

DOI: 10.20535/1810-0546.2018.6.151561

УДК 621.577 + 697

М.К. Безродний, Т.О. Місюра*
КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна

ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОАСОСНО-РЕКУПЕРАТОРНОЇ СХЕМИ ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОТИ ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО І АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ

Проблематика. Сучасний технологічний прогрес людства зумовлює зростання потреби в енергії, тепловій чи електричній. Велика частка цієї енергії отримується спалюванням корисних копалин, запаси яких стрімко зменшуються. Економія енергоресурсів в усіх галузях економіки є глобальною проблемою сучасності.

Мета дослідження. Пошук ефективних шляхів зменшення енергоємності теплоенергетичного обладнання є актуальним питанням. Одним із таких шляхів є використання альтернативних низькопотенційних джерел енергії із застосуванням повітряних теплових насосів, що набули широкого використання через низькі капіталовкладення порівняно з іншими джерелами енергії, необмеженість і доступність джерела теплоти. Проте їх значним недоліком є втрата потужності та ефективності зі зниженням температури повітря. Метою дослідження є пошук вирішення цього недоліку.

Методика реалізації. У статті викладено методику аналізу ефективності теплоасосно-рекуператорної схеми опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційного і атмосферного повітря. Розроблено теоретичну модель цієї системи та виконано числовий аналіз її термодинамічної ефективності.

Результати дослідження. Встановлено, що застосування цієї системи дає змогу зменшити сумарні питомі затрати зовнішньої енергії на опалення та вентиляцію порівняно із системою без використання вентиляційного повітря за будь-яких значень коефіцієнта рекуперації та відносного потоку теплоти на вентиляцію. Отримано графічні залежності для невідомих параметрів у вузлових точках системи. Отримано співвідношення для визначення сумарних питомих затрат зовнішньої енергії в досліджуваній схемі.

Висновки. Визначено, що при використанні цієї схеми на стадії проектування системи теплоасосного опалення та вентиляції можливо істотно знизити капітальні та експлуатаційні затрати. Використання отриманих залежностей у розробці систем теплоасосного опалення та вентиляції забезпечить максимальну енергоефективність їх роботи.

Ключові слова: теплоасосно-рекуператорна схема опалення та вентиляції; повітряний тепловий насос; сумарні питомі затрати зовнішньої енергії.

Вступ

Зростання потреби в енергії, тепловій чи електричній, є безперервною та закономірною тенденцією, що зумовлена стрімким технологічним прогресом людства. Більша частина цієї енергії отримується спалюванням первинних енергоресурсів, що з енергетичної точки зору хоч і не є ефективним, проте залишається єдиним способом реалізації хімічної енергії палива. Запаси корисних копалин, як відомо, не є невичерпними, і тому економія енергоресурсів в усіх галузях економіки є глобальною проблемою сучасності.

Важливе місце у вирішенні цієї загальної проблеми посідає необхідність у підвищенні ефективності використання енергії в житлово-комунальному секторі, адже на його потреби у світі витрачається більше третини первинних енергоресурсів. У кліматичних умовах України

на забезпечення опалення виробничих, адміністративних і житлових будівель використовуються близько 40 % паливно-енергетичних ресурсів, що споживаються в країні [1]. Житлово-комунальне господарство України є одним із найбільш енергоємних у світі, що свідчить про низьку ефективність і застарілість наявного теплогенеруючого обладнання. Тому пошук ефективних шляхів зменшення енергоємності теплоенергетичного обладнання у цій галузі є актуальним питанням.

Одним із таких шляхів, який набув значного поширення у світовій практиці, є використання альтернативних низькопотенційних джерел енергії із застосуванням теплових насосів (ТН). При цьому особливо широкого застосування набули ТН із використанням теплоти атмосферного повітря через низькі капіталовкладення порівняно з іншими джерелами енергії, необмеженість і доступність джерела тепло-

* corresponding author: Sconosciuto.T@gmail.com

($t_{\text{сум}}$, $G_{\text{сум}}$) після камери змішування спрямовується у випарник ТН, де повітря охолоджується і на виході має температуру $t_{\text{в}}$. Для компенсації витрат теплоти на опалення та вентиляцію використовується тепловий потік від конденсатора ТН $Q_{\text{оп+вент}}$ з температурою теплоносія $t_{\text{к}}$ на вході в систему опалення та вентиляції.

Термодинамічний аналіз теплонасосно-рекуператорної системи опалення та вентиляції

Термодинамічний аналіз будь-якої системи може бути виконаний на основі попереднього визначення термодинамічного стану цієї системи, що своєю чергою залежить від параметрів у її вузлових точках. Для розглядуваної схеми невідомими параметрами є температура повітря після рекуператора на вході в камеру змішування, на вході в приміщення, на виході з камери змішування або на вході у випарник ТН, на виході з випарника ТН, а також відносна витрата атмосферного повітря, витрата повітря, що надходить у камеру змішування. Відповідні залежності для цих параметрів можуть бути визначені з рівнянь теплового балансу як окремих елементів схеми, так і схеми в цілому.

При цьому температури свіжого припливного та відпрацьованого повітря після рекуператора можуть бути визначені через коефіцієнт ефективності рекуператора, який має вигляд

$$\eta_p = \frac{t_n - t_{\text{ох}}}{t_n - t_0}. \quad (1)$$

Тоді на підставі (1) рівняння для визначення температури охолодженого відпрацьованого $t_{\text{ох}}$ та нагрітого припливного t_n повітря після рекуператора будуть мати вигляд

$$t_{\text{ох}} = t_n - (t_n - t_0)\eta_p, \quad (2)$$

$$t_n = t_0 + (t_n - t_0)\eta_p. \quad (3)$$

Рівняння теплового балансу камери змішування дає змогу визначити залежність температури суміші охолодженого після рекуператора вентиляційного й зовнішнього повітря на вході до випарника ТН $t_{\text{сум}}$ від коефіцієнта K (відношення масової витрати зовнішнього атмосферного повітря (G_a) до сумарної витрати повітря ($G_{\text{сум}}$) через випарник ТН), яке має вигляд

$$K = G_{\text{ат}}/G_{\text{сум}}. \quad (4)$$

Згідно з рис. 1 тепловий баланс камери змішування можна записати так

$$G_a c_p t_0 + G_b c_p t_{\text{ох}} = G_{\text{сум}} c_p t_{\text{сум}}. \quad (5)$$

Якщо ліву і праву частини рівняння (5) розділити на $G_{\text{сум}} c_p$, отримаємо таке співвідношення:

$$\frac{G_a c_p}{G_{\text{сум}} c_p} t_0 + \frac{G_b c_p}{G_{\text{сум}} c_p} t_{\text{ох}} = t_{\text{сум}}. \quad (6)$$

З урахуванням рівняння (4), після низки математичних перетворень, отримаємо вираз для залежності температури суміші повітря на вході до випарника ТН $t_{\text{сум}}$ від коефіцієнта K (нехтуючи зміною питомої теплоємності):

$$t_{\text{сум}} = (1 - K)t_{\text{ох}} + Kt_0. \quad (7)$$

Температура повітря на виході з випарника ТН $t_{\text{в}}$ може бути визначена за співвідношенням

$$t_{\text{в}} = t_{\text{сум}} - \Delta t_{\text{п}}^{\text{опт}}. \quad (8)$$

Різниця температур Δt у формулі (8) на вході і виході з випарника ТН може покладатися рівною оптимальному значенню, яке при врахуванні роботи компресора і вентилятора згідно з [4] визначається за формулою

$$\Delta t_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{A(273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}})}{\eta_{\text{в}} \eta_{\text{п}}}} \times \left[\eta_{\text{ТН}} - 1 + \frac{273 + t_{\text{сум}} - \Delta t_{\text{вип}}}{273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}}} \right], \quad (9)$$

де $A = \Delta p / (\eta_{\text{п}} c_p)$ – комплекс сталих величин, що залежить від аеродинамічного опору випарника.

Температура теплоносія $t_{\text{к}}$, що подається в систему опалення, визначається за співвідношенням [5]

$$t_{\text{к}} = t_n + (t_{\text{т}}^{\text{р}} - t_n) \left[\frac{(t_n - t_0)}{(t_n - t_0^{\text{р}})} \right]^{\frac{1}{(1+n)}}, \quad (10)$$

де t_n – температура повітря у приміщенні, становить 20 °С; t_0 – температура навколишнього атмосферного повітря; $t_{\text{т}}^{\text{р}}$ – розрахункова температура гріючого теплоносія в системі опалення за розрахункової температури атмосферного повітря $t_0^{\text{р}}$ (у розрахунках ця температура

становить $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$); $n = 0$ для низькотемпературних систем опалення. Розрахункова температура теплоносія в системі опалення покладається $t_{\text{T}}^{\text{P}} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Для визначення коефіцієнта K використано рівняння теплового балансу всієї схеми (див. рис. 1) з урахуванням виразів (4), (16)–(19), оскільки заздалегідь невідомі масові витрати зовнішнього атмосферного та вентиляційного повітря:

$$K = 1 - \left[\frac{t_0 - t_{\text{B}}}{t_{\text{п}} - t_0} + \frac{t_{\text{сум}} - t_{\text{B}}}{(t_{\text{п}} - t_0)(\varphi - 1)} + \frac{A}{\eta(t_{\text{п}} - t_0)} \right] \cdot m, \quad (11)$$

де m – відношення потоку теплоти на вентиляцію до потоку теплоти на опалення:

$$m = Q_{\text{вент}} / Q_{\text{оп}}. \quad (12)$$

Коефіцієнт трансформації теплоти ТН визначається як

$$\varphi = \varphi_{\text{T}} \eta_{\text{ТН}}, \quad (13)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт, що враховує реальні процеси, що здійснюються робочим тілом у ТН, який, згідно з низкою джерел, може змінюватись у діапазоні 0,6–0,8 (покладаємо $\eta_{\text{ТН}} = 0,6$) [6, 7]; φ_{T} – теоретичний коефіцієнт трансформації ТН.

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно φ_{T} з урахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі ТН визначається за співвідношенням

$$\varphi_{\text{T}} = \frac{1}{1 - \frac{T_{\text{B}}^{\text{ТН}}}{T_{\text{K}}^{\text{ТН}}}} = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_{\text{B}} - \Delta t_{\text{B}}}{273 + t_{\text{K}} + \Delta t_{\text{K}}}}, \quad (14)$$

де $T_{\text{B}}^{\text{ТН}}$ – абсолютна температура випаровування холодильного агента у випарнику ТН, К; $T_{\text{K}}^{\text{ТН}}$ – абсолютна температура конденсації холодильного агента в конденсаторі ТН, К; t_{B} – температура відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН, $^{\circ}\text{C}$; t_{K} – температура води на виході з конденсатора ТН, $^{\circ}\text{C}$; Δt_{B} – температурний перепад між потоками відпрацьованого повітря й холодильного агента на виході з випарника ТН, $^{\circ}\text{C}$; Δt_{K} – температурний перепад між потоками холодильного агента і гріючого теплоносія в системі опалення на виході з кон-

денсатора ТН, $^{\circ}\text{C}$. У літературі наводяться числові значення температурних перепадів у конденсаторі й випарнику для ТН типу “повітря–вода”. Згідно з [5], для конденсатора ТН можна покласти $\Delta t_{\text{K}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, для випарника – $\Delta t_{\text{B}} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Після визначення невідомих параметрів у вузлових точках схеми можна визначити ефективність роботи теплонасосно-рекуператорної схеми опалення та вентиляції. З урахуванням затрат енергії на привід компресора ТН і вентилятора, що нагнітає суміш повітря через випарник ТН, цю ефективність можна охарактеризувати величиною питомих затрат енергії на опалення та вентиляцію, яка являє собою відношення затраченої зовнішньої енергії на одиницю отриманої теплоти для задоволення потреб опалення та вентиляції:

$$l_{\text{оп+вент}} = \frac{L_{\text{K}} + L_{\text{B}}}{Q_{\text{оп+вент}}}, \quad (15)$$

при цьому потужність приводу компресора ТН визначається як

$$L_{\text{K}} = \frac{Q_{\text{вип}}}{(\varphi - 1)}, \quad (16)$$

де $Q_{\text{вип}}$ – теплове навантаження випарника ТН, кВт; φ – коефіцієнт трансформації теплоти теплонасосної установки (ТНУ), а теплове навантаження випарника ТН можна визначити за формулою

$$Q_{\text{вип}} = G_{\text{сум}} c_{\text{p}} (t_{\text{сум}} - t_{\text{B}}), \quad (17)$$

де $G_{\text{сум}} = G_{\text{a}} + G_{\text{в}}$ – сумарна масова витрата зовнішнього атмосферного G_{a} і вентиляційного $G_{\text{в}}$ повітря на випарник ТН, кг/с; c_{p} – ізобарна теплоємність повітря, кДж/(кг \cdot $^{\circ}\text{C}$); $t_{\text{сум}}$, t_{B} – температури повітря на вході та виході з випарника ТН відповідно, $^{\circ}\text{C}$.

Затрати енергії на привід вентилятора можна визначити за рівнянням

$$L_{\text{B}} = \frac{G_{\text{сум}}}{\rho_{\text{п}}} \Delta p \frac{1}{\eta}, \quad (18)$$

де $\rho_{\text{п}}$ – густина повітря, кг/м 3 ; Δp – втрати тиску у випарнику ТН, кПа; $\eta = \eta_{\text{в}} \eta_{\text{пр}}$; $\eta_{\text{в}}$ і $\eta_{\text{пр}}$ – ККД вентилятора і його приводу відповідно. Покладається, що в оптимальному режимі роботи вентилятора $\eta_{\text{в}} = 0,8$, а ККД приводу $\eta_{\text{пр}} = 0,95$.

Сумарний тепловий потік, вироблений у схемі для задоволення потреб на опалення та вентиляцію, визначається за співвідношенням

$$Q_{\text{оп+вент}} = Q_{\text{оп}} + Q_{\text{вент}} = Q_{\text{вент}} (1 + 1/m) = G_v c_p (t_n - t_0) (1 + 1/m), \quad (19)$$

де t_n, t_0 – температура повітря в приміщенні та температура навколишнього середовища відповідно.

З урахуванням рівнянь (1)–(5), (17) після низки математичних перетворень рівняння (15) для оцінки сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на теплонасосно-рекуператорну схему опалення та вентиляції буде мати вигляд

$$l_{\text{оп+вент}} = \frac{\left[\frac{t_{\text{сум}} - t_v + \frac{A}{\eta}}{\varphi - 1} \right] \cdot m}{(1 - K)(t_n - t_0)(1 + m)}. \quad (20)$$

Розрахунковий аналіз схеми

Числовий аналіз із використанням співвідношень (2), (7)–(14) методом послідовних наближень дає змогу оцінити вплив зміни температури навколишнього середовища, відношення потоку теплоти на вентиляцію до потоку теплоти на опалення та коефіцієнта рекуперації як на параметри системи (відношення масової витрати зовнішнього атмосферного повітря до сумарної витрати повітря через випарник ТН (рис. 2), температури суміші повітря на вході до випарника ТН (рис. 3) та на виході з нього (рис. 4), коефіцієнт трансформації ТН (рис. 5)), так і на термодинамічну ефективність застосування теплонасосно-рекуператорної схеми опалення та вентиляції з викорис-

танням теплоти вентиляційного і атмосферного повітря (рис. 6).

При виборі величини m врахована така обставина. Відомо, що відносні витрати теплоти на вентиляцію житлових приміщень становлять близько 10–100 % від витрат теплоти на опалення, а для будівель громадського призначення витрати теплоти на вентиляцію можуть у декілька разів перевищувати відповідні витрати теплоти на опалення [4]. У зв'язку з цим у наведеному нижче аналізі взято значення величини $m = 0,2; 0,5; 1; 1,5; 2$. Було також проведено порівняння отриманих результатів за умови, коли використовується лише теплота атмосферного повітря, тобто коли $m = 0$. Співвідношення заданих величин A , яке встановлене з урахуванням сучасного реального значення аеродинамічного опору випарника ТН як конвективного теплообмінника, покладалося 0,1 [8].

На рис. 2 наведено графічні залежності відношення масових витрат повітря від температури навколишнього середовища $K = f(t_0)$, з яких видно, що зі збільшенням m коефіцієнт K зменшується, тобто зменшується відносна масова витрата зовнішнього атмосферного повітря. Цей вплив проявляється істотніше при підвищенні температури навколишнього середовища. З рис. 2 видно, що в діапазоні $m = 1,5–2$ і за температур навколишнього середовища близько 15 °С теплонасосно-рекуператорна система взагалі може працювати тільки за рахунок теплоти вентиляційних викидів (при $\eta_{\text{пр}} > 0,4$).

На рис. 3 наведено графічні залежності температури суміші повітря на вході до випарника ТН від температури атмосферного повітря $t_{\text{сум}} = f(t_0)$, з яких видно, що температура $t_{\text{сум}}$

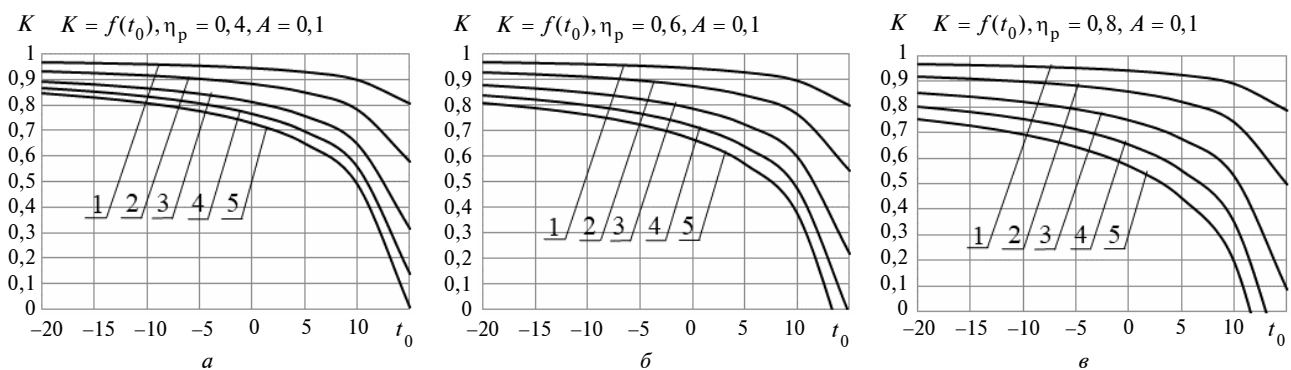


Рис. 2. Залежність відносної частки свіжого повітря від температури зовнішнього атмосферного повітря: а, б, в – $\eta_p = 0,4; 0,6; 0,8$ відповідно; 1–5 – $m = 0,2; 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$

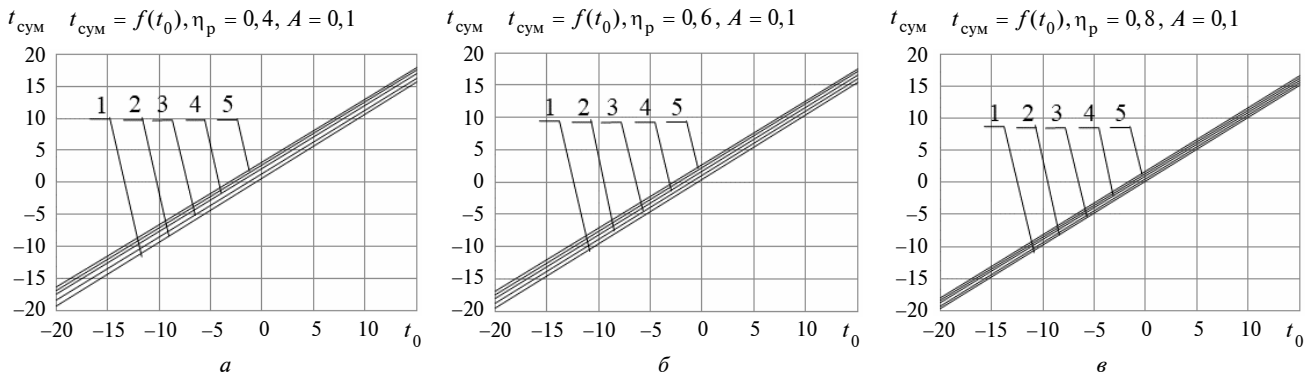


Рис. 3. Залежність температури суміші повітря на вході до випарника ТН від температури зовнішнього атмосферного повітря: а, б, в – $\eta_p = 0,4; 0,6; 0,8$ відповідно; 1–5 – $m = 0,2; 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$

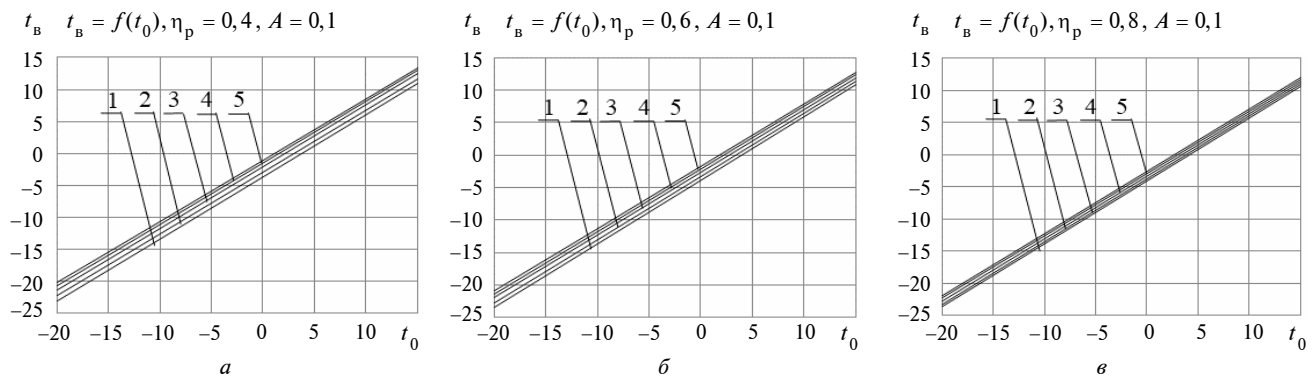


Рис. 4. Залежність температури суміші повітря на виході з випарника ТН від температури зовнішнього атмосферного повітря: а, б, в – $\eta_p = 0,4; 0,6; 0,8$ відповідно; 1–5 – $m = 0,2; 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$

зростає зі збільшенням коефіцієнта m через зменшення складової зовнішнього повітря. Також слід відзначити, що температури $t_{\text{сум}}$ перевищують відповідні значення температур зовнішнього атмосферного повітря, що забезпечує більш надійну роботу ТН порівняно з використанням лише теплоти атмосферного повітря (зі зростанням η_p цей ефект знижується).

З наведених на рис. 4 графіків видно, що температура відпрацьованої суміші повітря на виході з випарника ТН зростає зі збільшенням коефіцієнта m , оскільки відбувається ріст температури $t_{\text{сум}}$ перед випарником. При відношенні потоку теплоти на вентиляцію до опалення, більшому за $m = 2$, температура суміші буде перевищувати (на рисунках не показано) відповідні значення температур навколишнього повітря, що свідчить про покращення умов роботи теплонасосно-рекуператорної установки. Зростання коефіцієнта рекуперації η_p призводить, навпаки, до зменшення температури відпрацьованої суміші повітря на виході з випарника ТН, що відбувається внаслідок зменшен-

ня витрати повітря через випарник через зменшення частки свіжого повітря.

На рис. 5 наведено графічні залежності коефіцієнта трансформації ТН від температури навколишнього середовища $\varphi = f(t_0)$, з яких видно, що коефіцієнт трансформації φ зростає зі збільшенням температури навколишнього середовища і коефіцієнта m , оскільки зменшується різниця температур між температурами теплоносія в системі опалення t_k та повітря на виході з випарника ТН $t_в$. При зростанні коефіцієнта рекуперації η_p коефіцієнт трансформації ТН зменшується через збільшення вказаної різниці температур. Значення коефіцієнта φ свідчать про досить сприятливі умови роботи ТН при використанні теплоти атмосферного повітря та вентиляційних викидів у основному діапазоні зміни температури навколишнього середовища.

На основі числового аналізу співвідношення (20) з урахуванням отриманих значень таких параметрів, як коефіцієнт K , температури суміші повітря на вході $t_{\text{сум}}$ і виході $t_в$ з випарника ТН та коефіцієнт трансформації теплоти

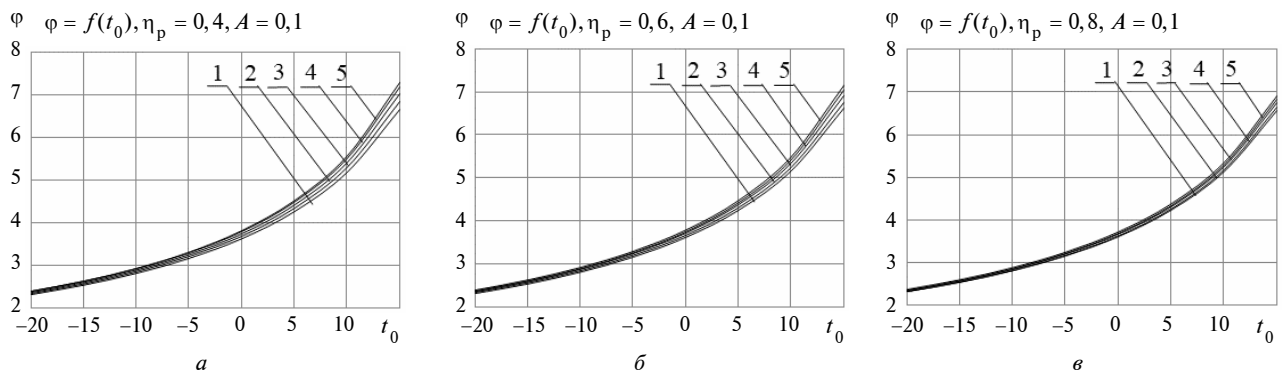


Рис. 5. Залежність коефіцієнта трансформації теплоти теплового насоса від температури зовнішнього атмосферного повітря: а, б, в – $\eta_p = 0,4; 0,6; 0,8$ відповідно; 1–5 – $m = 0,2; 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$

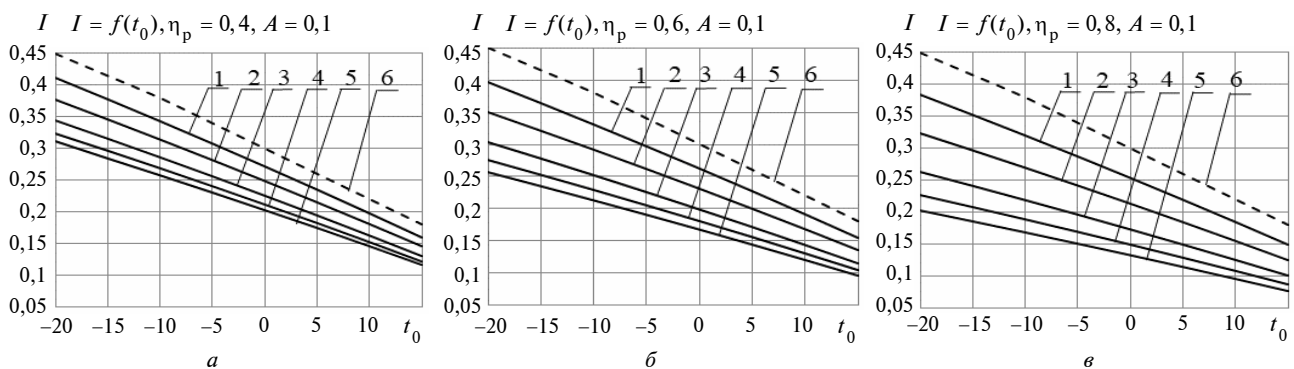


Рис. 6. Залежність питомих затрат зовнішньої енергії від температури зовнішнього атмосферного повітря: а, б, в – $\eta_p = 0,4; 0,6; 0,8$ відповідно; 1–5 – $m = 0,2; 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$; 6 – $m = 0$

ТН ϕ , побудовано графічні залежності питомих затрат зовнішньої енергії від температури навколишнього середовища (рис. 6). Із рис. 6 видно, що питомі затрати зовнішньої енергії зменшуються з підвищенням температури навколишнього середовища та зі зростанням коефіцієнта m . Переваги використання досліджуваної схеми порівняно з вихідною (без утилізації теплоти вентиляційних викидів) зростають зі збільшенням як відносних витрат теплоти на вентиляцію m , так і коефіцієнта рекуперації η_p .

Висновки

1. Комбіноване використання теплоти вентиляційного і атмосферного повітря у теплонасосно-рекуператорній схемі порівняно з використанням теплоти тільки атмосферного по-

вітря є завжди більш ефективним за будь-яких значень параметра m . Ця перевага посилюється зі збільшенням коефіцієнта рекуперації η_p .

2. За значень $m = 1,5-2$ та $\eta_p = 0,8$ питомі затрати зовнішньої енергії у досліджуваній схемі на 50–55 % менші, ніж у схемі без утилізації теплоти вентиляційного повітря (за розрахункової температури зовнішнього атмосферного повітря -20 °С).

3. У діапазоні $m = 1,5-2$ і за температур навколишнього середовища близько 15 °С теплонасосно-рекуператорна система здатна працювати тільки за рахунок теплоти вентиляційних викидів (при $\eta_p > 0,4$).

Отримані результати буде покладено в подальшу наукову та проектну роботу з удосконалення існуючих ТНУ опалення та вентиляції.

References

- [1] P.P. Kudelia, *Low-Exergy Heating Systems*. Kyiv, Ukraine: NTUU KPI, 2015, 153 p.
- [2] V.F. Gershkovich, *Features of the Design of Heating Systems of Buildings with Heat Pumps*. Kyiv, Ukraine: Ukrainian Academy of Architecture “Energominimum”, 2009, 60 p.
- [3] Y.Y. Hsieh *et al.*, “A study of heat-pump fresh air exchanger”, *Appl. Thermal Eng.*, vol. 132, no. 5, pp. 708–718, 2018. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.12.122

- [4] M.K. Bezrodny, *Thermodynamic and Energy Efficiency of Heat Pump Heat Supply Circuits*. Kyiv, Ukraine: NTUU KPI, 2016, 272 p.
- [5] E.P. Shubin, *The Main Issues of Cities' Heating Systems Designing*. Moscow, SU: Jenergija, 1979, 359 p.
- [6] T.V. Morozjuk, *The Theory of Chillers and Heat Pumps*. Odesa: Negociant, 2006, 712 p.
- [7] F.R. Steward, "Optimum arrangement and use of heat pumps in recovery waste heat", *Energy Conversion Mgmt.*, vol. 24, no. 2, pp. 123–129, 1984.
- [8] *Mitsubishi Electric Official Website* [Online]. Available: <http://mitsubishielectric.com.ua/>

М.К. Безродный, Т.А. Мисюра

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОАСОСНО-РЕКУПЕРАТОРНОЙ СХЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕПЛОТЫ ВЕНТИЛЯЦИОННОГО И АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА

Проблематика. Современный технологический прогресс человечества обуславливает рост потребности в энергии, тепловой или электрической. Большая часть этой энергии получается путем сжигания полезных ископаемых, запасы которых стремительно уменьшаются. Экономия энергоресурсов во всех отраслях экономики является глобальной проблемой современности.

Цель исследования. Поиск эффективных путей уменьшения энергоемкости теплоэнергетического оборудования является актуальным вопросом. Одним из таких путей является использование альтернативных низкопотенциальных источников энергии с применением воздушных тепловых насосов, которые получили широкое использование из-за низких капиталовложений по сравнению с другими источниками энергии, неограниченности и доступности источника теплоты. Однако их значительным недостатком является потеря мощности и эффективности со снижением температуры воздуха. Целью исследования является поиск решения данного недостатка.

Методика реализации. В статье изложена методика анализа эффективности теплоасосно-рекуператорной схемы отопления и вентиляции с использованием теплоты вентиляционного и атмосферного воздуха. Разработана теоретическая модель этой системы, и выполнен численный анализ ее термодинамической эффективности.

Результаты исследования. Установлено, что применение данной системы позволяет уменьшить суммарные удельные затраты внешней энергии на отопление и вентиляцию по сравнению с системой без использования вентиляционного воздуха при любых значениях коэффициента рекуперации и относительного потока теплоты на вентиляцию. Получены графические зависимости для неизвестных параметров в узловых точках системы. Получены соотношения для определения суммарных удельных затрат внешней энергии в исследуемой схеме.

Выводы. Определено, что при использовании данной схемы на стадии проектирования системы теплоасосного отопления и вентиляции возможно существенно снизить капитальные и эксплуатационные затраты. Использование полученных зависимостей в разработке систем теплоасосного отопления и вентиляции обеспечит максимальную энергоэффективность их работы.

Ключевые слова: теплоасосно-рекуператорная схема отопления и вентиляции; воздушный тепловой насос; суммарные удельные затраты внешней энергии.

M.K. Bezrodny, T.O. Misiura

EFFICIENCY OF A HEAT PUMP RECUPERATIVE HEATING AND VENTILATION SYSTEM WITH USE OF HEAT OF VENTILATION AND ATMOSPHERIC AIR

Background. Modern technological progress of mankind leads to an increase in demand for energy whether it is heat or electricity. Most of this energy is obtained by burning minerals, which reserves are rapidly decreasing. Energy saving in all sectors of the economy is a global problem of our time.

Objective. The search for effective ways to reduce the energy capacity of heat and power equipment is a pressing issue. One of such ways is the use of alternative low-potential energy sources such as air heat pumps, which are widely used due to low capital investments compared to other energy sources, unlimited and affordable heat source. However, their significant disadvantage is the loss of power and efficiency with a decrease in air temperature. The aim of the study is to find a solution to this drawback.

Methods. The article describes a method for analysing the effectiveness of a heat pump recuperative heating and ventilation system with use of heat of ventilation and atmospheric air. A theoretical model of this system has been designed, and a numerical analysis of its thermodynamic efficiency has been performed.

Results. It is seen that the use of this system allows reducing the total relative costs of external energy for heating and ventilation as compared to the system without using ventilation air at any values of the recovery coefficient and relative heat flow for ventilation. Graphic dependencies for unknown parameters at system nodes were obtained. Ratios for determining the total unit cost of external energy in the scheme under study are obtained.

Conclusions. It was determined that when using this system at the design stage of the heat pump heating and ventilation system, it is possible to significantly reduce capital and operating costs. The use of the obtained dependencies in the development of heat pump heating and ventilation systems will ensure maximum energy efficiency of their work.

Keywords: heat pump recuperative heating and ventilation system; air heat pump; total specific costs of external energy.

Рекомендована Радою
теплоенергетичного факультету
КПІ ім. Ігоря Сікорського

Надійшла до редакції
14 жовтня 2018 року

Прийнята до публікації
6 грудня 2018 року