

ЕНЕРГЕТИКА ТА НОВІ ЕНЕРГОГЕНЕРУЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

УДК 697.9

М.К. Безродний, Т.В. Дранік

ТЕРМОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОНАСОСНИХ СХЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

The purpose of this paper is to analyze and compare thermodynamic efficiency of heat pump air conditioning systems. The paper deals with simplest schemes of the heat pump air conditioning system. Analytically we obtain dependences to calculate these schemes. We also show graphs of the main parameters characterizing the effectiveness of these schemes depending on the ambient temperature. We analyze the effectiveness of the heat pump air conditioning systems. Based on the comparison of energy specific costs, heat pump air conditioning scheme with ventilation is almost equal in their efficiency with the split system scheme. Though it has an advantage – it can provide ventilation where necessary. Therefore, the use of this scheme is justified when room ventilation and air conditioning are required at the same time. If the room such as residential buildings should be air conditioned, we recommend using a split system. In general, the choice of a particular scheme depends on the object's purpose.

Вступ

На сьогодні все більш розповсюдженим стає використання теплових насосів для опалення та кондиціонування повітря. Як правило, це повітряні теплові насоси, які широко застосовуються в системах кондиціонування та опалення невеликих промислових, громадських і житлових об'єктів.

У великій кількості публікацій (наприклад, [1, 2]) розглянуті схеми теплових насосів (ТН), що працюють як на опалення, так і на забезпечення кондиціонування в них. У цих працях висвітлюються параметри, які слід враховувати при виборі теплонасосних схем кондиціонування повітря, але у відомих літературних джерелах бракує даних відносно термодинамічної ефективності різних теплонасосних схем як для опалення, так і для кондиціонування повітря. В [3] запропоновано метод термодинамічного аналізу теплонасосних схем повітряного опалення, який дає змогу зіставити ефективність різних схем. Особливий інтерес становить використання цього методу для аналізу ефективності теплонасосних схем кондиціонування повітря.

Серед розповсюджених теплонасосних схем кондиціонування повітря найбільш широкого використання на сьогодні набули такі прості теплонасосні схеми, як спліт-система та система з виносним тепловим насосом для одночасного забезпечення вентиляції та кондиціонування повітря. В даній статті подано результат термодинамічного аналізу цих схем та їх зіставлення.

Постановка задачі

Мета статті – зробити аналіз та порівняння термодинамічної ефективності теплонасосних схем кондиціонування повітря, отримати значення коефіцієнта використання енергії для таких схем.

Найпростіші теплонасосні схеми кондиціонування повітря

Серед великої кількості можливих теплонасосних схем кондиціонування повітря розглянемо дві найбільш прості:

1) схему кондиціонування повітря без вентиляції (так звану спліт-систему з виносним, відносно приміщення, що обслуговується, теплообмінником-конденсатором або випаровувачем, що може працювати в режимі кондиціонування повітря або опалення);

2) схему кондиціонування повітря з вентиляцією приміщення та повністю винесеним за межі приміщення, що обслуговується, тепловим насосом.

Ефективність першої схеми, яка подана на рис. 1, зумовлена незначним охолодженням внутрішнього повітря у випарнику ТН та відсутністю охолодження зовнішнього повітря до температури його в приміщенні. Разом із тим на виході з конденсатора ТН атмосферне повітря нагрівається до досить високих температур, що погіршує умови роботи теплового насоса, особливо в умовах високих температур навколишнього середовища.

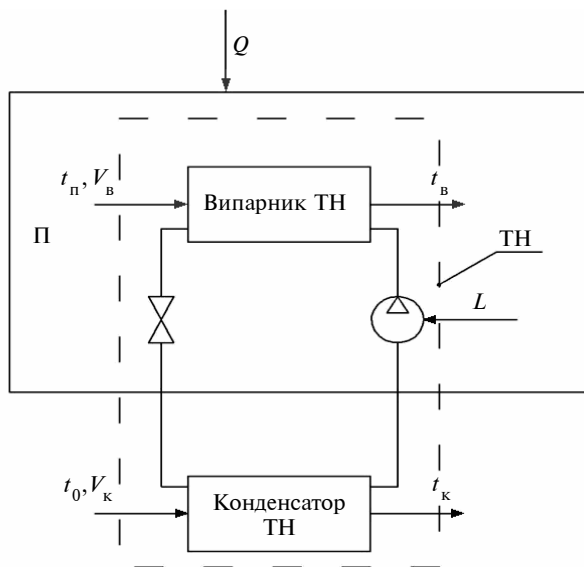


Рис. 1. Схема кондиціонування повітря на основі теплового насоса: П – об'єкт, що обслуговується, L – робота приводу теплового насоса, Q – теплові надходження до приміщення

Ефективність роботи другої схеми кондиціонування, що зображена на рис. 2, значною мірою залежить від охолодження зовнішнього повітря від температури навколишнього середовища до температури на вході в приміщення, що може досягати досить низьких величин, особливо за високих температур навколишнього сере-

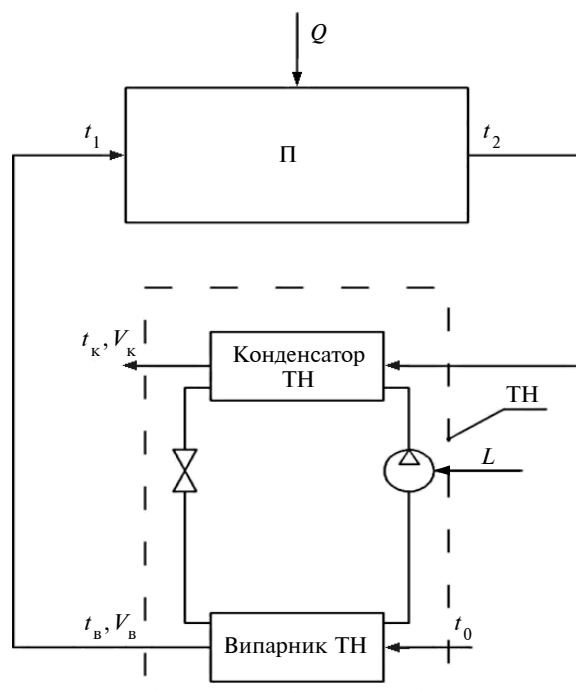


Рис. 2. Схема кондиціонування повітря та вентиляції на основі теплового насоса

довища. Але в цій схемі досягається утилізація холоду відпрацьованого повітря, внаслідок чого зменшується температура повітря на виході з конденсатора ТН, що покращує умови роботи ТН. У зв'язку з цим визначимо термодинамічну ефективність зазначених схем кондиціонування та зіставимо їх.

Аналіз теплонасосної схеми кондиціонування повітря без вентиляції (спліт-системи)

Термодинамічну ефективність теплонасосної схеми кондиціонування повітря можна визначити за допомогою холодильного коефіцієнта ТН:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{вип}}}{L}, \quad (1)$$

де L – затрати енергії на компресор ТН, $Q_{\text{вип}}$ – кількість теплоти, відведеної від повітря у випарнику, ε – холодильний коефіцієнт ТН.

Холодильний коефіцієнт ідеального циклу ТН з урахуванням теплових необоротностей у випарнику і конденсаторі можна визначити як

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{273 + t_k + \Delta t_k}{273 + t_b - \Delta t_b} - 1}, \quad (2)$$

де t_b , t_k – температури повітря на виході із випарника та конденсатора; Δt_b , Δt_k – різниці температур повітря і робочого тіла ТН на виході із випарника і конденсатора. Відповідно до рекомендацій [4] для повітряного ТН у подальшому аналізі покладалося $\Delta t_b = 10^\circ\text{C}$, $\Delta t_k = 10^\circ\text{C}$.

Температура повітря на виході з випарника ТН $t_1 = t_b$ (рис. 1) може бути подана як

$$t_b = t_{\text{п}} - \Delta t, \quad (3)$$

де $t_{\text{п}}$ – температура повітря в приміщенні, Δt – перепад температур повітря у випарнику ТН.

Якщо величину Δt відобразити в прямо пропорційній залежності від різниці температур повітря навколишнього середовища t_0 і приміщення $t_{\text{п}}$ у вигляді

$$\Delta t = \Delta t_{\text{max}} \frac{t_0 - t_{\text{п}}}{t_0^{\text{p}} - t_{\text{п}}}, \quad (4)$$

де t_0^{p} – розрахункова температура навколишнього середовища для даної місцевості, то мож-

на ввести як характеристику “напруженості” системи кондиціювання повітря величину Δt_{\max} , що дорівнює температурному перепаду Δt в найбільш несприятливих розрахункових умовах, тобто коли $t_0 = t_0^p$.

Оскільки відношення $\frac{\Delta t_{\max}}{t_0^p - t_n}$ можна вва-

жати незмінним для конкретних умов експлуатації ТН, а воно залежить лише від розрахункових кліматичних умов конкретного регіону та якості огорожувальної конструкції приміщення, то можна ввести безрозмірний комплекс K , який характеризує якість огорожувальної конструкції:

$$K = \frac{\Delta t_{\max}}{t_0^p - t_n} \quad (5)$$

Тоді вираз (4) з урахуванням (5) можна подати як

$$\Delta t = K(t_0 - t_n) \quad (6)$$

У формулі (2) невідомою є температура повітря t_k на виході з конденсатора. Її можна визначити з енергетичного балансу ТН:

$$Q_{\text{вип}} + L = Q_k, \quad (7)$$

де Q_k – кількість теплоти, відведеної від робочого тіла ТН до повітря в конденсаторі.

Враховуючи, що

$$Q_k = V_k \rho_0 c_p (t_k - t_0),$$

$$L = \frac{Q_{\text{вип}}}{\varepsilon}, \quad (8)$$

де

$$Q_{\text{вип}} = V_v \rho_p c_p (t_p - t_v), \quad (9)$$

і покладаючи умовно рівність масових витрат повітря у випарнику та конденсаторі $V_k \rho_0 = V_v \rho_p$, можна отримати вираз для t_k :

$$t_k = t_0 + \Delta t \left(1 + \frac{1}{\varepsilon}\right) = t_0 + K(t_0 - t_n) \left(1 + \frac{1}{\varepsilon}\right), \quad (10)$$

в якому величина ε визначається за рівнянням (2).

Результати розрахунків температури t_k методом послідовних наближень за формулами (2), (3), (6), (10) залежно від температури зовнішнього повітря і значень K подані на рис. 3.

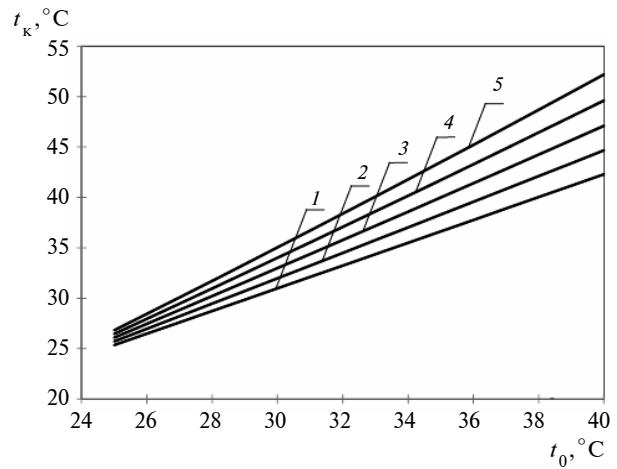


Рис. 3. Залежність температури повітря на виході із конденсатора ТН від температури навколишнього повітря t_0 : 1 – $K = 0,1$; 2 – $K = 0,2$; 3 – $K = 0,3$; 4 – $K = 0,4$; 5 – $K = 0,5$

Із графіків на рис. 3 видно, що температура повітря на виході з конденсатора ТН змінюється прямо пропорційно залежно від величини K , але є достатньо високою, незважаючи на величину K .

Отримані значення температури t_k дають змогу визначити за рівняннями (1), (2) холодильний коефіцієнт теплового насоса. Результати відповідних розрахунків t_k залежно від температури зовнішнього повітря і характеристики якості огорожувальної конструкції K подано на рис. 4.

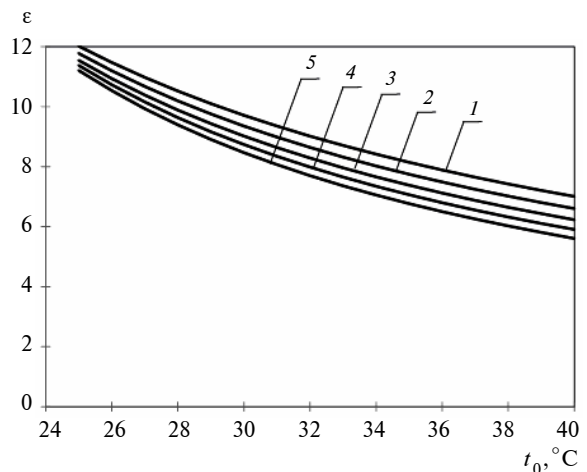


Рис. 4. Залежність холодильного коефіцієнта від температури навколишнього середовища: 1 – $K = 0,1$; 2 – $K = 0,2$; 3 – $K = 0,3$; 4 – $K = 0,4$; 5 – $K = 0,5$

Із графіків видно, що чим якіснішим є огороження приміщення, що обслуговується,

тим більшим є холодильний коефіцієнт ТН і, як наслідок, зростає ефективність ТН.

Аналіз теплонасосної схеми кондиціонування повітря з вентиляцією приміщення

Формула (1) для схеми кондиціонування повітря з вентиляцією приміщення набуває такого вигляду:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{кв}}}{L}, \quad (11)$$

де L – робота компресора ТН, $Q_{\text{кв}}$ – кількість теплоти, відведена від навколишнього повітря у випарнику ТН при кондиціонуванні та вентиляції:

$$Q_{\text{кв}} = V_0 \rho_0 c_p (t_0 - t_v).$$

Робота компресора ТН визначається за рівнянням (7), в якому теплове навантаження конденсатора ТН можна подати як (див. рис. 2):

$$Q_{\text{конд}} = V_2 \rho_2 c_p (t_k - t_2). \quad (12)$$

Покладаючи ті самі умови, що і для спліт-систем, тобто рівність масових витрат повітря через конденсатор та випарник ТН $V_0 \rho_0 = V_2 \rho_2$, отримуємо значення для температури повітря на виході з конденсатора:

$$t_k = t_0 + \frac{(t_0 - t_p)}{\varepsilon} [K(\varepsilon + 1) + 1], \quad (13)$$

де ε – холодильний коефіцієнт ТН:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{273 + t_k + \Delta t_k}{273 + t_v - \Delta t_v} - 1}. \quad (14)$$

Роботу теплового насоса можна також охарактеризувати теоретичним коефіцієнтом використання енергії, що є величиною, зворотною до холодильного коефіцієнта, і знаходиться за формулою

$$\eta_{\text{конд}} = \frac{1}{\varepsilon}. \quad (15)$$

На рис. 5 наведено результати розрахунків температури t_k залежно від температури зовнішнього повітря і характеристики K . Видно, що порівняно з попередньою схемою дана схема характеризується більш високими температурами повітря на виході з конденсатора ТН.

Формули (11), (13)–(15) дають змогу отримати рівняння для визначення теоретичного коефіцієнта використання енергії при роботі схеми в режимі тільки вентиляції і додаткових (порівняно з вентиляцією) затрат енергії на кондиціонування.

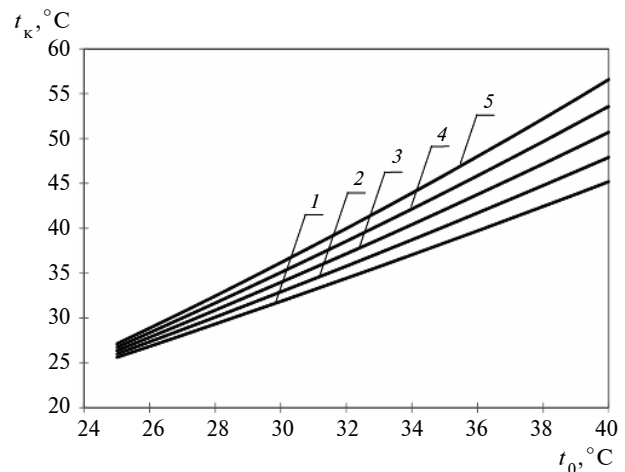


Рис. 5. Залежність температури повітря на виході із конденсатора ТН від зміни температури навколишнього повітря t_0 : 1 – $K = 0,1$; 2 – $K = 0,2$; 3 – $K = 0,3$; 4 – $K = 0,4$; 5 – $K = 0,5$

При роботі системи в режимі вентиляції (при $t_2 = t_1$) рівняння (13) набуває вигляду

$$t_k = t_0 + \frac{(t_0 - t_p)}{\varepsilon}. \quad (16)$$

Тоді, використовуючи формули (14)–(16), знаходимо коефіцієнт використання енергії ТН.

При визначенні додаткових затрат енергії на кондиціонування у формулі (11) замість роботи L_k слід врахувати додаткову роботу компресора на кондиціонування

$$L_{\text{охол}} = L_{\text{к(конд+вент)}} - L_{\text{вент}},$$

а замість витрати теплоти на вентиляцію і кондиціонування врахувати лише витрати на кондиціонування повітря в приміщенні:

$$Q_{\text{конд}} = V_1 \rho_1 c_p (t_2 - t_1).$$

Визначаючи складові $L_{\text{конд+вент}}$ та $L_{\text{конд}}$ за формулою (8), в якій теплове навантаження конденсатора відповідає рівнянню (12), а холодильний коефіцієнт, відповідно, формулам (11) і (14), за формулою (15) визначаємо теоретичний коефіцієнт використання енергії, що є величиною, зворотною до холодильного коефіцієнта.

Результати розрахунків питомих затрат енергії на вентиляцію, вентиляцію і кондиціювання та окремо на кондиціювання подані на рис. 6. Із графіків видно, що найбільш ефективно ця схема працює в режимі кондиціювання. Додаткові затрати енергії на вентиляцію значно вищі, ніж затрати на кондиціювання.

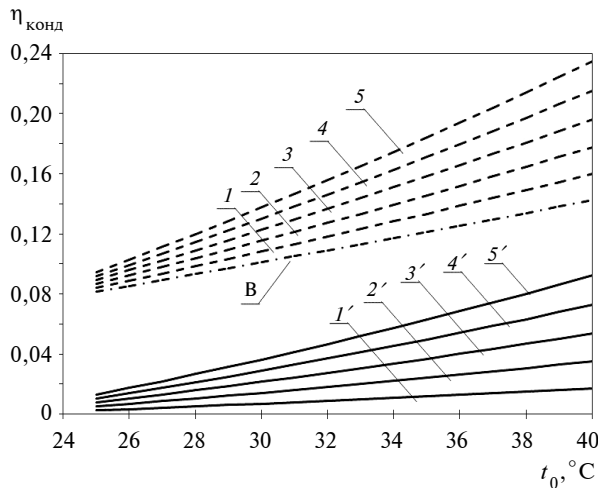


Рис. 6. Залежність теоретичного коефіцієнта використання енергії від температури навколишнього середовища t_0 : В – при роботі системи в режимі вентиляції; 1, 2, 3, 4, 5 – для кондиціювання та вентиляції; 1', 2', 3', 4', 5' – для кондиціювання (1, 1' – $K = 0,1$; 2, 2' – $K = 0,2$; 3, 3' – $K = 0,3$; 4, 4' – $K = 0,4$; 5, 5' – $K = 0,5$)

На рис. 7 показано зіставлення питомих витрат енергії на кондиціювання і вентиляцію за схемою рис. 2 з витратами енергії на кондиціювання в спліт-системі, що зображено на рис. 1.

З графіків видно, що в усьому діапазоні температур навколишнього середовища t_0 і прийнятих характеристиках схем кондиціювання та малих значеннях комплексу K ефективність обох схем майже однакова. Разом із тим слід зауважити, що спліт-система виправдана в об'єктах, що не потребують систем припливно-витяжної вентиляції.

Висновки

Спліт-системи є досить простим вирішенням проблеми кондиціювання повітря для

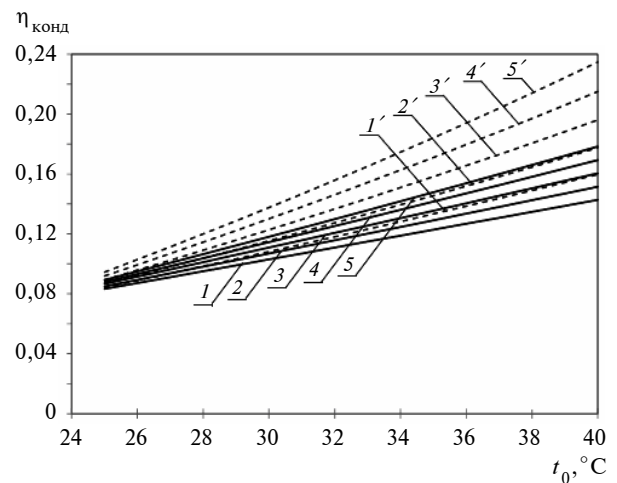


Рис. 7. Зіставлення ефективності систем кондиціювання: 1, 2, 3, 4, 5 – для спліт-системи; 1', 2', 3', 4', 5' – для системи кондиціювання та вентиляції (1, 1' – $K = 0,1$; 2, 2' – $K = 0,2$; 3, 3' – $K = 0,3$; 4, 4' – $K = 0,4$; 5, 5' – $K = 0,5$)

невеликих приміщень, що не потребують припливно-витяжної вентиляції. Але ці системи є локальними і не дають можливості створити однаково комфортні умови перебування людей в усьому приміщенні, що обслуговується.

Системи кондиціювання повітря та вентиляції приміщення мають можливість використання втяжного повітря для охолодження конденсатора ТН. Оскільки в літній період втяжне повітря має нижчу температуру, ніж навколишнє, то створюються більш сприятливі умови для роботи теплонасосної установки.

Проведене зіставлення питомих затрат енергії показує, що теплонасосна схема кондиціювання повітря з можливістю вентиляції майже не поступається за ефективністю схемі у вигляді спліт-системи. При цьому вона має перевагу: забезпечує вентиляцію приміщення там, де це необхідно. Тому використання цієї схеми є виправданим у випадку, коли необхідні і вентиляція приміщення, і кондиціювання повітря одночасно.

Отримані результати будуть покладені в основу подальших досліджень щодо визначення ефективності більш складних схем кондиціювання повітря на базі теплових насосів.

1. *Тепловой насос* – энергетически эффективная составляющая систем кондиционирования воздуха // Тепловые насосы. – 2011. – № 2. – С. 25–30.
2. *Air-Source Heat Pumps*. EREC Fact Sheet, June 2011.
3. *Безродний М.К., Галан М.А.* Термодинамічна ефективність теплонасосних систем повітряного опалення // Наукові вісті НТУУ "КПІ". – 2011. – № 6. – С. 13–17.
4. *Морозюк Т.В.* Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия "Негоциант", 2006. – 712 с.
5. *О рациональном использовании теплонасосных технологий в экономике Украины* / Ю.М. Мацевитый, Н.Б. Чиркин, Л.С. Богданович, А.С. Клепанда // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 3. – С. 20–31.
6. *Ефимов Н.Н., Малышев П.А.* Перспективы использования тепловых насосов в энергообеспечении промышленных и коммунальных предприятий // Теплоэнергетика. – 2009. – № 11. – С. 30–33.
7. *Колесниченко Н.В., Константинов Г.Е., Дмитренко М.А.* Оценка целесообразности использования тепловых насосов в Украине // Пром. теплотехника. – 2011. – № 5. – С. 67–73.

Рекомендована Радою
теплоенергетичного факультету
НТУУ "КПІ"

Надійшла до редакції
17 вересня 2012 року