЮВАННЯ НА БАЗІ ҐРУНТОВОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСУ

Безродний М.К.¹, докт. техн. наук, Ословський С.О.² канд. техн.наук¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», проф., 03056, Київ, вул. Політехнічна 6, m.bezrodny@kpi.ua, ORCID 0000-0002-0788-5011²Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», аспірант, 03056, Київ, вул. Політехнічна 6, work.oslovskiy@gmail.com, ORCID 0000-0003-2223-0248<https://doi.org/10.31472/tpe.1.2022.6>

Стаття присвячена дослідженню енергетичної ефективності використання системи кондиціювання з використанням ґрунтового теплового насоса. Визначено дві основні задачі: аналіз ефективності роботи теплового насоса в активному (компресор працює) та пасивному (компресор вимкнено, працює тільки насос) режимах кондиціювання. Запропонована система має суттєвий позитивний ефект в порівнянні зі стандартною спліт-системою, але має і недолік: для системи кондиціювання з ґрунтовим тепловим насосом вимоги до теплової ізоляції будівлі будуть більш жорсткими.

Статья посвящена исследованию энергетической эффективности использования системы кондиционирования с использованием грунтового теплового насоса. Определены две основные задачи: анализ эффективности работы теплового насоса в активном (компрессор работает) и пассивном (компрессор выключен, работает только насос) режимах кондиционирования. Предлагаемая система имеет существенный положительный эффект по сравнению со стандартной сплит-системой, но имеет и недостаток: для системы кондиционирования с грунтовым тепловым насосом требования к тепловой изоляции здания будут более жесткими.

The article is devoted to the study of energy efficiency of the use of air conditioning system using a ground heat pump. Two main tasks are defined: the analysis of efficiency of work of the heat pump in active (the compressor works) and passive (the compressor is switched off, only the pump works) modes of conditioning. The proposed system has a significant positive effect compared to the standard split system, but also has a disadvantage: for an air conditioning system with a ground heat pump, the requirements for thermal insulation of the building will be more stringent.

Бібл. 13, табл. 1 рис. 6.

Ключові слова: тепловий насос, ґрунтовий теплообмінник, кондиціювання, холодильний коефіцієнт, енергетична ефективність, теплота ґрунту.

Загальна проблема

Системи опалення, вентиляції та кондиціювання (ОВІК) є основним споживачем енергії в будівництві. Міжнародне енергетичне агентство [1] повідомило, що очікується зростання загальної кількості кондиціонерів, встановлених у всьому світі, з 1,6 млрд. одиниць у 2018 р. до 5,6 млрд. одиниць до 2050 р. Отже, підвищення енергоефективності систем кондиціювання дуже важливо для зменшення потреби в нових електростанціях та підвищення загального еколого-енергетичного стану речей в світовому масштабі. Одним із шляхів вирішення енергетичної є використання альтернативних джерел енергії, частиною яких є теплові насоси (ТН) з різними джерелами теплоти: повітряні, ґрунтові, геотермальні та ін.

Порівнюючи основні типи ТН (повітряний та ґрунтовий), які використовуються в широтах України, слід зазначити, що ґрунтові ТН можуть значно зменшити споживання енергії на опалення та охолодження

приміщень у будівлях [2]. Холодильний коефіцієнт (EER) теплових насосів залежить насамперед і в найбільшій мірі від різниці температур між простором кондиціювання та джерелом теплоти (холоду). На відміну від зовнішнього навколишнього повітря, температура ґрунту є майже постійною (близько 8... 12 градусів Цельсія [3]) протягом року і вищою за температуру навколишнього повітря взимку та нижчою від температури навколишнього повітря влітку. Таким чином, менший перепад температур між джерелом теплоти та приміщенням, що кондиціюється (опалюється) відповідає більшому значенню коефіцієнта перетворення ґрунтового ТН, а значить, і більшій ефективності використання енергії в порівнянні з повітряним ТН.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

За останнє десятиліття кілька досліджень показали, що системи ґрунтових ТН можуть зменшити споживання енергії на кондиціювання приміщення в будинках в різних частинах світу. Автори [4] порівнювали

показники ґрунтового ТН потужністю 3,5 кВт із звичайним повітряним ТН у житлових багатоквартирних будинках та готелях у кількох містах Каліфорнії. Результати показали, що ґрунтовий ТН зменшив пікове електричне навантаження системи кондиціонування на 34 % порівняно з повітряним. У Шанхаї автори [5] досліджували ефективність системи на базі ґрунтового ТН, встановленої в будівлі архіву. Система включала два теплонасосні агрегати та 280 вертикальних свердловин (діаметр 160 мм та глибина 80 м) з відстанню між свердловинами 4 м. Система експлуатувалася безперервно протягом двох років, і її ефективність контролювалась та аналізувалась. Результати показали, що середній коефіцієнт трансформації за літній сезон становив 4,7, а споживання енергії на кондиціювання повітря знизилось до 56 % порівняно з повітряним ТН. У Валенсії, Іспанія, автори [6] перевірили та порівняли характеристики ґрунтового та повітряного ТН у будівлі площею 250 м² у Політехнічному університеті Валенсії. Ґрунтовий теплообмінник складався з шести свердловин глибиною 50 м. Результати показали, що споживана потужність на кондиціювання була меншою, ніж у повітряного ТН, до 37 %. Автори [7] випробували ефективність охолодження за допомогою ТН потужністю 7,6 кВт у житловому будинку площею 253 м² в м. Оук-Ридж, штат Теннессі, США (період досліджень 723 доби). Встановлена температура термостата становила 24,4 °С. Результати показали, що ґрунтовий ТН зміг задовольнити навантаження на охолодження приміщення з найвищими та найнижчими EER системи 5,16 та 3,72, відповідно. Ефективність охолодження за допомогою ґрунтового ТН оцінювали і в жаркому кліматі. У Досі, Катар, автори [8] здійснили теоретичне дослідження для оцінки економії енергії охолодження, яку можна було б досягти, якщо повітряний ТН замінити ґрунтовим у житловому будинку площею 144 м². У Досі жаркий клімат з температурою зовнішнього повітря до 47 °С влітку. Розрахункове навантаження на охолодження становить 11,7 кВт, а річне споживання енергії на охолодження – 36 300 кВт.год. Результати показали, що при використанні ґрунтового ТН споживання енергії на систему кондиціонування зменшилось на 19 % порівняно з повітряним ТН, а термін окупності ТН становив 9 років. У Бордж Седрія, Туніс, автори [9] перевірили ефективність ґрунтового ТН, встановленого в Center De Recherches Et Des Technologies De L'Energie. Влітку Бордж Седрія має жаркий клімат із температурою зовнішнього повітря до 42 °С. Результати досліджень показали, що система забезпечувала необхідну потужність в режимі охолодження та мала коефіцієнти EER системи 3,0...4,5 протягом часу роботи.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми

Система кондиціонування, що побудована на базі ґрунтового ТН використовує ґрунт як джерело тепло-ти/холоду для опалення/кондиціонування будівлі. Тому важливо підтримувати постійну температуру ґрунту, щоб показники ефективності роботи ТН залишались на високому рівні. В регіонах, де домінує тільки охолодження, або тільки опалення загальна кількість тепло-ти, що відбирається від ґрунту, не дорівнює загальній кількості теплоти, що віддається назад, і, отже, температура ґрунту змінюється з часом, що погіршує роботу систем на базі ТН. Тому важливо перевірити ефективність систем та коливання температури ґрунту протягом тривалої експлуатації. У регіоні, де домінує період опалення Луо [10] перевірів ефективність ґрунтового ТН в режимі кондиціонування, встановленого в офісному будинку в Нюрнберзі, Німеччина. Загальна площа будівлі з кондиціонером становить 1150 м², а охолоджувальне навантаження становить 80 кВт. Ґрунтовий теплообмінник включає 18 свердловин глибиною 80 м і відстанню між свердловинами 6 м. Ґрунтовий ТН експлуатувався безперервно протягом чотирьох років, а ефективність нагрівання та охолодження контролювалась та оцінювалась. Загальне споживання енергії на опалення та охолодження становило 56,6 МВт.год та 13,3 МВт.год відповідно за чотири роки. Це показує, що нагрівальне навантаження в чотири рази перевищує навантаження на охолодження. Отже, кількість тепло-ти, що відбирається від ґрунту взимку, більше, ніж кількість теплоти, скинутого назад влітку. Результати показали, що за чотири роки експлуатації ефективність системи кондиціонування зростала щороку на 8,7 %, тоді як ефективність системи опалення знижувалась до 4 % щороку.

Що стосується застосування ТН в Україні, Мачевитий та ін. в оглядовій статті [11] наводять параметри експлуатації ТН установки на базі ґрунтового ТН для кондиціонування, опалення та гарячого водопостачання будівлі вокзалу в м. Харків, Україна. Максимальна холодильна потужність системи кондиціонування службових приміщень вокзалу склала 40 кВт. Система кондиціонування в автоматичному режимі в залежності від показників температури в приміщенні могла переходити як в активний (з використанням роботи компресора) так і в пасивний режим охолодження (холодоносієм з ґрунтового контуру подається одразу до споживача). Експлуатація системи кондиціонування проводилась протягом двох сезонів. В жаркий період, при зовнішній температурі 33 °С в приміщеннях забезпечувалось

23...25 °С, що відповідає нормам [12]. Основною перевагою був той факт, що в пасивному режимі експлуатації на 1 кВт.год затраченої електроенергії можна отримувати до 30 кВт.год холодильної енергії, що є досить суттєвим позитивним ефектом саме в перехідний весінньо-осінній період, який в умовах клімату України складає майже 40 % часу експлуатації системи.

Виходячи з вищезазначених спостережень, можна зазначити, що найбільш ефективно системи кондиціонування та опалення на базі ґрунтових теплових насосів можуть бути використані в регіонах, які мають однакові за продовжуваністю опалювальний та жаркий період, яким є Україна. Завдяки такому балансу, теплота ґрунту буде використана найбільш вдало взимку, та повернена назад влітку. Такий режим використання буде підтримувати на майже постійному рівні температуру ґрунту, що покращить експлуатаційні умови всієї системи та екологічну картину ділянки ґрунту.

Разом з тим, проаналізувавши літературні джерела, які переповнені спостереженнями та експериментами, було визначено, що досліджень, що пов'язані з теоретичною універсальною оцінкою ефективності роботи ґрунтового ТН в режимі кондиціонування раніше не проводилось. Виходячи з цього, було розроблено схему кондиціонування повітря на базі ґрунтового ТН та проведено теоретичний аналіз ефективності її роботи, який може бути використаний для системи будь-якої конфігурації та потужності.

Постановка задач дослідження

Метою даної роботи є аналіз енергетичної ефективності використання ТН системи кондиціонування на базі ґрунтового ТН в пасивному та активному режимах зі змінними параметрами навколишнього середовища та визначальними параметрами роботи системи.

Опис роботи запропонованої схеми кондиціонування на базі ґрунтового ТН

Принципову схему системи кондиціонування повітря на базі ґрунтового ТН зображено на рис. 1. Основною особливістю запропонованого рішення є використання енергії холоду, який акумулюється в ґрунті взимку для забезпечення потреб кондиціонування як в пасивному, так і в активному режимах. Так, згідно схеми, охолоджений теплоносіє в пасивному режимі кондиціонування перекачується насосом нижнього контуру безпосередньо в охолоджуючий пристрій (наприклад, фанкойл), не застосовуючи роботу компресора ТН та витрачаючи електричну енергію лише на привід насоса. Однак, при деякій температурі зовнішнього повітря, потужності, яка може бути забезпечена «пасивним охолодженням» стає недостатньою. В такому випадку схема вмикається в активному режимі і залучає компресор. Особливо важливою задачею дослідження є визначення умов, при яких буде відбуватись перехід від пасивного до активного режиму кондиціонування з найбільшим енергетичним ефектом.

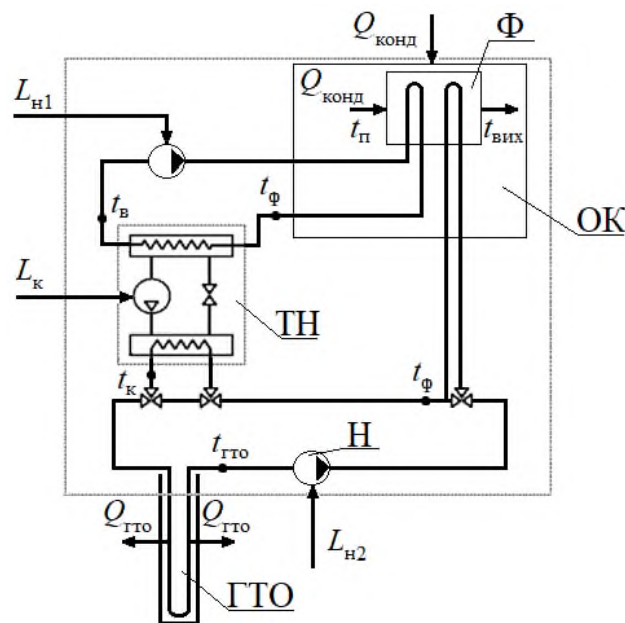


Рис. 1. Принципова схема кондиціонування приміщення з використанням ґрунтового ТН: Ф – фанкойл; ОК – об'єкт кондиціонування; ТН – тепловий насос; ГТО – ґрунтовий теплообмінник; Н – насос

Термодинамічний аналіз системи

Вищенаведений аналіз робіт щодо ефективності систем кондиціювання на базі ґрунтових ТН при їх роботі в різних кліматичних зонах дозволяє зробити висновок, що в кліматичних умовах України такі системи мають розроблятися в поєднанні і на базі відповідних систем, працюючих в режимі опалення в зимовий період. В зв'язку з цим доцільно зробити аналіз роботи такої теплонасосної системи з ґрунтовими теплообмінниками при її експлуатації в режимі кондиціювання влітку. Тому для подальшого аналізу використаємо теплонасосну систему з горизонтальними ґрунтовими теплообмінниками з оптимальними параметрами, отриманими за умови мінімальних сумарних енергетичних затрат на компресор і насос нижнього контуру і наведеними в роботі [3]. Оптимальні параметри таких теплообмінників для різних типів ґрунтів і різних значень швидкості руху теплоносія в трубах наведені в таблиці 1. В таблиці додатково наведені дані для повного теплового потоку, що відводиться теплообмінником від ґрунту, а також оптимальна різниця температур теплоносія на виході і вході в теплообмінник.

При аналізі системи кондиціювання з використанням такого теплообмінника з зазначеними геометричними параметрами (оптимальною довжиною в режимі опалення) виникають дві задачі, що пов'язані з особливістю роботи системи з використанням ґрунту як середовища для скидання відведеної із приміщення теплоти і приводить до можливості роботи системи в режимі пасивного або в режимі активного кондиціювання.

На відміну від систем кондиціювання з повітряними ТН середовище для скидання відведеної теплоти (ґрунт) має більш низьку температуру ніж температура в об'єкті кондиціювання (ОК) і тому за певних умов (температури зовнішнього повітря і параметрів скидного пристрою) теплота від ОК може скидатись в ґрунт природним шляхом (само-пливом), не використовуючи ТН. Такий режим роботи є пасивним режимом кондиціювання. Для визначення меж такого режиму треба співставити величини теплових потоків, що скидаються з приміщення, з тепловими потоками, що можуть бути сприйняті стоком теплоти (ґрунтом). Відповідний вираз рівності цих теплових потоків можна записати як рівність теплового потоку, відведеного за допомогою фанкойлів, і теплового потоку, що підводиться до ґрунту за допомогою ґрунтового теплообмінника.

Якщо прийняти припущення, що величина теплового потоку не залежить від його напрямку в ґрунтовому

Табл. 1. Основні параметри теплообмінника ґрунтового контуру за оптимальний умов його роботи

Ґрунти	Питомий тепловий потік, Вт/м	Діаметр труби, мм		Швидкість, м/с		
				w1=0,5	w2=0,7	w3=0,9
Сухі, незв'язані	10-15	25x2,3	L, м	81,0	165,0	344,0
			Δp , кПа	22,0	81,0	262,0
			Δt_{opt} , С	1,0	1,5	2,5
			Gc, кДж/С	965,3	1351,4	1737,5
			Qп, кВт	1,0	2,1	4,3
		32x2,9	L, м	141,0	305,0	664,0
			Δp , кПа	28,0	109,0	369,0
			Δt_{opt} , С	1,1	1,7	2,9
			Gc, кДж/С	1581,5	2214,1	2846,8
			Qп, кВт	1,8	3,8	8,3
		40x3,7	L, м	230,0	528,0	1187,0
			Δp , кПа	35,0	144,0	502,0
			Δt_{opt} , С	1,2	1,9	3,3
			Gc, кДж/С	2471,1	3459,6	4448,0
			Qп, кВт	2,9	6,6	14,8
Дуже вологі, зв'язані	20-25	25x2,3	L, м	40,0	70,0	125,0
			Δp , кПа	11,0	34,0	95,0
			Δt_{opt} , С	0,9	1,2	1,6
			Gc, кДж/С	965,3	1351,4	1737,5
			Qп, кВт	0,9	1,6	2,8
		32x2,9	L, м	68,0	124,0	233,0
			Δp , кПа	13,0	44,0	130,0
			Δt_{opt} , С	1,0	1,3	1,8
			Gc, кДж/С	1581,5	2214,1	2846,8
			Qп, кВт	1,5	2,8	5,2
		40x3,7	L, м	108,0	207,0	406,0
			Δp , кПа	16,0	56,0	172,0
			Δt_{opt} , С	1,0	1,3	2,1
			Gc, кДж/С	2471,1	3459,6	4448,0
			Qп, кВт	2,4	4,7	9,1
З високим рівнем ґрунтових вод	30-40	25x2,3	L, м	24,0	39,0	64,0
			Δp , кПа	7,0	19,0	49,0
			Δt_{opt} , С	0,9	1,0	1,3
			Gc, кДж/С	965,3	1351,4	1737,5
			Qп, кВт	0,8	1,4	2,2
		32x2,9	L, м	41,0	68,0	115,0
			Δp , кПа	8,0	24,0	64,0
			Δt_{opt} , С	0,9	1,1	1,4
			Gc, кДж/С	1581,5	2214,1	2846,8
			Qп, кВт	1,4	2,4	4,0
		40x3,7	L, м	64,0	111,0	195,0
			Δp , кПа	10,0	30,0	83,0
			Δt_{opt} , С	0,9	1,1	1,5
			Gc, кДж/С	2471,1	3459,6	4448,0
			Qп, кВт	2,2	3,9	6,8

теплообміннику, то для системи, що працює в режимі кондиціювання, можна використати потужність ґрунтового теплообмінника, або відповідний перепад температур на вході і виході з теплообмінника, отримані в режимі опалення і наведену в табл. 1. Тоді рівняння рівності теплових потоків можна записати у вигляді

$$G_{п.с.п} \Delta t = G_{т.с.т} \Delta t_{опт}, \quad (1)$$

де G_m, c_m, G_n, c_n – водяні еквіваленти теплоносія ґрунтового контуру та повітря в фанкойлі, кДж/(с °С); Δt – температурний перепад повітря в фанкойлі, °С; $\Delta t_{\text{опт}}$ – оптимальний перепад температур теплоносія на виході та на вході в ґрунтовий контур, °С.

Якщо прийняти рівність водяних еквівалентів для повітря і теплоносія в ґрунтовому теплообміннику, а також врахувати вираз для зміни температур повітря в випарнику ТН (в нашому випадку на фанкойлі) у відповідності з методикою роботи [13]

$$\Delta t = K(t_0 - t_n), \quad (2)$$

де K – коефіцієнт, що враховує інтенсивність теплопритоків через огорожувальні конструкції приміщення, то рівняння (1) можна записати у вигляді

$$K(t_0 - t_n) = \Delta t_{\text{опт}}. \quad (3)$$

З рівняння (3) отримаємо граничну температуру зовнішнього повітря, до якої система кондиціонування може працювати в пасивному режимі

$$t_0^{\text{гп}} = t_n + \frac{1}{K} \Delta t_{\text{опт}}, \quad (4)$$

де $\Delta t_{\text{опт}}$ вибирається із табл. 1 в залежності від типу ґрунту, діаметра труби теплообмінника і швидкості руху теплоносія в трубах.

При підвищенні температури навколишнього повітря вище значення за формулою (4) теплоприток в приміщення через зовнішні огороження перевищує тепловий потік, який може бути скинуто в ґрунт природнім шляхом за допомогою ґрунтового теплообмінника з зазначеними в табл. 1 параметрами. Наслідком цього буде підвищення температури в об'єкті кондиціонування вище заданих температурних умов. Тому виникає необхідність в інтенсифікації тепловідбору від приміщення, за допомогою ввімкнення компресора теплового насоса.

В зв'язку з цим виникає задача визначення енергетичної ефективності системи кондиціонування при її роботі в *активному режимі*.

Для вирішення цієї задачі необхідно визначити параметри в вузлових точках теплонасосної системи, насамперед, температуру води на виході з випарника ТН і температуру теплоносія верхнього контуру на виході з конденсатора ТН, що дасть змогу визначити холодильний коефіцієнт і порівняти його з характеристиками ефективності інших систем кондиціонування.

Для визначення температури теплоносія на виході з випарника ТН запишемо тепловий баланс фанкойла

$$G_n c_n \Delta t = G_T c_T (t_{\text{ф}}^{\text{вих}} - t_{\text{ф}}^{\text{вх}}), \quad (5)$$

або з врахуванням (2)

$$G_n c_n K(t_0 - t_n) = G_T c_T (t_{\text{ф}}^{\text{вих}} - t_{\text{ф}}^{\text{вх}}). \quad (6)$$

Температура води на виході із фанкойла має бути меншою за температуру повітря в приміщенні на величину $\Delta t_{\text{ф}}$, яка за існуючими нормами [12] може бути прийнята на рівні 10 °С. Тоді, з врахуванням того, що температура води на вході в фанкойл являє собою температуру на виході із випарника ТН, тобто $t_{\text{ф}}^{\text{вх}} = t_{\text{в}}$, можемо записати

$$G_n c_n K(t_0 - t_n) = G_T c_T (t_n - \Delta t_{\text{ф}} - t_{\text{в}}). \quad (7)$$

Тоді, за умови рівності водяних еквівалентів теплоносіїв $G_n c_n = G_T c_T$, із (7) отримуємо рівняння для визначення температури води на виході із випарника ТН

$$t_{\text{в}} = t_n - K(t_0 - t_n) - \Delta t_{\text{ф}}. \quad (8)$$

Для визначення температури теплоносія на виході з конденсатора використаємо рівняння теплового балансу ТН

$$Q_{\text{вип}} + L_K = Q_K, \quad (9)$$

яке можна записати у вигляді

$$Q_{\text{вип}} \left(1 + \frac{1}{\varepsilon}\right) = Q_K \quad (10)$$

або

$$G_n c_n (t_{\text{ф}} - t_{\text{в}}) \left(1 + \frac{1}{\varepsilon}\right) = G_T c_T (t_K - t_{\text{гто}}), \quad (11)$$

де $t_{\text{гто}}$ – температура теплоносія верхнього контуру після ґрунтового теплообмінника і відповідно на вході в конденсатор ТН; ε – холодильний коефіцієнт ТН

$$\varepsilon = \eta_{\text{ТН}} \frac{1}{\frac{273 + t_{\text{в}} + 5}{273 + t_K - 5} - 1}, \quad (12)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт втрат ТН.

Якщо зробити припущення, що теплоносій в ґрунтовому теплообміннику охолоджується до температури близької до температури ґрунту, то в першому наближенні можна прийняти, що $t_{\text{гто}} = t_{\text{г}}$. Тоді, за умови рівності водяних еквівалентів потоків повітря в фанкойлі і теплоносія в ГТО із рівняння (9) можемо отримати вираз для визначення температури теплоносія нижнього контуру після конденсатора ТН

$$t_{\text{к}} = t_{\text{г}} + (t_{\text{п}} - \Delta t_{\text{ф}} - t_{\text{в}}) \left(1 + \frac{1}{\varepsilon}\right). \quad (13)$$

Таким чином, розв'язуючи систему рівнянь (12) і (13) з урахуванням рівняння (8) для температури води на виході із випарника ТН, можна отримати для заданих умов значення температури теплоносія на виході із конденсатора ТН, а також значення холодильного коефіцієнта, який характеризує енергетичну ефективність теплонасосної системи кондиціонування з ґрунтовим ТН при її роботі в активному режимі.

Розрахунковий аналіз параметрів системи кондиціонування

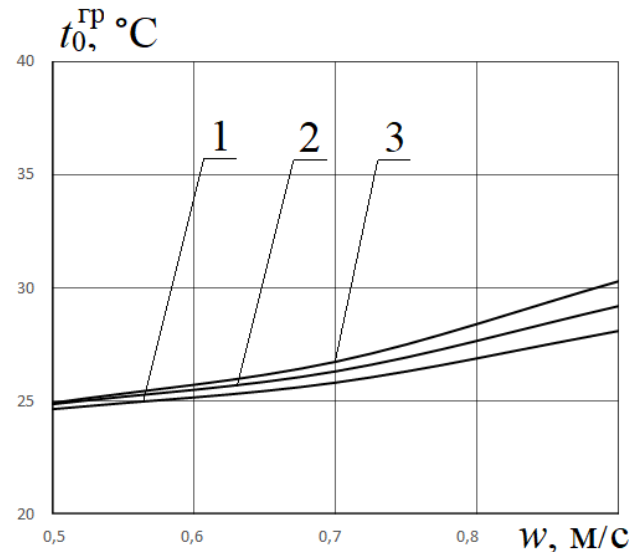
Розрахунковий аналіз системи кондиціонування проведено за умов використання в системі ґрунтових теплообмінників з оптимальними параметрами, наведеними в табл. 1, в наступних діапазонах зміни вихідних даних:

- температура зовнішнього повітря – 20...40 °С;
- коефіцієнт пропорційності K , значення якого залежить від величини теплових надходжень до будівлі $K=0,1 \dots 0,5$ [13];
- діаметри труб ґрунтового теплообмінника – $d=25$; 32; 40 мм;
- швидкість руху теплоносія в ґрунтовому контурі – $w=0,5 \dots 0,9$ м/с;
- температура ґрунту в теплий період року прийнята на рівні $t_{\text{г}}=8 \dots 12$ °С [3];
- ККД реального ТН в розрахунках прийнятий на рівні $\eta_{\text{тн}}=0,6$.

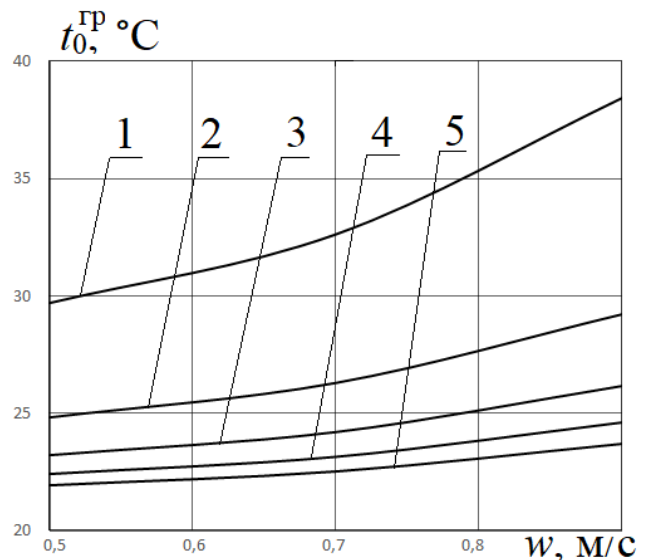
На рис. 2 а, б наведені результати розрахунків граничної температури навколишнього повітря, до якої система кондиціонування може працювати в пасивному режимі.

Видно, що значення граничної температури суттєво зростають при збільшенні швидкості руху теплоносія, слабо залежать від діаметра труби (рис. 2,а) і катастрофічно зменшуються при збільшенні коефіцієнта K в діапазоні $K=0,1 \dots 0,2$ (рис. 2,б).

Цей факт свідчить про вплив зовнішніх теплових надходжень через огорожувальні конструкції об'єкта кондиціонування при погіршенні їх теплоізолюючих властивостей. Це приводить до зменшення області використання вигідного пасивного режиму роботи системи кондиціонування.



а)



б)

Рис. 2. Залежності граничної температури зовнішнього повітря від швидкості теплоносія нижнього контуру: а) $q_z=22,5$ Вт/м, $K=0,3$: 1-3 – $d=25, 32, 40$ мм; б) $q_z=22,5$ Вт/м, $d=32$ мм: 1-5 – $K=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5$

Рис. 3 ілюструє вплив типу ґрунту, що використовується як басейн для скидання теплоти, відведеної системою кондиціювання. Із рисунка видно, що вплив теплосприймаючої властивості ґрунту зростає зі збільшенням швидкості руху теплоносія і проявляється (за умов оптимальних параметрів теплообмінника) в збільшенні граничної температури навколишнього повітря для сухих ґрунтів. Це можна пояснити збільшенням оптимальних геометричних розмірів (довжини) теплообмінників на сухих ґрунтах і підвищенням їх теплосприймаючих можливостей.

Нижче на рис. 4, 5 і 6 наведені результати розрахунків параметрів системи кондиціювання при її роботі в активному режимі.

На рис. 4 і 5 наведені залежності температур теплоносія від температури навколишнього повітря t_0 на виході із випарника і конденсатора ТН відповідно.

Видно, що з підвищенням температури t_0 , а також зі збільшенням коефіцієнта K , що відповідає збільшенню теплопритоків в приміщення через погіршення теплоізолюючих властивостей конструкцій зовнішнього огороження, температури t_g і t_k змінюються в протилежних напрямках, що приводить до розширення температурних рамок циклу Карно внаслідок підвищення теплового навантаження системи кондиціювання.

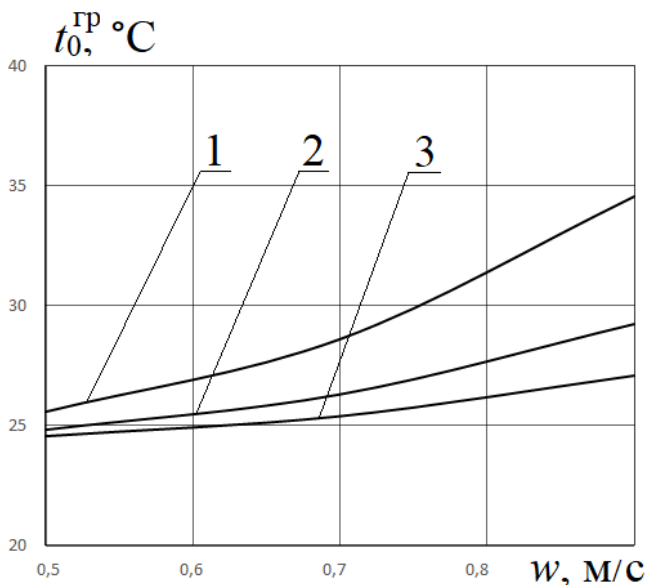


Рис. 3. Залежність граничної температури зовнішнього повітря від швидкості теплоносія нижнього контуру при різних типах ґрунту: $d=32 \text{ мм}$; $K=0,3$: 1-5 – $q_i=12,5, 22,5, 35 \text{ Вт/м}$

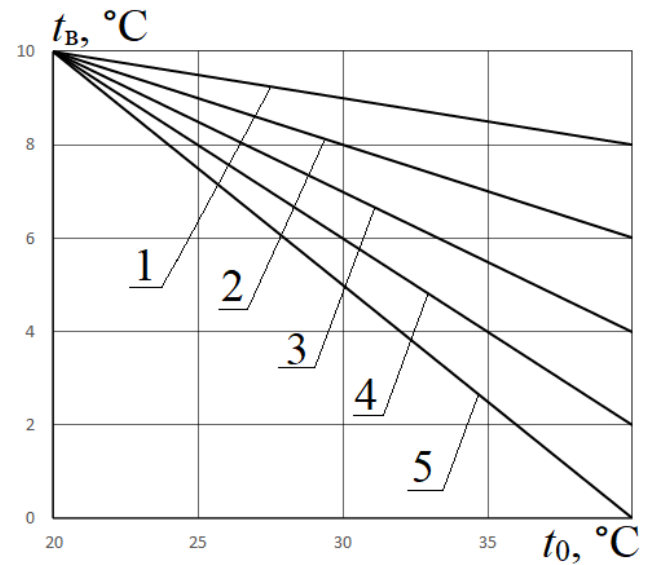
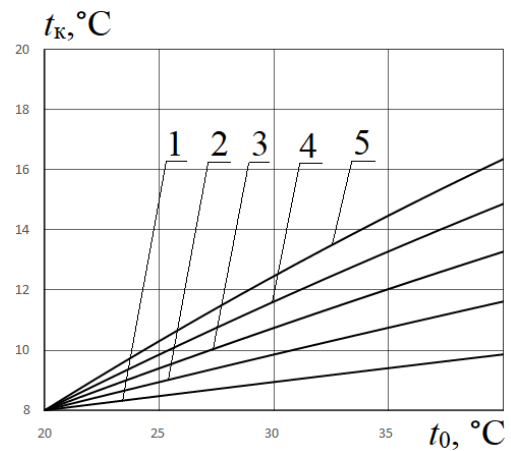
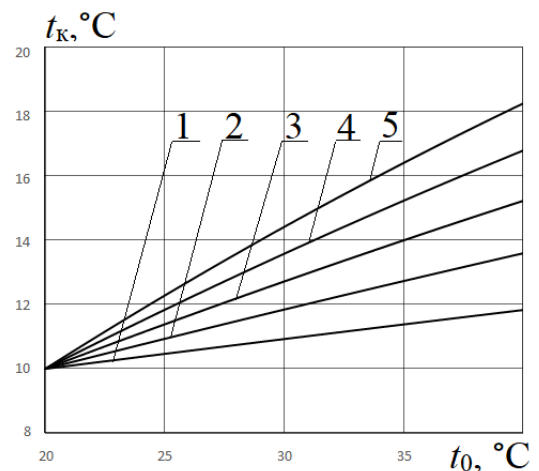


Рис. 4. Залежність температури теплоносія на виході з випарника ТН від температури навколишнього повітря: 1-5 $K=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5$



а)



б)

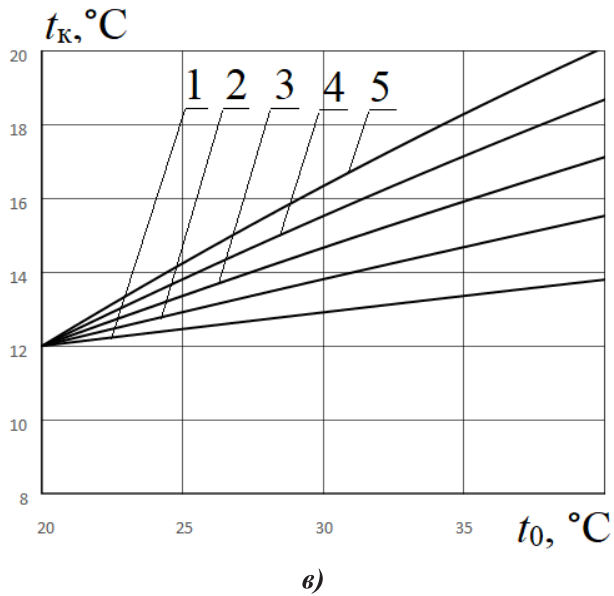


Рис. 5. Залежність температури теплоносія на виході з конденсатора ТН від температури навколишнього повітря: а) $t_z=8\text{ }^{\circ}\text{C}$: 1-5 – $K=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5$; б) $t_z=10\text{ }^{\circ}\text{C}$: 1-5 – $K=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5$; в) $t_z=12\text{ }^{\circ}\text{C}$: 1-5 – $K=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5$

Як видно із рис. 6, а, величина холодильного коефіцієнта зменшується з підвищенням як температури зовнішнього повітря, так і температури ґрунту. Однак, значення холодильного коефіцієнта системи кондиціонування при скиданні відведеної теплоти в ґрунт залишаються значно вищими в порівнянні з системою кондиціонування з використанням повітряних теплових насосів у вигляді спліт-системи.

На рис. 6, б наведені результати розрахунків холодильного коефіцієнта при різних значеннях величини коефіцієнта K як характеристики зовнішніх огорожувальних конструкцій об'єкта кондиціонування.

Видно, що збільшення коефіцієнта K (що відповідає погіршенню теплоізолюючих характеристик огороження) приводить до зменшення енергетичної ефективності системи кондиціонування, причому в значно більшій мірі в системі з використанням ґрунтового теплообмінника, ніж в системі кондиціонування з використанням повітряних теплових насосів. Нанесена на рисунку штрихова лінія відповідає границі між областями пасивного і активного режиму роботи системи кондиціонування з використанням ґрунтового ТН. Отримані дані свідчать також про те, що вимоги до рівня термосанації будівель з системою кондиціонування на базі ґрунтових ТН мають бути ще більш жорсткими, ніж у випадку використання повітряних систем.

Висновки

1. Розробка ефективної теплонасосної системи кондиціонування повітря на базі ґрунтового теплового насосу за раціонального її проектування може дати позитивний ефект як в енергетичному так і в екологічному аспекті.

2. Показано, що при використанні ґрунтового теплообмінника з оптимальними параметрами, отриманими за умови мінімізації сумарних енергетичних затрат (на привід компресора і циркуляційного насоса) в режимі опалення система кондиціонування в літній

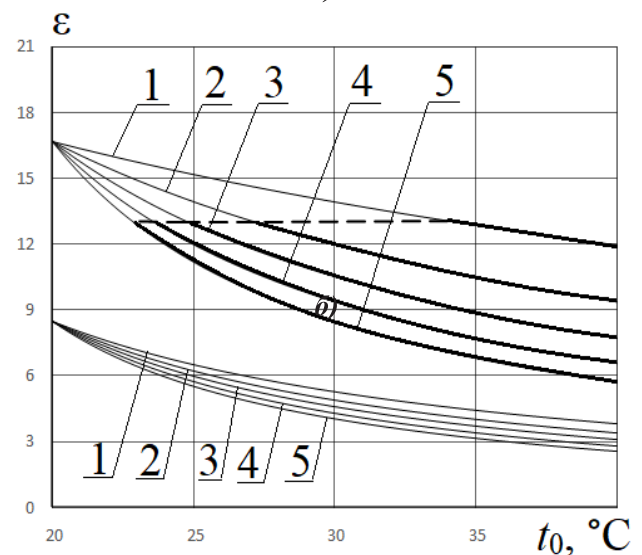
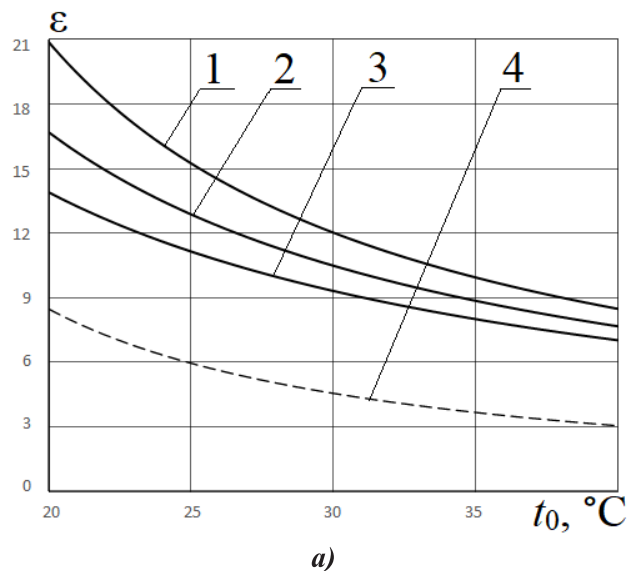


Рис. 6. Залежність холодильного коефіцієнта від температури навколишнього повітря при $\eta_{min} = \eta_{split} = 0,6$: а) $K=0,3$: 1 – 3 $t_z=8, 10, 12\text{ }^{\circ}\text{C}$, 4 – для спліт системи б) $t_z=10\text{ }^{\circ}\text{C}$: 1-5 – $K=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5$

період може працювати в досить широкому діапазоні параметрів в пасивному режимі, тобто без теплового насоса.

3. При роботі в активному режимі енергетична ефективність системи кондиціонування в значній мірі залежить від теплоізолюючих властивостей огорожувальних конструкцій приміщення, однак залишається значно вищою в порівнянні з відповідними показниками для спліт-системи кондиціонування з використанням повітряних теплових насосів.

4. Отримані дані свідчать також про те, що вимоги до рівня термосанації будівель з системою кондиціонування на базі ґрунтових ТН мають бути ще більш жорсткими, ніж у випадку використання повітряних систем.

ЛІТЕРАТУРА:

1. IEA: *Renewable Energy Policies in a Time of Transition*. International Energy Agency, 2020. <https://webstore.iea.org/download/direct/426>
2. Omer A.: Ground-source heat pumps systems and applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 12(2008), 344–371. DOI: 10.1016/0960-1481(96)88385-6
3. Безродний М. К., Прутула Н. О. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем тепlopостачання: монографія. – К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка», 2016. – 272 с.
4. S. Wiryadinata, M. Modera, B. Jenkins, K. Kornbluth.: Technical and economic feasibility of unitary, horizontal ground-loop geothermal heat pumps for space conditioning in selected California climate zones. *Energy and Buildings*. 119(2016), 164–172. DOI: 10.1016/j.rser.2016.01.074.
5. X.Q. Zhai, Y. Yang: Experience on the application of a ground source heat pump system in an archive building. *Energy and Buildings*. 43(2011), 3263–3270. DOI:10.1016/j.enbuild.2016.03.061.
6. J.F. Urchueguía, M. Zacar'es, J.M. Corber'an, 'A. Montero, J. Martos, H. Witte: Comparison between the energy performance of a ground coupled water to water heat pump system and an air to water heat pump system for heating and cooling in typical conditions of the European Mediterranean coast. *Energy Conversations*. 49(2008), 2917–2935.
7. M.R. Ally, J.D. Munk, V.D. Baxter, A.C. Gehl: Exergy analysis of a two-stage ground source heat pump with a vertical bore for residential space conditioning under simulated occupancy. *Applied Energy*. 155(2015), 502–514.
8. M. Kharseh, M. Al-Khawaja, M.T. Suleiman: Potential of ground source heat pump systems in cooling-dominated environments. *Residential buildings, Geothermics*. 57(2015), 104–110.
9. N. Naili, M. Hazami, I. Attar, A. Farhat: Assessment of surface geothermal energy for air conditioning in northern Tunisia: direct test and deployment of ground source heat pump system. *Energy and Buildings*. 111(2016), 207–217. DOI: 10.1016/j.jclepro.2018.12.212
10. J. Luo, J. Rohn, M. Bayer, A. Priess, L. Wilkmann, W. Xiang: Heating and cooling performance analysis of a ground source heat pump system in Southern Germany. *Geothermics*. 53(2015), 57–66.
11. Мацевитый Ю. М., Чиркин Н. Б., Богданович Л. С., Клепанда А. С.: Внедрение теплонасосных технологий. *Экотехнологии и ресурсосбережение*. 3 (2008). 4–10.
12. Стрельчук О. М. Сізов О. В.: ДБН В.2.5-67:2013 "Опалення, вентиляція та кондиціонування". – К.: ДП «Укрархбудінформ», 2013. – 141 с.
13. Безродний М. К., Кутра Д. С.: Ефективність теплонасосних систем кондиціонування повітря. – К.: НТУУ «КПІ», 2015. – 172 с.

ENERGY EFFICIENCY OF USING A CONDITIONING SYSTEM BASED ON A GROUND HEAT PUMP

Bezrodny M. K., Oslovskyi S. O.

*Institute of Engineering Thermophysics of the National
Academy of Sciences of Ukraine, 2a, Marii Kapnist Str.,
Kyiv, 036057, Ukraine*

<https://doi.org/10.31472/ttpe.1.2022.6>

The article is devoted to the study of the energy efficiency of the air conditioning system using a ground heat pump. The analysis of the English-language literary sources, which highlighted the features of the use of heat pump air conditioning systems in various climatic conditions. It is shown that the greatest effect from the use of such a scheme will be when the duration of the cold and hot periods is equal. The main temperatures at the nodal points of the circuit and the efficiency coefficient are determined. The dependences of the determining quantities on the parameters of the system are constructed. The proposed system has a significant positive effect compared to a standard split system, but it also has a drawback: for an air conditioning system with a ground source heat pump, the requirements for the thermal insulation of a building will be more stringent. Using the system all year round can significantly reduce the energy consumption for air conditioning. The application of such a solution at the design and geodetic development stage of the site will give a significant positive effect both in terms of operation and in terms of capital costs for the installation of the system.

References 13, figures 6.

Keywords: heat pump, heat exchanger, air conditioning, refrigeration coefficient, energy efficiency, soil heat.

1. IEA: *Renewable Energy Policies in a Time of Transition*. International Energy Agency, 2020. <https://webstore.iea.org/download/direct/426>

2. Omer A.: Ground-source heat pumps systems and applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 12(2008), 344–371. DOI: 10.1016/0960-1481(96)88385-6

3. Bezrodny M. K., Prytula N. O. [Thermodynamic and energy efficiency of heat pump schemes of heat supply]. – Kyiv: «Polytechnica» [Polytechnics], 2016. – 272 p. (in Ukr.)

4. S. Wiryadinata, M. Modera, B. Jenkins, K. Kornbluth.: Technical and economic feasibility of unitary, horizontal ground-loop geothermal heat pumps for space conditioning in selected California climate zones. *Energy and Buildings*. 119(2016), 164–172. DOI: 10.1016/j.rser.2016.01.074.

5. X.Q. Zhai, Y. Yang: Experience on the application of a ground source heat pump system in an archive building. *Energy and Buildings*. 43(2011), 3263–3270. DOI: 10.1016/j.enbuild.2016.03.061.

6. J.F. Urchueguía, M. Zacar'es, J.M. Corber'an, 'A. Montero, J. Martos, H. Witte: Comparison between the energy performance of a ground coupled water to water heat pump system and an air to water heat pump system for heating and cooling in typical conditions of the European Mediterranean coast. *Energy Conversations*. 49(2008), 2917–2935.

7. M.R. Ally, J.D. Munk, V.D. Baxter, A.C. Gehl: Exergy analysis of a two-stage ground source heat pump with a vertical bore for residential space conditioning under simulated occupancy. *Applied Energy*. 155(2015), 502–514.

8. M. Kharseh, M. Al-Khawaja, M.T. Suleiman: Potential of ground source heat pump systems in cooling-dominated environments. *Residential buildings, Geothermics*. 57(2015), 104–110.

9. N. Naili, M. Hazami, I. Attar, A. Farhat: Assessment of surface geothermal energy for air conditioning in north-ern Tunisia: direct test and deployment of ground source heat pump system. *Energy and Buildings*. 111(2016), 207–217. DOI: 10.1016/j.jclepro.2018.12.212

10. J. Luo, J. Rohn, M. Bayer, A. Priess, L. Wilkmann, W. Xiang: Heating and cooling performance analysis of a ground source heat pump system in Southern Germany. *Geothermics*. 53(2015), 57–66.

11. Matsevit Y. M., Chirkin N. B., Bogdanovich L. S., Klepanda A. S.: [Introduction of heat pump technologies] *Eco-technologies and resource saving*. 3 (2008). 4–10.

12. Strelchuk O.M., Sizov O.V.: DBN B.2.5-67: 2013 [Heating, ventilation and air conditioning]. – K.: [DP «Ukrarhbudininform»], 2013. – 141 p.

13. Bezrodny M. K., Kutra D. S.: [Efficiency of heat pump air conditioning systems]. – K.: [NTUU «KPI»], 2015. – 172 p.

Отримано 09.12.2021

Received 09.12.2021