

ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ENERGY EFFICIENCY AND ENERGY SAVINGS

УДК 621.577 + 697

М.К. Безродний, д-р техн. наук, проф, ORCID 0000-0002-3500-5165

Н.О. Притула, к-т техн. наук, доц., ORCID 0000-0002-3500-5165

І.Ю. Опанасюк, студентка, ORCID 0000-0002-3817-8045

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»

КОМБІНОВАНА ТЕПЛОНАСОСНА СИСТЕМА ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ З РЕКУПЕРАТОРОМ ТЕПЛОТИ ТА ЧАСТКОВОЮ РЕЦИРКУЛЯЦІЄЮ ВІДПРАЦЬОВАНОГО ПОВІТРЯ

На сьогоднішній день спостерігається великий попит на відновлювальні джерела енергії, оскільки невпинно відбувається підвищення вартості природніх енергоресурсів та збільшення санкції на установки, які мають шкідливий вплив на навколишнє середовище. Все більше підприємств в Україні переходять на більш сучасні технології для забезпечення потреб споживачів. Таким чином з кожним днем в Україні збільшується попит на використання теплових насосів як альтернативних джерел тепlopостачання. Однією з найбільш перспективних сфер застосування теплових насосів є системи вентиляції та повітряного опалення будівель з великими об'ємами приміщень. Підвищення енергетичної ефективності таких систем може бути досягнуто шляхом комбінації теплових насосів з різними методами утилізації відпрацьованої теплоти. В зв'язку з цим розглянута комбінована система повітряного опалення і вентиляції з рекуператором-утилізатором теплоти та частковою рециркуляцією відпрацьованого вентиляційного повітря. Метою даного дослідження є термодинамічний аналіз системи та визначення характеру впливу зовнішніх умов, типу будівлі і параметрів теплоутилізаційних пристроїв на енергетичну ефективність системи тепlopостачання.

В статті проведено термодинамічний та числовий аналіз комбінованої теплонасосної системи повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря з врахуванням параметрів зовнішнього повітря та типу будівлі. Визначено, що не зважаючи на пониження енергетичної ефективності теплонасосної системи повітряного опалення і вентиляції з утилізацією відпрацьованого вентиляційного повітря зі збільшенням відносних витрат теплоти на опалення в порівнянні з витратами теплоти на вентиляцію, питомі затрати зовнішньої енергії на одиницю продукуюваної теплоти на вході в приміщення залишаються на надзвичайно низькому рівні навіть при низьких температурах зовнішнього атмосферного повітря. В зв'язку з цим розглянута комбінована теплонасосна система може бути рекомендована як альтернативна система тепlopостачання великих об'єктів.

Ключові слова: теплонасосна система опалення та вентиляції; повітряний тепловий насос; рекуператор; рециркуляція відпрацьованого повітря.

Вступ

Серед великої різноманітності систем тепlopостачання особливе місце посідають системи повітряного опалення і вентиляції. На даний час такі системи набувають все більш широкого застосування в зв'язку з поширенням об'єктів тепlopостачання з великими об'ємами приміщень (торгівельні і торгівельно-розважальні центри, нові промислові та спортивні споруди, тощо).

Відомо, що перспективним напрямком підвищення енергетичної ефективності таких систем є застосування в них теплових насосів (ТН) [1-3]. Висока енергетична ефективність використання теплових насосів в системах повітряного опалення і вентиляції промислових, громадських та житлових приміщень досягається при малій різниці температур припливного та відпрацьованого повітря при помірних температурах навколишнього повітря. Взимку, коли температура зовнішнього повітря досить низька,

© М.К. Безродний, Н.О. Притула, І.Ю. Опанасюк, 2019

експлуатація простих повітряних теплонасосних систем (ТНС) недоцільна, оскільки при низьких температурах зовнішнього повітря спостерігається суттєве зменшення їх ефективності, що обумовлює застосування більш складних, зокрема теплонасосно-рекуператорних схем [4] з утилізацією теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря. В цьому випадку вентиляційні викиди, навіть при високих коефіцієнтах рекуперації, мають значно вищу температуру, ніж температура навколишнього атмосферного повітря, що свідчить про доцільність використання теплоти вентиляційних викидів в випарнику ТН для догрівання свіжого повітря до необхідного рівня на вході у приміщення [5]. Економію вартості установки можна досягти також за допомогою часткової рециркуляції відпрацьованого повітря. Оскільки повітря, що видаляється з приміщення, має температуру вище, ніж температура навколишнього середовища, то у випадку відсутності шкідливих речовин частина його у зимовий період може не викидатись назовні, а після очищення підмішуватись до припливного повітря для його підігріву і подаватись у приміщення.

Загально відомо [6-7], що застосування теплонасосно-рекуператорних схем в таких системах теплопостачання є одним з найбільш ефективних напрямків використання теплових насосів. Разом з тим в літературних джерелах бракує детального термодинамічного аналізу умов найбільш ефективної роботи подібних систем.

Термодинамічний аналіз ефективності теплонасосно-рекуператорної схеми повітряного опалення і вентиляції з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря був виконаний у роботі [8] за умов заданої різниці температур припливного і відпрацьованого повітря. Проведений аналіз дозволив встановити межі ефективного використання окремих способів утилізації теплоти відпрацьованого повітря, а саме рециркуляції і рекуперації. Разом з тим, становить інтерес ефективність роботи подібної схеми за різних температурних умов подачі припливного повітря, що враховують особливості об'єкта теплопостачання.

В зв'язку з цим в межах даної статті проведено аналіз енергетичної ефективності вищезазначеної схеми з урахуванням особливостей об'єкта теплопостачання, типу будівлі, кратності повітрообміну, що визначають співвідношення витрат теплоти на опалення і вентиляцію і відповідно, підігрів припливного повітря.

Постановка задачі

Метою даної статті є: аналіз ефективності комбінованої повітряної теплонасосної системи повітряного опалення та вентиляції з рециркуляцією та рекуператором теплоти при розміщенні камери змішування перед конденсатором теплового насоса; визначення характеру впливу на теплонасосну систему типу будівлі і параметрів теплоутилізаційних пристроїв відпрацьованого повітря.

Опис теплонасосної схеми повітряного опалення та вентиляції

В роботі [9] розглянуто ТНС повітряного опалення та вентиляції з використанням рекуператора теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря з камерою змішування (КЗ), встановленою безпосередньо перед конденсатором ТН (рис.1).

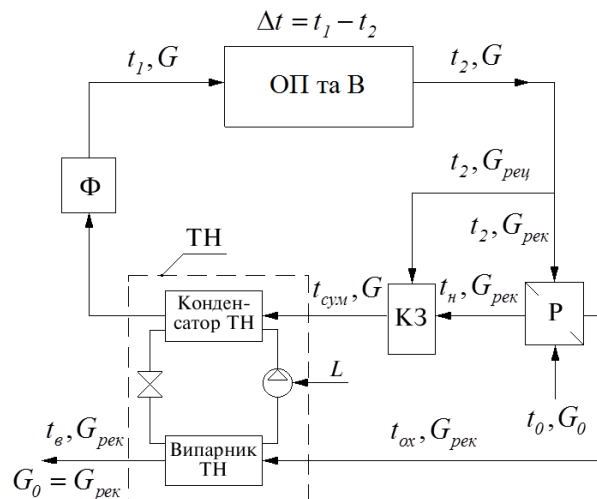


Рис. 1. Схема з частковою рециркуляцією та розміщенням камери змішування перед конденсатором ТН: ОП та В – об'єкт опалення та вентиляції; ТН – тепловий насос; Р – рекуператор; Ф – фільтр; КЗ – камера змішування

В даній схемі відбувається утилізація відпрацьованого вентиляційного повітря двома шляхами: шляхом часткової рециркуляції і рекуперації в теплообміннику-утилізаторі. Із рис. 1 видно, що основний потік відпрацьованого вентиляційного повітря з параметрами t_2, G після об'єкту опалення та вентиляції розділяється на два потоки. Перший потік з масовою витратою $G_{рек}$ проходить через рекуператор-утилізатор, у якому охолоджується до температури $t_{ок}$, і направляєється в випарник ТН, де охолоджується до температури t_6 і скидається в навколишнє середовище. Другий потік з масовою витратою $G_{рец}$ направляєється до камери змішування, де відбувається змішування з попередньо підігрітим в рекуператорі до температури t_n свіжим повітрям. Отримана суміш подається в конденсатор ТН, підігрівається до температури t_1 і після очищення в фільтрі направляєється на вхід в приміщення.

Аналітичний аналіз системи

В попередній статті [8] відповідний аналіз проведено за умов заданої різниці температур припливного і відпрацьованого повітря $\Delta t = t_1 - t_2 = \text{const}$. Цілком очевидно, що ця різниця температур повинна враховувати особливості об'єкта теплопостачання і може бути представлена в пропорційній залежності відносно різниці температур в приміщенні і атмосферного повітря, тобто у вигляді співвідношення

$$\Delta t = K(t_n - t_0), \quad (1)$$

де K – коефіцієнт пропорційності.

Фізична суть коефіцієнта пропорційності K впливає із співставлення співвідношень для витрат теплоти на опалення і вентиляцію, тобто із рівнянь

$$Q_{оп} = G_n c_p \Delta t = G_n c_p K(t_n - t_0), \quad (2)$$

$$Q_{вент} = G_n c_p (t_n - t_0), \quad (3)$$

звідки маємо

$$K = \frac{Q_{оп}}{Q_{вент}}. \quad (4)$$

Таким чином, коефіцієнт пропорційності K являє собою відношення витрат теплоти на опалення і вентиляцію.

З іншого боку витрати теплоти на опалення можна представити як втрати теплоти через огорожуючі конструкції приміщення

$$Q_{оп} = F_{огор} \bar{k} (t_n - t_0), \quad (5)$$

де \bar{k} – середній коефіцієнт теплопередачі, Вт/М²; $F_{огор}$ – загальна площа поверхні зовнішніх огорожувальних конструкцій приміщення, М²,

а витрати теплоти на вентиляцію – з урахуванням необхідної масової витрати повітря, виходячи з об'єму приміщення і необхідної кратності повітрообміну

$$Q_{вент} = \frac{\rho_n c_p K_{п.об} V_{прим} (t_n - t_0)}{3600}. \quad (6)$$

Тоді, з урахуванням формул (5) і (6) вираз (7) для коефіцієнта пропорційності приймає вигляд

$$K = \frac{Q_{оп}}{Q_{вент}} = X \frac{1}{K_{п.об}}, \quad (7)$$

де X - характеристика приміщення

$$X = \frac{3600 \bar{k} F_{огор}}{\rho_n c_p V_{прим}}. \quad (8)$$

Таким чином, для заданої характеристики приміщення коефіцієнт пропорційності K буде визначатись тільки кратністю повітрообміну. Знаючи ці величини (X і $K_{п.об}$), можна визначити за формулою (7) коефіцієнт K і прийняти його як вихідну величину для подальшого термодинамічного аналізу схеми. Тоді, температура повітря на вході до приміщення t_1 може бути представлена як:

$$t_1 = t_2 + \Delta t, \quad (9)$$

де Δt – перепад температур повітря, на вході та виході з приміщення, °С, що визначається за рівнянням (1).

Для проведення аналізу ефективності теплонасосної схеми треба визначити термодинамічний стан системи, що в свою чергу визначається параметрами повітря в її вузлових точках. При цьому масові витрати

окремих потоків повітря можна оцінити за допомогою коефіцієнта рециркуляції, що може прийнятий як відношення

$$K_{\text{рец}} = \frac{G_{\text{рец}}}{G} \quad (10)$$

Тоді, масові витрати потоків рециркуляції і рекуперації можуть бути визначені як

$$G_{\text{рец}} = K_{\text{рец}} G, \quad (11)$$

$$G_{\text{рек}} = G(1 - K_{\text{рец}}). \quad (12)$$

Визначення інших параметрів повітря може бути виконано на основі теплових балансів окремих елементів схеми. При цьому, якщо ефективність рекуператора охарактеризувати коефіцієнтом рекуперації

$$\eta_p = \frac{t_2 - t_{\text{ох}}}{t_2 - t_0}, \quad (13)$$

то на підставі (13) та теплового балансу рекуператора можна отримати рівняння для визначення шуканих температур нагрітого свіжого повітря t_n та охолодженого відпрацьованого повітря $t_{\text{ох}}$ на виході із рекуператора

$$t_n = t_2 - (1 - \eta_p)(t_2 - t_0), \quad (14)$$

$$t_{\text{ох}} = t_2 - \eta_p(t_2 - t_0), \quad (15)$$

де t_2 – температура повітря на виході з приміщення, °С; t_0 – температура навколишнього атмосферного повітря, °С.

Температура t_b відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН може бути визначена із теплового балансу ТН

$$Q_{\text{вип}} + L = Q_{\text{к}} \quad (16)$$

де $Q_{\text{вип}}$ – тепловий потік у випарнику ТН, L – потужність приводу компресора, $Q_{\text{к}}$ – тепловий потік, відведений від конденсатора ТН.

Визначаючи складові рівняння (16) за формулами

$$Q_{\text{вип}} = (1 - K_{\text{рец}})Gc_n(t_{\text{ох}} - t_b), \quad (17)$$

$$L = \frac{Q_{\text{вип}}}{\varphi - 1}, \quad (18)$$

$$Q_{\text{к}} = Gc_n(t_n - t_{\text{сум}}), \quad (19)$$

рівняння (16) може бути приведені до вигляду

$$(1 - K_{\text{рец}})Gc_p(t_{\text{ох}} - t_b) \frac{\varphi}{\varphi - 1} = Gc_p(t_n - t_{\text{сум}}), \quad (20)$$

звідки впливає вираз для визначення температури відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН

$$t_b = t_{\text{ох}} - \left[\frac{t_n - t_{\text{сум}}}{1 - K_{\text{рец}}} \frac{\varphi - 1}{\varphi} \right]. \quad (21)$$

Температура $t_{\text{сум}}$ суміші повітря на виході з КЗ визначається на основі теплового балансу

$$G_{\text{рец}}c_p t_2 + G_{\text{рек}}c_p t_n = Gc_p t_{\text{сум}}, \quad (22)$$

звідки маємо

$$t_{\text{сум}} = K_{\text{рец}} t_2 + (1 - K_{\text{рец}}) t_n. \quad (23)$$

В загальному випадку коефіцієнт трансформації теплоти реального теплового насоса можна представити як

$$\varphi = \varphi_T \eta_{\text{ТН}}, \quad (24)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт втрат або ККД ТН; φ_T – теоретичний коефіцієнт трансформації ТН.

Теоретичний коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно Φ_T з урахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі теплового насоса визначається за співвідношенням

$$\Phi_T = \frac{1}{1 - \frac{T_B^{TH}}{T_K^{TH}}} = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_B - \Delta t_B}{273 + t_1 + \Delta t_K}}, \quad (25)$$

де T_B^{TH} – абсолютна температура випаровування холодильного агента у випарнику ТН, К; T_K^{TH} – абсолютна температура конденсації холодильного агента в конденсаторі ТН, К; t_B – температура відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН, °С; t_1 – температура повітря на виході з конденсатора ТН, °С; Δt_B – температурний перепад між потоками відпрацьованого повітря й холодильного агента на виході з випарника теплового насоса, °С; Δt_K – температурний перепад між потоками холодильного агента й повітря на виході з конденсатора ТН, °С. У літературі наводяться числові значення температурних перепадів у випарнику і конденсаторі для теплових насосів типу «повітря–повітря». Згідно з [10] для конденсатора ТН можна прийняти $\Delta t_K = 10$ °С, для випарника – $\Delta t_B = 10$ °С.

Знаючи параметри повітря в вузлових точках енергетичну ефективність ТНС, зображеної на рис. 1, можна охарактеризувати коефіцієнтом використання зовнішньої енергії на привід ТН по відношенню до одиниці виробленої теплоти для задоволення потреб повітряного опалення та вентиляції

$$l_{оп+вент} = \frac{L}{Q_{оп+вент}}, \quad (26)$$

$Q_{оп+вент}$ – тепловий потік, підведений до приміщення для задоволення потреб опалення та вентиляції, кВт.

Визначаючи потужність приводу компресора теплового насоса за рівнянням (18), а величину $Q_{оп+вент}$ за рівнянням

$$Q_{оп+вент} = Q_{оп} + Q_{вент} = Gc_p(t_n - t_0)(K + 1) \quad (27)$$

із (26) отримуємо вираз для коефіцієнта використання зовнішньої енергії на ТНС повітряного опалення та вентиляції з використанням рекуператора теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря:

$$l_{оп+вент} = \frac{(1 - K_{рец})(t_{ок} - t_B)}{(\varphi - 1)(t_n - t_0)(K + 1)} \quad (28)$$

Розрахунковий аналіз системи

Метою розрахункового аналізу в межах даної статті є визначення впливу особливостей об'єкта теплопостачання на енергетичну ефективність теплонасосної системи теплопостачання з утилізацією теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря. Ці особливості включають в себе тип будівлі, її геометричні характеристики, теплоізоляційні характеристики огорожуючих конструкцій, призначення будівлі, що визначає величину нормативної кратності повітрообміну. Але всі ці характеристик мають комплексний вплив на режим роботи системи теплопостачання через вищезазначений коефіцієнт K , що являє собою відношення витрат теплоти на опалення та на вентиляцію. В свою чергу цей коефіцієнт залежить від комплексної характеристики будівлі X і кратності повітрообміну $K_{п.об}$. Аналіз розрахункових і нормативних значень цих величин приводить до висновку, що величина X змінюється в вузькому діапазоні від 0,5 до 1,0, а кратність повітрообміну $K_{п.об}$ може сягати величин від 2 до 10 і навіть більше. Разом з тим, їх відношення, що визначає величину коефіцієнта K , тобто відношення витрат теплоти на опалення і вентиляцію змінюється в досить вузькому діапазоні і для більшості випадків не виходить за межі від $K = 0,1$ до $K = 0,3$. Тому нижченаведений розрахунковий аналіз був проведений в цьому діапазоні зміни величини K .

Інші значення вихідних параметрів, які впливають на енергетичну ефективність вищенаведеної теплонасосної системи опалення та вентиляції, були прийняті з урахуванням результатів аналізу в роботі [9]. При цьому було встановлено, що застосування рециркуляції відпрацьованого повітря має позитивний вплив на енергетичну ефективність роботи системи тільки до значень коефіцієнта рециркуляції $K_{рец} = 0,5$. На відміну від цього характеристика рекуператора η_p позитивно впливає у всьому діапазоні її зміни. Тому для даного аналізу було прийняте максимальне реальне значення коефіцієнта рекуперації на рівні $\eta_p = 0,6$.

Вищенаведена система взаємопов'язаних рівнянь, що визначають температуру повітря в вузлових точках схеми, разом з рівняннями (24), (25) для коефіцієнта трансформації ТН була вирішена методом послідовних наближень при різних температурах зовнішнього атмосферного повітря і температурі

всередині приміщення $t_{in} = 20$ °C. Було також прийнято, що температура повітря на виході дорівнює температурі повітря в приміщенні $t_2 = t_{in}$.

Результати розрахунків найбільш характерної температури на виході з випарника ТН, що визначає умови роботи ТН, в залежності від температури зовнішнього повітря наведені на Рис. 2.

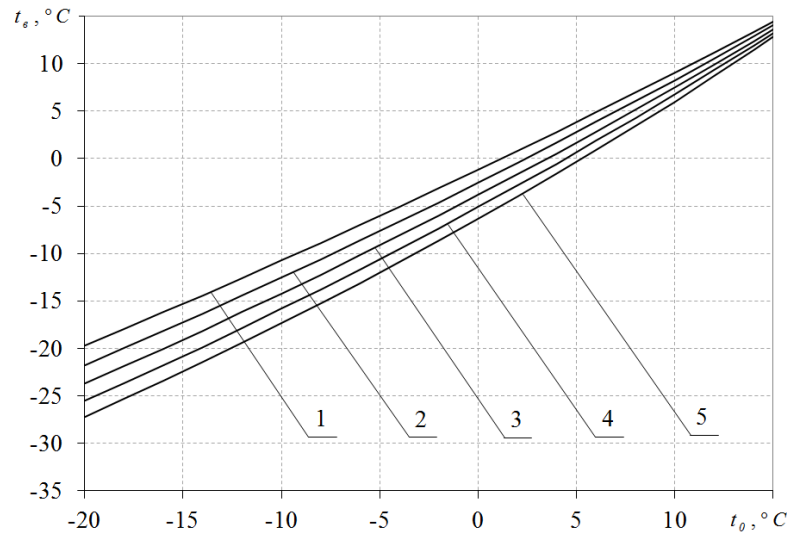


Рис. 2. Залежність температури повітря на виході із випарника ТН від температури навколишнього повітря при значеннях $\eta_p = 0,6$, $K_{rec} = 0,5$, $\eta_{th} = 0,6$: 1 – $K = 0,1$; 2 – $0,15$; 3 – $0,2$; 4 – $0,25$; 5 – $0,3$

Із рисунка видно, що зі збільшенням величини коефіцієнта K , тобто зі збільшенням витрат теплоти на опалення відносно витрат на вентиляцію, температура повітря на виході з випарника ТН зменшується, що приводить до погіршення умов роботи ТН. Відповідно до цього зменшуються значення коефіцієнта трансформації ТН, залежності для яких наведені на Рис. 3.

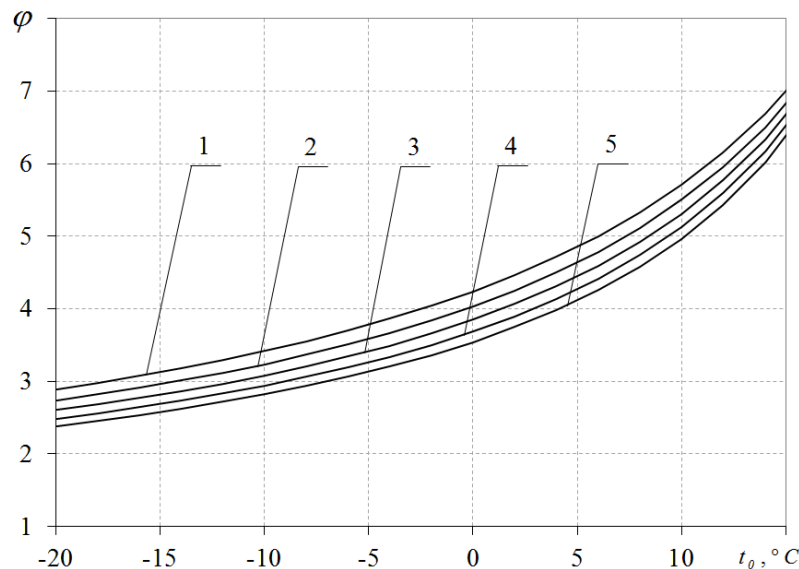


Рис. 3. Залежність коефіцієнта трансформації ТН від температури зовнішнього повітря при $\eta_p = 0,6$, $K_{rec} = 0,5$, $\eta_{th} = 0,6$: 1 – $K = 0,1$; 2 – $0,15$; 3 – $0,2$; 4 – $0,25$; 5 – $0,3$

Отримані результати розрахунків температур повітря, що характеризують термодинамічних стан системи, а також відповідні значення коефіцієнтів трансформації дозволили визначити за рівнянням (28) питомі затрати зовнішньої енергії на отримання теплоти для задоволення потреб на опалення і вентиляцію приміщення. Відповідні залежності наведені на Рис. 4. Із рисунка видно, що зі збільшенням відносних витрат

теплоти на опалення в порівнянні з витратами теплоти на вентиляцію приміщення питомі затрати зовнішньої енергії збільшуються, а значить, енергетична ефективність системи зменшується.

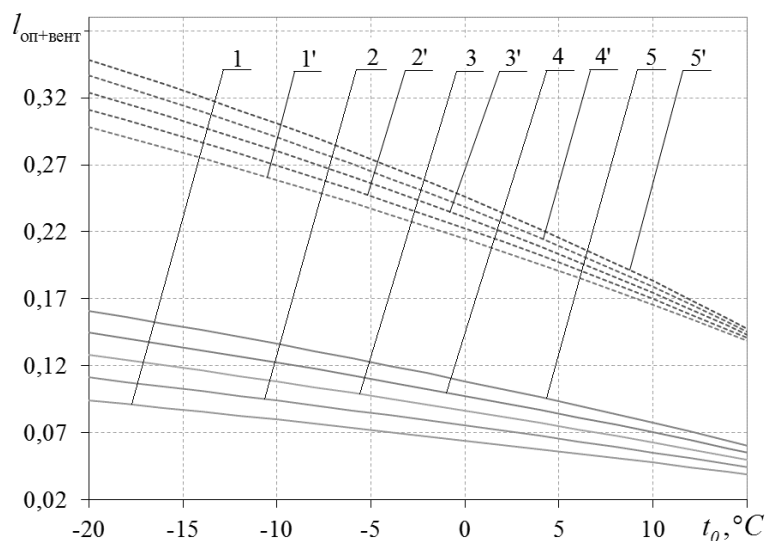


Рис. 4. Порівняння питомих затрат зовнішньої енергії в теплонасосних схемах опалення та вентиляції з утилізацією відпрацьованого повітря: 1, 2, 3, 4, 5 – при $K = 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3$ та $\eta_{\text{TH}} = 0,6$; $K_{\text{рец}} = 0,5$; $\eta_p = 0,6$ і без утилізації: 1', 2', 3', 4', 5' – при $K = 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3$ та $\eta_{\text{TH}} = 0,6$; $K_{\text{рец}} = 0$

Однак в цілому у всьому діапазоні температур зовнішнього повітря енергетична ефективність теплонасосної системи з утилізацією теплоти відпрацьованого повітря залишається надзвичайно високою і 2,3 - 3,5 рази вищою, ніж система без утилізації теплоти відпрацьованого повітря.

Висновки

1. При розрахунку температурного режиму роботи теплонасосної системи повітряного опалення і вентиляції особливості об'єкту теплопостачання можуть бути легко враховані введенням простого коефіцієнта пропорційності між перепадом температур повітря на вході і виході з приміщення і різницею температур всередині і зовні приміщення, що являє собою відношення витрат теплоти на опалення і вентиляцію.
2. Не зважаючи на пониження енергетичної ефективності теплонасосної системи повітряного опалення і вентиляції з утилізацією відпрацьованого вентиляційного повітря зі збільшенням відносних витрат теплоти на опалення в порівнянні з витратами теплоти на вентиляцію, питомі затрати зовнішньої енергії на одиницю продукуюваної теплоти на вході в приміщення залишаються на надзвичайно низькому рівні навіть при низьких температурах зовнішнього атмосферного повітря.

Список літератури

1. Гершкович В.Ф. Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами / В. Ф. Гершкович. – К.: Украинская Академия Архитектуры ЧП "Энергомимум", 2009. – 60 с.
2. Эволюция тепловых насосов. Электронный журнал энергосервисной компании «Экологические системы», № 9, сентябрь, 2012.
3. Reports at the 10th IEA Heat Pump Conference, Tokyo, 2011.
4. Гершкович В.Ф. Тепловые насосы. Реализованные проекты и нереализованные возможности / В.Ф. Гершкович. – К.: ЗНИИЭП, 2004. – 34 с.
5. Nadorn J.-C. (Editor), Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings. – London: Ernst & Young, 2015. – 274 p.
6. Степаненко В. А., Афанасьев А. С. «Тепловые насосы в системах теплоснабжения и кондиционирования городов и зданий Украины в 21 веке»// Международная конференция "Тепловые насосы в странах СНГ" – Алушта (Крым, Украина). 2013.
7. Кучерук О., Состояние и перспективы внедрения инженерных систем на тепловых насосах [Электронный ресурс] / О. Кучерук. – Режим доступа <http://www.escoecosys.ru/frames/contents.htm>.
8. Безродний М.К., Притула Н.О. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання. – Київ: НТУУ «КПІ», 2016. – 272 с.

9. Безродний М.К. Термодинамічна ефективність теплонасосних систем повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря / М.К. Безродний, Н.О. Прытула, І.Ю. Опанасюк // Наукові вісті КПІ – 2019. – № 3. – С.7-15.

10. ДБН В.2.5-67:2013, Опалення вентиляція та кондиціонування- Київ: Мінрегіон України 2013 -113 с.

УДК 621.577 + 697

М.К. Безродний, д-р техн. наук, проф, ORCID 0000-0002-3500-5165
Н.А. Прытула, к-т техн. наук, доц., ORCID 0000-0002-3500-5165
І.Ю. Опанасюк, студентка, ORCID 0000-0002-3817-8045
Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

КОМБИНИРОВАННАЯ ТЕПЛОНАСОСНОЙ СИСТЕМЫ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ С РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ И РЕКУПЕРАТОРОМ ТЕПЛОТЫ

На сегодняшний день наблюдается большой спрос на возобновляемые источники энергии, поскольку постоянно происходит повышение стоимости природных энергоресурсов и увеличение санкции на установки, которые оказывают вредное воздействие на окружающую среду. Все больше предприятий в Украине переходят на более современные технологии для обеспечения потребностей потребителей. Таким образом с каждым днем в Украине увеличивается спрос на использование тепловых насосов как альтернативных источников теплоснабжения. Одной из наиболее перспективных сфер применения тепловых насосов являются системы вентиляции и воздушного отопления зданий с большими объемами помещений. Повышение энергетической эффективности таких систем может быть достигнуто путем комбинации тепловых насосов с различными методами утилизации отработанной теплоты. В связи с этим рассмотрена комбинированная система воздушного отопления и вентиляции с рекуператором-утилизатором теплоты и частичной рециркуляцией отработанного вентиляционного воздуха. Целью данного исследования является термодинамический анализ системы и определение характера влияния внешних условий, типа здания и параметров теплоутилизационных устройств на энергетическую эффективность системы теплоснабжения.

В статье проведен термодинамический и численный анализ комбинированной теплонасосной системы воздушного отопления и вентиляции с рекуператором теплоты и рециркуляцией отработанного воздуха с учетом параметров наружного воздуха и типа здания. Определено, что несмотря на понижение энергетической эффективности теплонасосной системы воздушного отопления и вентиляции с утилизацией отработанного вентиляционного воздуха с увеличением относительных затрат теплоты на отопление по сравнению с затратами теплоты на вентиляцию, удельные затраты внешней энергии на единицу вырабатываемой теплоты на входе в помещение остаются чрезвычайно на низком уровне даже при низких температурах наружного атмосферного воздуха. В связи с этим рассмотренная комбинированная теплонасосная система может быть рекомендована как альтернативная система теплоснабжения крупных объектов.

Ключевые слова: теплонасосная система отопления и вентиляции; воздушный тепловой насос; рекуператор; рециркуляция отработанного воздуха.

M. Bezrodny, Dr. Sc. Sciences., Prof, ORCID 0000-0002-3500-5165
N. Prytula, Cand. Sc. Sciences, доц., ORCID 0000-0002-3500-5165
I. Opanasyuk, student., ORCID 0000-0002-3817-8045
National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute»

COMBINED HEAT PUMP AIR HEATING AND VENTILATION SYSTEM WITH RECIRCULATION AND HEAT RECOVERER

Today, there is a great demand for renewable energy sources, because the cost of natural energy resources and sanctions on installations that have a harmful impact on the environment are constantly increasing. More and more enterprises in Ukraine are moving to more advanced technologies to meet consumer needs. Thus, demand for the use of heat pumps as an alternative source of heat is increasing in Ukraine every day. One of the most promising areas for the use of heat pumps is the ventilation and air-heating systems for large-volume buildings. Energy

efficiency increase of such systems can be achieved by combining heat pumps with different methods of heat recovery utilization. In this regard, a combined air heating and ventilation system with heat recovery recuperation and partial exhaust air recirculation is considered. The purpose of this study is to make thermodynamic analysis of the system and determine the influence of the external conditions, the type of building and the parameters of heat recovery devices on the energy efficiency of the heat supply system.

The article deals with the thermodynamic and numerical analysis of the combined heat pump air heating and ventilation system with heat recuperation and exhaust air recirculation taking into account the parameters of the outside air and the type of the building. It is determined that, despite the decrease in energy efficiency of the heat pump air heating and ventilation system with the utilization of exhaust ventilation air with an increase in the relative costs of heat for heating in comparison with the costs of heat for ventilation, the specific costs of external energy per unit of produced heat remain low even at low ambient air temperatures. In this regard, the combined heat pump system is considered to be recommended as an alternative system for the heat supply of large objects.

Keywords: heat pump heating and ventilation system; air heat pump; recuperator; exhaust air recirculation.

References

1. V. F. Gershkovich, Features of Designing Heat Supply Systems for Buildings with Heat Pumps: Ukrainian Academy of Architecture PE "Energominimum", 2009, 60 p.
2. The evolution of heat pumps. Electronic journal of the energy service company Ecological Systems, No. 9, September, 2012.
3. Reports at the 10th IEA Heat Pump Conference, Tokyo, 2011.
4. V.F. Gershkovich, Heat pumps. Implemented projects and unrealized opportunities / V.F. Gershkovich. – K.: ZNIEP, 2004. – 34 p.
5. Hadorn J.-C. (Editor), Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings. – London: Ernst & Young, 2015. – 274 p.
6. V. A. Stepanenko, A. S. Afanasyev, "Heat pumps in the heat supply systems and air conditioning of cities and buildings of Ukraine in the 21st century" // International conference "Heat pumps in the CIS countries" – Alushta (Crimea, Ukraine) 2013.
7. O. Kucheruk, Status and prospects for the implementation of engineering systems on heat pumps [Electronic resource] / O. Kucheruk. – Access mode <http://www.escoecosys.ru/frames/contents.htm>.
8. M.K. Bezrodny and N.O. Pritula, Thermodynamic and Energy Efficiency of Heat Pump Heat Supply Circuits. Kyiv, Ukraine: NTUU KPI, 2016, 272 p.
9. M.K. Bezrodny, Thermodynamic efficiency of heat-pumping systems of repeated heat and ventilation with heat recovery and recycled heat recovery / M.K. Bezrodny, N.O. Pritula, I. Yu. Opanasyuk // KPI Science News. 2019. – No. 3, 7– 15 p.
10. DBN V.2.5-67: 2013, Separated ventilation and air conditioning – Kyiv: Ministry of Ukraine 2013 – 113 p.

Надійшла 10.10.2019
Received 10.10.2019