

ЕНЕРГЕТИКА ТА НОВІ ЕНЕРГОГЕНЕРУЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

УДК 621.577+697.1

М.К. Безродний, М.А. Галан

ТЕРМОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ

This paper discusses two most common heating systems based on air heat pumps: air heating scheme of ventilation and the so-called split-system. We analyze the specificity of various air heating systems and their thermodynamic efficiency under various operating conditions. In addition, we analyze heat pump systems, air heating, obtain values of energy utilization for such systems and compare two most common heat pump systems using heat air. We make conclusions on the efficiency of heat pumps in air heating systems. Our results show that the heat pump circuit of air heating with ventilation yields its effectiveness to a split-system circuit. These results will be used for air heating systems with similar but more complex systems.

Вступ

На сьогодні в Україні все більше уваги приділяється використанню теплових насосів як альтернативних джерел теплопостачання [1–3]. Серед них особливе місце посідають повітряні теплові насоси, які широко застосовуються в системах опалення промислових і комерційних об'єктів: цехів, майстерень, спорткомплексів, готелів та інших приміщень відносно великого об'єму. Використовуються вони і в індивідуальних житлових будинках – котеджах, дачах.

Одна з головних особливостей систем повітряного опалення полягає у відсутності проміжного теплоносія. Це має як позитивні, так і негативні сторони. Перевагою таких систем є те, що зникає проблема “розморожування” системи в зимовий період після її довготривалого відключення. Крім того, через високу швидкість циркуляції гарячого повітря інерційність повітряної системи значно нижча, ніж водяної, де котел нагріває спочатку теплоносії, потім металеві труби і радіатори, і вже після цього – повітря в приміщенні. Система повітряного опалення може ефективно працювати в режимі вентиляції. Вона має простішу конструкцію, ніж традиційна водяна система, через відсутність спеціальної котельної, трубопроводних систем, радіаторів, насосів і складної автоматизації управління.

Основні недоліки повітряного опалення пов'язані з переміщенням у приміщенні, що обігрівається, значних об'ємів повітря. Це знижує комфортність, приводить у рух пил і сприяє розповсюдженню бактерій по всьому об'єму приміщення, що опалюється чи вентилюється.

Також потрібно враховувати, що повітряні канали мають більшу, ніж внутрішні трубопро-

води систем водяного опалення, площу поперечного перерізу, тому для їх монтажу потрібні технологічні отвори великого розміру в стінах [4].

Але незважаючи на ці недоліки, повітряні системи опалення на основі ТН (як і системи вентиляції [5, 6]) дають можливість знизити затрати енергії, відрізняються екологічною чистотою, оскільки працюють без спалювання палива і не викидають в атмосферу шкідливі речовини.

Разом із тим в літературних джерелах бракує даних відносно обґрунтованого аналізу особливостей різних повітряних систем опалення, їх термодинамічної ефективності за різних умов експлуатації. Дана стаття присвячується вирішенню цих питань.

Постановка задачі

Метою статті є: аналіз та порівняння термодинамічної ефективності двох найпоширеніших теплонасосних систем повітряного опалення; отримання значення коефіцієнта використання енергії для таких систем; побудова відповідних графічних залежностей.

Опис теплонасосних систем повітряного опалення

Серед великої кількості можливих теплонасосних схем повітряного опалення розглянемо дві найбільш прості схеми з використанням теплоти атмосферного повітря:

1) схема повітряного опалення (так звана спліт-система з виносним відносно опалювального приміщення теплообмінником-конденсатором або випаровувачем, що може працювати в режимі кондиціонування повітря або опалення);

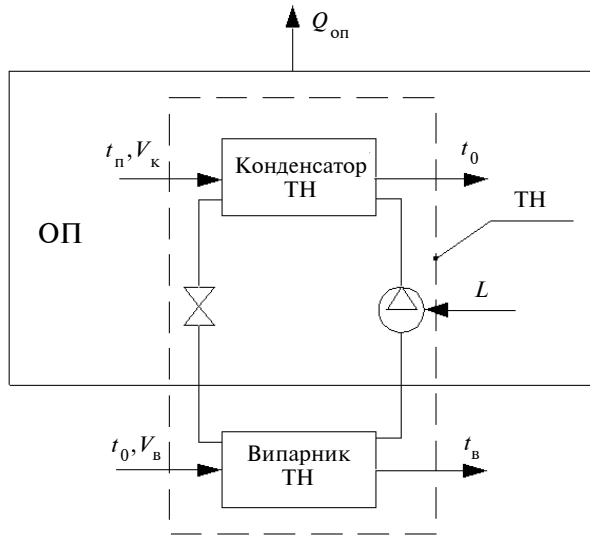


Рис. 1. Повітряна система опалення на основі теплового насоса: ОП – об’єкт опалення, ТН – тепловий насос, L – робота приводу теплового насоса, $Q_{оп}$ – теплові втрати приміщення

2) схема повітряного опалення з вентиляцією приміщення та повністю винесеним за межі опалювального приміщення тепловим насосом.

Ефективність першої схеми, яка подана на рис. 1, зумовлена незначним підгрівом внутрішнього повітря в конденсаторі ТН та відсутністю підгріву зовнішнього повітря до температури його в приміщенні. Разом із тим відбір теплоти від атмосферного повітря потребує охолодження повітря на виході з випарника ТН до досить низьких температур, що погіршує умови роботи теплового насоса, особливо за низьких температур навколишнього середовища.

Ефективність роботи другої системи опалення, що подана на рис. 2, значною мірою залежить від підгріву зовнішнього повітря від температури навколишнього середовища до температури на вході в опалюване приміщення, що може досягати значних величин, особливо при низьких температурах довкілля. В цій системі досягається утилізація теплоти відпрацьованого повітря, внаслідок чого зростає температура повітря на виході з випарника ТН, що покращує умови роботи ТН. У зв’язку з цим визначимо термодинамічну ефективність зазначених схем опалення та порівняємо їх.

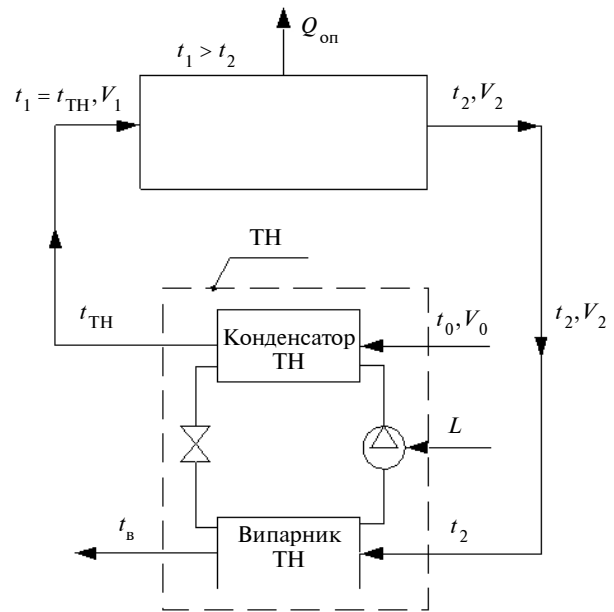


Рис. 2. Повітряна система опалення та вентиляції на основі теплового насоса

Аналіз теплонасосної схеми повітряного опалення без вентиляції (спліт-системи)

Термодинамічну ефективність теплонасосної системи опалення можна визначити за допомогою коефіцієнта трансформації ТН або зворотної до нього величини питомих затрат енергії на опалення, яка є більш зручною при зіставленні ефективності роботи більш складних схем:

$$\eta_{оп} = \frac{L}{Q_{оп}} = \frac{1}{\varphi}, \quad (1)$$

де L , $Q_{оп}$ – затрати енергії на компресор ТН і теплоти на опалення відповідно, φ – коефіцієнт трансформації ТН.

Коефіцієнт трансформації ідеального циклу ТН з урахуванням теплових необоротностей у випарнику і конденсаторі можна визначити як

$$\varphi_{\tau} = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_{в} - \Delta t_{в}}{273 + t_{к} + \Delta t_{к}}}, \quad (2)$$

де $t_{в}$, $t_{к}$ – температури повітря на виході із випарника та конденсатора відповідно; $\Delta t_{в}$, $\Delta t_{к}$ – різниці температур повітря і робочого

тіла ТН на виході із випарника і конденсатора відповідно. Згідно з рекомендаціями [7] для повітряного ТН в подальшому аналізі покладається $\Delta t_b = 10^\circ\text{C}$, $\Delta t_k = 10^\circ\text{C}$.

Температура повітря на виході з конденсатора ТН $t_1 = t_k$ (див. рис. 1) може бути подана як

$$t_1 = t_n + \Delta t, \quad (3)$$

де t_n – температура повітря в приміщенні, Δt – перепад температур повітря в конденсаторі ТН.

Якщо величину Δt відобразити в прямо пропорційній залежності від різниці температур повітря в приміщенні t_n і навколишнього середовища t_0 у вигляді

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

де t_0^p – розрахункова температура навколишнього середовища для даної місцевості, то можна ввести як характеристику “напруженості” системи повітряного опалення величину Δt_{\max} , що дорівнює температурному перепаду Δt в найбільш несприятливих розрахункових умовах, тобто коли $t_0 = t_0^p$.

У формулі (2) невідомою є температура повітря t_b на виході з випарника. Її можна визначити з енергетичного балансу ТН

$$Q_{\text{вип}} + L = Q_k. \quad (5)$$

Враховуючи, що

$$Q_k = Q_{\text{оп}} = V_k \rho_n c_n (t_1 - t_n),$$

$$L = \frac{Q_{\text{вип}}}{\varphi - 1}, \quad (6)$$

де

$$Q_{\text{вип}} = V_b \rho_0 c_n (t_0 - t_b),$$

і покладаючи умовно рівність масових витрат повітря у випарнику та конденсаторі $V_k \rho_n = V_b \rho_0$, можна отримати такий вираз для t_b :

$$t_b = t_0 - \frac{\varphi - 1}{\varphi} (t_1 - t_n) = t_0 - \frac{\varphi - 1}{\varphi} \Delta t, \quad (7)$$

в якому величина φ визначається за рівнянням (2).

Результати розрахунків температури t_b методом послідовних наближень за формулами (2)–(4), (7) залежно від температури зовніш-

нього повітря і характеристик Δt_{\max} подані на рис. 3.

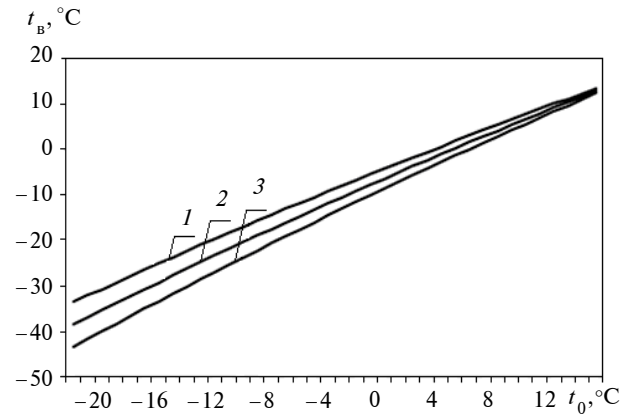


Рис. 3. Залежність температури повітря на виході з випарника ТН від температури навколишнього повітря t_0 : 1 – $\Delta t_{\max} = 10^\circ\text{C}$; 2 – $\Delta t_{\max} = 15^\circ\text{C}$; 3 – $\Delta t_{\max} = 20^\circ\text{C}$

Із графіків видно, що майже незалежно від величини Δt_{\max} температура повітря на виході із випарника ТН у холодний період року набуває дуже низьких значень, що практично унеможлиблює роботу теплового насоса в таких умовах.

Отримані значення температури t_b дають можливість визначити за рівняннями (1), (2) величину питомих витрат енергії на опалення, що характеризує термодинамічну ефективність роботи ідеального теплового насоса. Результати відповідних розрахунків подані на рис. 4 залежно від температури зовнішнього повітря і характеристики системи опалення Δt_{\max} .

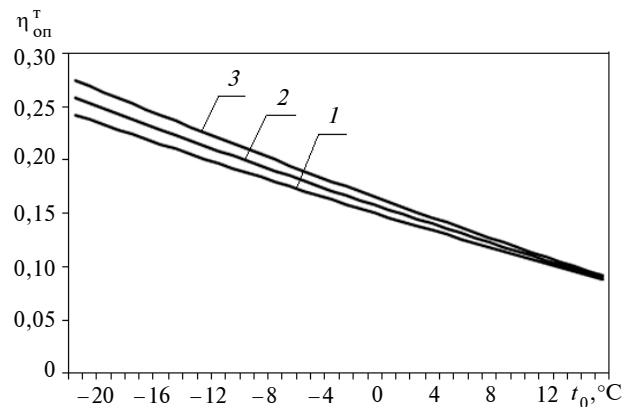


Рис. 4. Залежність коефіцієнта використання енергії від температури навколишнього середовища: 1 – $\Delta t_{\max} = 10^\circ\text{C}$; 2 – $\Delta t_{\max} = 15^\circ\text{C}$; 3 – $\Delta t_{\max} = 20^\circ\text{C}$;

Аналіз теплонасосної схеми повітряного опалення з вентиляцією приміщення

Формула (1) для схеми повітряного опалення з вентиляцією приміщення набуває вигляду

$$\eta_{\text{ов}} = \frac{L}{Q_{\text{ов}}}, \quad (8)$$

де L – робота компресора ТН, $Q_{\text{ов}}$ – витрата теплоти на опалення і вентиляцію:

$$Q_{\text{ов}} = V_0 \rho_0 c_p (t_1 - t_0). \quad (9)$$

Робота компресора ТН визначається за рівнянням (6), в якому теплове навантаження випарника ТН можна подати як (див. рис. 2)

$$Q_{\text{вип}} = V_2 \rho_2 c_p (t_2 - t_b). \quad (10)$$

З урахуванням рівності масових витрат повітря через конденсатор і випарник ТН $V_0 \rho_0 = V_2 \rho_2$ після підстановки виразів (6), (9) і (10) у формулу (8) можна отримати рівняння для визначення питомих затрат енергії на опалення та вентиляцію

$$\eta_{\text{ов}} = \frac{t_2 - t_b}{(\varphi - 1)(t_2 + \Delta t - t_0)}, \quad (11)$$

де φ – коефіцієнт трансформації ТН:

$$\varphi_{\text{ов}} = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_b - \Delta t_b}{273 + t_1 + \Delta t_k}}, \quad (12)$$

$\Delta t = (t_1 - t_2)$ – перепад температур повітря між входом і виходом з приміщення.

Невідома температура повітря t_b на виході з випарника ТН може бути визначена з рівняння енергетичного балансу ТН аналогічно рівнянню (5). Визначаючи складові цього рівняння за формулами (6), (9) і (10), можна отримати вираз для температури t_b :

$$t_b = t_2 - (t_2 + \Delta t - t_0) \frac{\varphi_{\text{ов}} - 1}{\varphi_{\text{ов}}}, \quad (13)$$

в якому величина $\varphi_{\text{ов}}$ визначається за рівнянням (12).

На рис. 5 наведені результати розрахунків температури t_b залежно від температури зовнішнього повітря і характеристики системи

Δt_{max} . Видно, що порівняно з попередньою схемою ця схема забезпечує більш високі температури повітря на виході з випарника ТН і тим самим полегшує роботу ТН в умовах низьких температур навколишнього середовища.

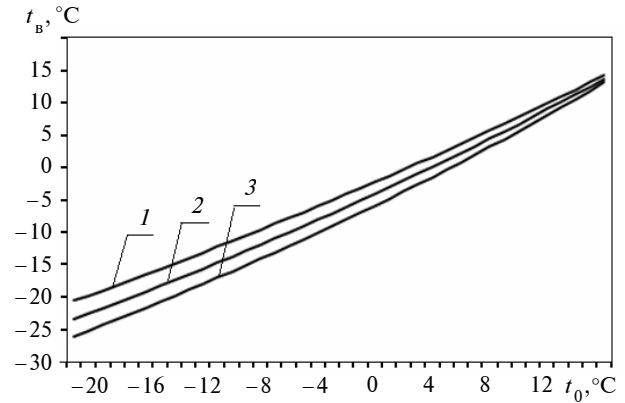


Рис. 5. Залежність температури повітря на виході з випарника ТН від зміни температури навколишнього повітря t_0 : 1 – $\Delta t_{\text{max}} = 10$ °С, 2 – $\Delta t_{\text{max}} = 15$ °С, 3 – $\Delta t_{\text{max}} = 20$ °С

Формули (8) і (11) дають змогу отримати рівняння для визначення питомих затрат енергії в двох окремих випадках: при роботі системи в режимі тільки вентиляції [4, 5] і додаткової (порівняно з вентиляцією) енергії на опалення.

При роботі системи в режимі вентиляції (при $\Delta t = 0$) рівняння (11) набуває вигляду

$$\eta_{\text{вент}} = \frac{t_2 - t_b}{(\varphi_b - 1)(t_2 - t_0)},$$

де

$$\varphi_{\text{вент}} = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_b - \Delta t_b}{273 + t_2 + \Delta t_k}}. \quad (14)$$

При визначенні додаткових затрат енергії на опалення в формулі (8) замість роботи L_k слід врахувати додаткову роботу компресора на опалення

$$L_{\text{оп}} = L_{k(\text{оп+вент})} - L_{\text{вент}}, \quad (15)$$

а замість витрати теплоти на вентиляцію і опалення врахувати теплоту опалення приміщення

$$Q_{\text{оп}} = V_1 \rho_1 c_p (t_1 - t_2). \quad (16)$$

При визначенні складових $L_{\text{оп+вент}}$ і $L_{\text{оп}}$ за формулою (6), в якій теплове навантаження

випарника відповідає рівнянню (10), а коефіцієнт трансформації, відповідно, формулам (12) і (14), на підставі рівнянь (8), (15) і (16) рівняння для визначення питомих затрат енергії на опалення набуде вигляду

$$\eta_{\text{оп}} = \frac{\left(\frac{t_2 - t_B}{\varphi - 1}\right)_{\text{оп+вент}} - \left(\frac{t_2 - t_B}{\varphi - 1}\right)_{\text{вент}}}{t_1 - t_2}.$$

Результати розрахунків питомих затрат енергії на вентиляцію, вентиляцію і опалення та окремо на опалення відповідно за формулами (13), (11) і (16) подані на рис. 6. Із графіків видно, що найбільш ефективно така схема працює в режимі вентиляції. Додаткові затрати енергії на опалення значно вищі, ніж затрати на вентиляцію. Але в режимі, коли схема працює як на вентиляцію, так і на опалення, ефективність роботи системи наближається до рівня, характерного для режиму вентиляції.

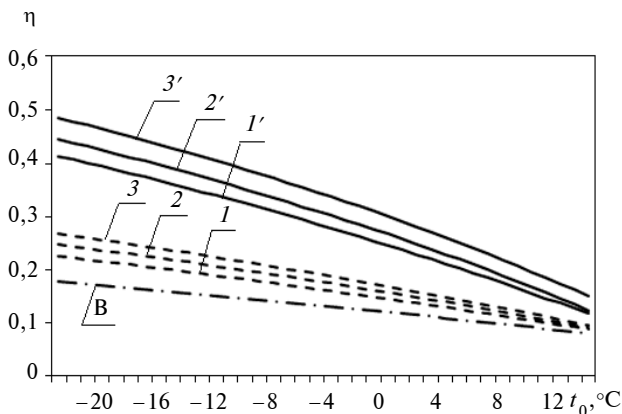


Рис. 6. Залежність теоретичного коефіцієнта використання енергії від температури навколишнього середовища t_0 : В – при роботі системи в режимі вентиляції; 1, 2, 3 – для опалення та вентиляції ($\Delta t_{\text{max}} = 10, 15, 20$ °C відповідно); 1', 2', 3' – для опалення ($\Delta t_{\text{max}} = 10, 15, 20$ °C відповідно)

На рис. 7 наведено зіставлення питомих витрат енергії на опалення і вентиляцію по схемі рис. 2 з витратами енергії на опалення в спліт-системі, що зображена на рис. 1. Видно, що в усьому діапазоні температур навколишнього середовища t_0 і покладених характеристик повітряних систем опалення Δt_{max} ефективність роботи цих принципово різних схем майже однакова. Тому використання повітряних схем опалення у вигляді спліт-системи може бути виправдане тільки для приміщень, що не потребують вентиляції.

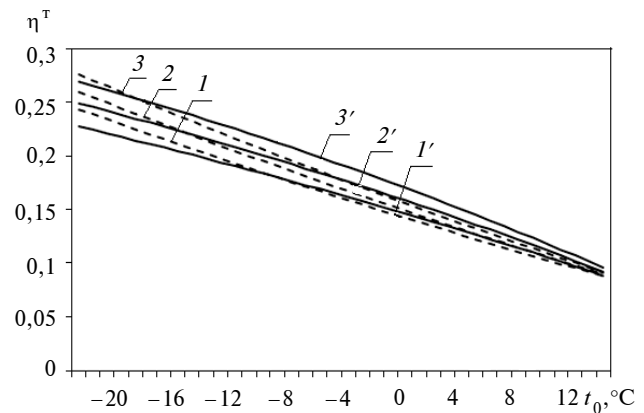


Рис. 7. Залежність теоретичного коефіцієнта використання енергії від температури навколишнього середовища t_0 : 1, 2, 3 – для спліт-системи ($\Delta t_{\text{max}} = 10, 15, 20$ °C відповідно); 1', 2', 3' – для системи опалення та вентиляції ($\Delta t_{\text{max}} = 10, 15, 20$ °C відповідно)

З урахуванням співвідношення

$$\Phi_{\text{ов}}^{\text{D}} = \Phi_{\text{ов}} \cdot \eta_{\text{ТН}},$$

де $\Phi_{\text{ов}}$ – термодинамічний коефіцієнт трансформації ТН за рівнянням (12), $\eta_{\text{ТН}}$ – ККД теплового насоса, отримані результати (див. рис. 7) можна легко перерахувати на питомі затрати енергії для реального теплового насоса.

Висновки

Незважаючи на високу термодинамічну ефективність повітряної системи опалення у вигляді спліт-системи, суттєвим її недоліком є низька температура повітря на виході з випарника, що практично унеможливує експлуатацію цієї системи при низьких температурах навколишнього середовища (в холодну пору року).

Система повітряного опалення з вентиляцією приміщення за рахунок утилізації теплоти відпрацьованого повітря має більш сприятливі умови роботи випарника ТН у холодний період року, а термодинамічна ефективність цієї схеми при роботі в режимі опалення і вентиляції мало відрізняється від ефективності її роботи в режимі вентиляції.

Зіставлення питомих затрат енергії показує, що теплонасосна схема повітряного опалення з вентиляцією практично не поступається за своєю ефективністю схемі у вигляді спліт-системи. При цьому вона має переваги, забезпечуючи вентиляцію приміщення там, де це

необхідно, і дає можливість експлуатації системи в більш широкому діапазоні температур навколишнього середовища. Тому використання повітряних систем опалення може бути виправдане тільки для приміщень, що не потребують вентиляції.

Викладені підходи до оцінки ефективності теплонасосних систем повітряного опалення та вентиляції можуть бути використані при дослідженні подібних систем з використанням рекуператора теплоти та рециркуляції відпрацьованого повітря, що і буде розглянуто далі.

1. *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.*
2. *Ефимов Н.Н., Малышев П.А. Перспективы использования тепловых насосов в энергообеспечении промышленных и коммунальных предприятий // Теплоэнергетика. – 2009. – № 11. – С. 30–33.*
3. *Колесниченко Н.В., Константинов Г.Е., Дмитренко М.А. Оценка целесообразности использования тепловых насосов в Украине // Промышленная теплотехника. – 2011. – № 5. – С. 67–73.*
4. *Ивахненко С. Воздушное отопление: системы и оборудование // Аква-Терм. – 2009. – № 1. – С. 8–12.*
5. *Безродний М.К., Галан М.А. Енергетична ефективність системи вентиляції з використанням рекуператора та теплового насосу // Техническая теплофизика и промышленная теплотехника. – 2011. – № 3. – С. 3–15.*
6. *Безродний М.К., Галан М.А. Енергетична ефективність теплонасосної системи вентиляції з рекуператором теплоти і рециркуляцією відпрацьованого повітря // Наукові вісті НТУУ “КПІ”. – 2011. – № 2. – С. 16–19.*
7. *Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия “Негоциант”, 2006. – 712 с.*

Рекомендована Радою
теплоенергетичного факультету
НТУУ “КПІ”

Надійшла до редакції
11 листопада 2011 року