

# ТЕРМОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ З РЕКУПЕРАТОРОМ ТЕПЛОТИ ТА РЕЦИРКУЛЯЦІЄЮ ВІДПРАЦЬОВАНОГО ПОВІТРЯ

M. BEZRODNY, M. HALAN

## THERMODYNAMIC EFFICIENCY OF HEAT PUMP SYSTEMS, AIR HEATING AND VENTILATION WITH HEAT RECOVERY AND HEAT RECIRCULATION OF EXHAUST AIR

**Анотація.** Тепловий насос може використовувати різні джерела низькопотенційної теплоти, віддаючи її різним теплоносіям. Одними із найефективніших систем для використання теплових насосів є системи повітряного опалення та вентиляції. Це перспективні технології, які допомагають економити кошти і ефективно справляються зі своїми завданнями. Не зважаючи на те, що в Україні системи на основі теплових насосів використовуються понад 10 років, в літературі бракує даних відносно обґрунтованого аналізу і порівняння різних повітряних систем опалення та вентиляції. Дана стаття присвячується аналізу системи, яка працює одночасно як на опалення, так і на вентиляцію приміщення. Наведено результати аналізу роботи теплонасосних систем повітряного опалення та вентиляції. Отримані значення коефіцієнта використання енергії для таких систем. Зроблені висновки щодо ефективності використання теплових насосів у системах повітряного опалення та вентиляції.

**Ключові слова:** тепловий насос, повітряне опалення, вентиляція, рекуператор теплоти, рециркуляція відпрацьованого повітря, ефективність теплонасосних систем.

**Аннотация.** Тепловой насос может использовать различные источники низкопотенциальной теплоты, отдавая ее различным теплоносителям. Одними из самых эффективных систем для использования тепловых насосов являются системы воздушного отопления и вентиляции. Это перспективные технологии, которые помогают экономить средства и эффективно справляются со своими задачами. Несмотря на то, что в Украине системы на основе тепловых насосов используются более 10 лет, в литературе не хватает данных относительно обоснованного анализа и сравнения различных воздушных систем отопления и вентиляции. Данная статья посвящена анализу системы, которая работает одновременно как на отопление, так и на вентиляцию помещения. Приведены результаты анализа работы теплонасосных систем воздушного отопления и вентиляции. Полученные значения коэффициента использования энергии для таких систем. Сделаны выводы относительно эффективности использования тепловых насосов в системах воздушного отопления и вентиляции.

**Ключевые слова:** тепловой насос, воздушное отопление, вентиляция, рекуператор тепла, рециркуляция отработанного воздуха, эффективность теплонасосных систем.

**Annotation.** The heat pump can use different sources of low heat, giving it a different carrier. Some of the most effective systems for using heat pumps are air heating system and ventilation. This advanced technology to help save money and effectively cope with their tasks. Despite the fact that Ukraine is a system based on heat pumps used for over 10 years, the literature lacks data on sound analysis and comparison of different air heating and ventilation. This article is dedicated to the analysis system that works simultaneously as a heating and ventilation in the room. The results of the analysis of heat pump systems, air heating and ventilation. The comparative analysis of two heat pump systems. Conclusions on the efficiency of heat pumps in heating systems, air and ventilation.

**Key words:** heat pumps, air heating, ventilation, heat recuperator, recirculation of exhaust air, the efficiency of heat pump systems.

### Вступ

Повітряне опалення - перспективна технологія, яка допомагає економити кошти і ефективно справляється зі своїми завданнями. У сучасних умовах повітряне опалення активно застосовується для обігріву складських об'єктів і промислових територій, торгових площ та житлових будинків. Основною перевагою такої системи є те, що в якості теплоносія використовується повітря, а не вода. Таким чином, система повністю захищена від протікання, замерзання та корозії. Витрати на облаштування та експлуатацію системи повітряного опалення, як правило, істотно нижче, ніж аналогічні витрати для водяної системи. Адже конструкція повітряних систем опалення значно простіша ніж водяних. Суттєвими перевагами таких систем опалення є можливість використання системи повітропроводів для охолодження повітря у теплий період року. Тобто використання системи для кондиціонування приміщення. Використання повітря у якості теплоносія вирішує ще одну важливу проблему - інерційність системи. При ввімкненні системи водяного опалення у зимовий період підвищення температури у приміщенні відбувається через тривалий період. Прогрівання внутрішнього повітря відбувається лише після достатнього нагріву води, що

циркулює у опалювальних пристроях. А при ввімкненні повітряної системи опалення результат відчувається практично відразу, адже теплоносії безпосередньо надходить у приміщення без затрат теплоти на нагрів опалювальних пристроїв.

Підвищення ефективності роботи повітряних систем опалення може бути досягнуте за рахунок використання теплових насосів - сучасного екологічно чистого обладнання. Системи опалення на основі теплових насосів відрізняються безпечністю, оскільки не використовують горюче паливо, екологічністю (відсутні шкідливі викиди в атмосферу), та економічністю (на 1 кВт використаної енергії тепловий насос виробляє 3-5 кВт) [1]. Велика перевага теплонасосних систем опалення полягає у автономності та незалежності від постійного росту цін на традиційні енергоносії.

Не зважаючи на те, що в Україні системи на основі теплових насосів використовуються понад 10 років, в літературі бракує даних відносно обґрунтованого аналізу і порівняння різних повітряних систем опалення та вентиляції з тепловим насосом ТН. У раніше опублікованих статтях [2, 3, 4] були детально розглянуті теплонасосні системи вентиляції з використанням рециркуляції відпрацьованого повітря та рекуператора. Дана стаття присвячується аналізу системи, яка працює одночасно як на опалення, так і на вентиляцію приміщення.

### Постановка задачі

Метою даної статті є: аналіз та порівняння термодинамічної ефективності теплонасосних систем повітряного опалення та вентиляції з використанням рекуператора теплоти і рециркуляції відпрацьованого повітря; отримання значення коефіцієнта використання енергії для таких систем.

### Опис теплонасосної системи повітряного опалення та вентиляції

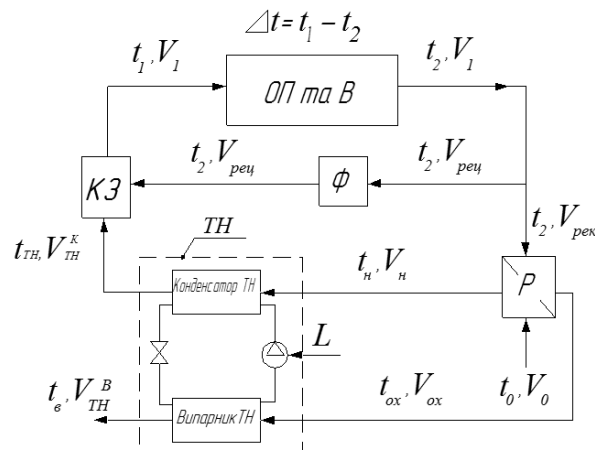


Рис.1. Система вентиляції та опалення з використанням рекуператора теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря: ОП та В – об'єкт опалення та вентиляції; Р – рекуператор; Ф – фільтр; КЗ – камера змішування; L – робота приводу теплового насоса.

Попередньо було проаналізовано декілька схем використання теплового насоса у системах опалення та вентиляції [2, 3, 4]. Поступове ускладнення задачі, привело до розгляду системи, зображеної на рис.1. Одночасне використання теплового насоса з рекуператором-утилізатором та рециркуляцією характеризується максимальним рівнем утилізації теплоти відпрацьованого повітря. Відпрацьоване повітря на виході із приміщення має високу температуру, тому можна раціонально використовувати його теплоту. З рисунку видно, що після приміщення потік повітря розділяється на два потоки. Перша частина направляється на фільтр, а далі у камеру змішування, - відбувається рециркуляція. Друга – подається на теплообмінний апарат (рекуператор – утилізатор), у якому повітря з навколишнього середовища нагрівається за рахунок охолодження відпрацьованого повітря. У такий спосіб зменшуються витрати на нагрівання навколишнього повітря у ТН.

### Аналітичний аналіз системи

Величину рециркуляції відпрацьованого повітря характеризують коефіцієнтом рециркуляції:

$$K_{pec} = \frac{V_{pec}}{V_1}. \quad (1)$$

Оскільки  $V_{рек} = V_1 - V_{реци}$ , з урахуванням (1) можна записати:

$$V_{рек} = V_1 (1 - K_{реци}). \quad (2)$$

Ефективність роботи рекуператора можна охарактеризувати коефіцієнтом рекуперації:

$$K_{рек} = \frac{t_2 - t_{ox}}{t_2 - t_o}. \quad (3)$$

Рівняння (3) дійсне при однакових масових витратах теплоносіїв. На підставі (3) та теплового балансу рекуператора можна отримати рівняння для визначення температури нагрітого свіжого повітря на виході із рекуператора  $t_n$  та температури охолодженого відпрацьованого повітря  $t_{ox}$ :

$$t_n = t_2 - (1 - K_{рек})(t_2 - t_o), \quad (4)$$

$$t_{ox} = t_2 - K_{рек}(t_2 - t_o). \quad (5)$$

Енергетичну ефективність системи, зображеної на рис. 1, можна охарактеризувати коефіцієнтом використання зовнішньої енергії:

$$\eta_{ос} = \frac{L}{Q_o} \quad (6)$$

де  $L$  – потужність приводу теплового насосу, а  $Q_o$  – витрата теплоти на підігрів свіжого повітря, що поступає в опалювальне приміщення

$$Q_o = V_1 \rho_1 c_n (t_1 - t_o). \quad (7)$$

Величина  $L$  може бути визначена за формулою:

$$L = \frac{Q_{вин}}{\varphi - 1}, \quad (8)$$

де  $Q_{вин}$  – теплове навантаження випарника ТН,

$$Q_{вин} = (1 - K_{реци}) V_1 \rho_1 c_n (t_{ox} - t_e), \quad (9)$$

$\varphi$  – коефіцієнт трансформації ТН. Тоді, на підставі рівнянь (6)-(9) можна отримати вираз для коефіцієнта використання зовнішньої енергії:

$$\eta_{ос} = \frac{(1 - K_{реци})(t_{ox} - t_e)}{(\varphi - 1)(t_1 - t_o)}. \quad (10)$$

Температура повітря після камери змішування  $t_1$  може бути представлена як:

$$t_1 = t_2 + \Delta t, \quad (11)$$

де  $t_2$  – температура повітря в приміщенні,  $\Delta t$  – перепад температур повітря, на вході та виході з приміщення.

Величину  $\Delta t$  можна представити в прямопропорційній залежності від різниці температур повітря в приміщенні  $t_2 = 20^\circ C$  і навколишнього середовища  $t_o$  у вигляді:

$$\Delta t = \Delta t_{\max} \frac{t_2 - t_o}{t_2 - t_o^p}, \quad (12)$$

де  $t_o^p$  – розрахункова температура навколишнього середовища для даної місцевості (було прийнято для Києва  $t_o^p = -22^\circ C$ ), а  $\Delta t_{\max}$  – максимальне значення температурного перепаду  $\Delta t$  в умовах найбільш низького значення температури зовнішнього повітря  $t_o = t_o^p$ .

Таким чином, величина  $\Delta t_{\max}$  може виступати в якості характеристики теплового навантаження системи повітряного опалення, оскільки дорівнює температурному перепаду  $\Delta t$  в найбільш несприятливих розрахункових умовах, тобто коли  $t_o = t_o^p$ .

З урахуванням рівняння (5) та (11) для  $t_{ox}$  вираз (10) приймає вигляд:

$$\eta_{ос} = \frac{(1 - K_{реци}) [t_2 - (t_2 - t_o) K_{рек} - t_e]}{(\varphi - 1)(t_2 + \Delta t - t_o)}, \quad (13)$$

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

$$\varphi_T = \frac{1}{1 - \frac{T_2}{T_1}} = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_e - \Delta t_e}{273 + t_{TH} + \Delta t_k}}, \quad (14)$$

де  $T_1, T_2$  – відповідно температури верхнього та нижнього джерела теплоти,  $\Delta t_e, \Delta t_k$  – різниці температур повітря і робочого тіла ТН на виході із випарника і конденсатора. У відповідності з рекомендаціями [5] для повітряного ТН прийнято  $\Delta t_e = 10^\circ C$ ,  $\Delta t_k = 10^\circ C$ .

Коефіцієнт трансформації реального ТН визначено як:

$$\varphi = \varphi_T \cdot \eta_{TH}, \quad (15)$$

де  $\eta_{TH}$  – ККД теплового насосу. Згідно з [5] величина ККД прийнята рівною  $\eta_{TH} = 0,6$ .

Температуру на виході із теплового насосу  $t_{TH}$  визначаємо з теплового балансу камери змішування (КЗ):

$$t_{TH} = \frac{t_2 + \Delta t - K_{pec} t_2}{1 - K_{pec}}, \quad (16)$$

звідки при  $K_{pec} = 0$  маємо  $t_{TH} = t_2 + \Delta t = t_1$ .

Невідома температура повітря  $t_e$  на виході з випарника ТН може бути визначена з теплового балансу ТН:

$$Q_{вин} + L = Q_k, \quad (17)$$

де  $L$  та  $Q_{вин}$  визначаються за рівняннями (8) і (9), а кількість теплоти в конденсаторі за формулою:

$$Q_k = V_n \rho_n c_n (t_{TH} - t_n). \quad (18)$$

Враховуючи рівняння (4) та (16) для  $t_n$  та  $t_{TH}$ , отримаємо вираз для температури повітря на виході з випарника:

$$t_e = \left[ t_2 - (t_2 - t_0) K_{рек} \right] - \left[ \frac{t_2 + \Delta t - K_{pec} t_2}{1 - K_{pec}} - t_2 + (1 - K_{рек}) (t_2 - t_0) \right] \frac{\varphi - 1}{\varphi}. \quad (19)$$

### Розрахунковий аналіз системи

Для порівняння, було розглянуто два режими роботи описаної вище схеми. Перший – з рециркуляцією відпрацьованого повітря, а другий – з рекуператором – утилізатором.

Проведений раніше аналіз показав [3], що система з рециркуляцією відпрацьованого повітря досить ефективна при використанні її в системах вентиляції. Використання рециркуляції в системах повітряного опалення має свої обмеження по температурі повітря на виході з конденсатора ТН і тому може бути ефективним лише при невеликій різниці температур припливного та відпрацьованого повітря і при відносно невисоких значеннях коефіцієнта рециркуляції  $K_{рек}$ . Результати зображені на рисунках 2 – 4 отримані при максимальній різниці між температурою навколишнього середовища та температурою у приміщенні  $\Delta t_{max} = 15^\circ C$ . У всіх подальших розрахунках температуру у приміщенні приймали рівною  $t_2 = +20^\circ C$ .

Як видно з рис. 2, застосування рециркуляції повітря в системі опалення та вентиляції приводить до зменшення витрати повітря через тепловий насос, викликає необхідність зменшення температури повітря на виході з випарника та підвищення температури на виході з конденсатора ТН, для отримання повітря з заданою температурою на вході в опалювальне приміщення.

Внаслідок цього погіршуються температурні умови роботи теплового насосу, що проявляється в суттєвому зменшенні коефіцієнта трансформації ТН (рис.3) при збільшенні коефіцієнта рециркуляції  $K_{рек}$ . Не зважаючи на це, питомі затрати зовнішньої енергії в схемі з рециркуляцією повітря дещо зменшуються внаслідок домінуючого ефекту утилізації теплоти відпрацьованого повітря, що проілюстровано на рис.4.

Аналіз системи опалення та вентиляції з рекуператором-утилізатором теплоти дав цікавіші результати.

Результати розрахунків температури  $t_{TH}$  на виході із конденсатора ТН за формулами (12),

(16) та температури  $t_g$  за формулами (12), (14), (16), (19), в залежності від температури зовнішнього повітря ( $K_{pec} = 0,6$ ), представлені на рис. 5.

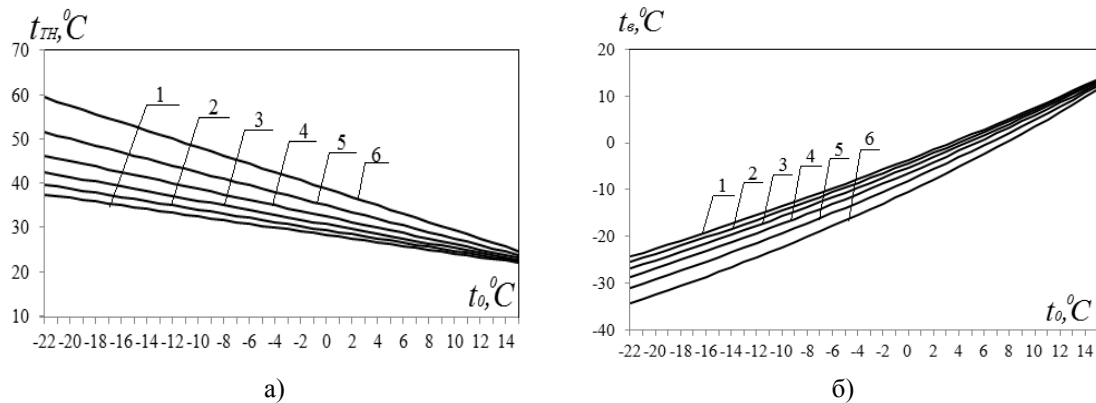


Рис.2. Залежність температури повітря на виході з конденсатора та випарника ТН від температури зовнішнього повітря: а – для конденсатора; б – для випарника:

1- при  $K_{pec} = 0,1$ ; 2 - 0,2; 3 - 0,3; 4 - 0,4; 5 - 0,5; 6 - 0,6.

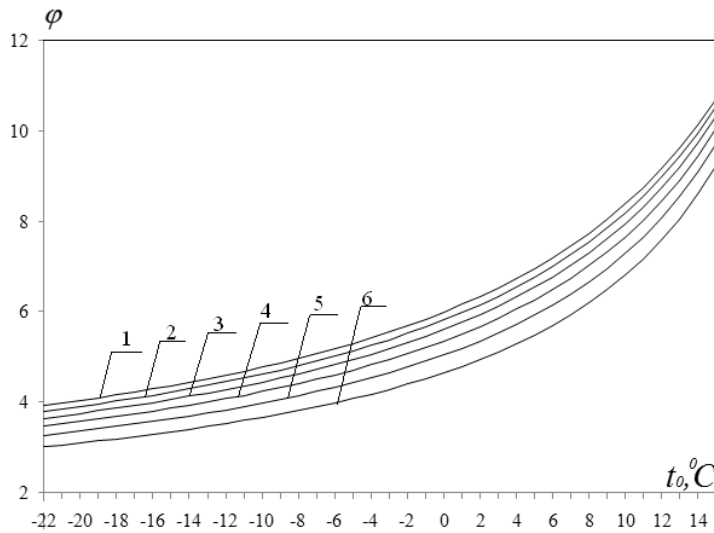


Рис.3. Залежність коефіцієнта трансформації ТН від температури навколишнього середовища

$\varphi = f(t_0)$ : 1- при  $K_{pec} = 0,1$ ; 2 - 0,2; 3 - 0,3; 4 - 0,4; 5 - 0,5; 6 - 0,6.

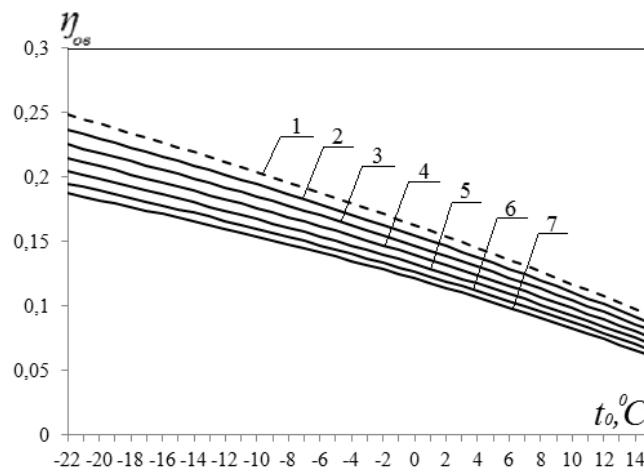


Рис. 4. Залежність теоретичного коефіцієнта використання енергії від температури навколишнього середовища  $t_0$  ( $\Delta t_{max} = 15^{\circ}C$ ): 1- при  $K_{pec} = 0$ ; 2- 0,1; 3 - 0,2; 4- 0,3; 5- 0,4; 6- 0,5; 7- 0,6.

Із графіків видно, що (на відміну від рециркуляції) температура повітря на виході з конденсатора ТН залежить тільки від теплової напруженості системи. А температура повітря на виході з випарника, лише в незначній мірі залежить від коефіцієнта рекуперації, внаслідок чого умови роботи теплового насосу майже не змінюються.

На рис.6 наведені, відповідні до  $t_e$ , залежності коефіцієнта трансформації теплового насосу від температури зовнішнього повітря. Як видно, термодинамічна ефективність роботи ТН в системі з рекуператором дуже слабо залежить від коефіцієнта рекуперації, вплив якого помітний лише при низьких значеннях температури навколишнього повітря. Не зважаючи на деяке зменшення коефіцієнта трансформації  $\varphi$ , термодинамічна ефективність роботи теплонасосно-рекуператорної системи енергопідводу значно зростає з підвищенням коефіцієнта рекуперації відпрацьованого повітря.

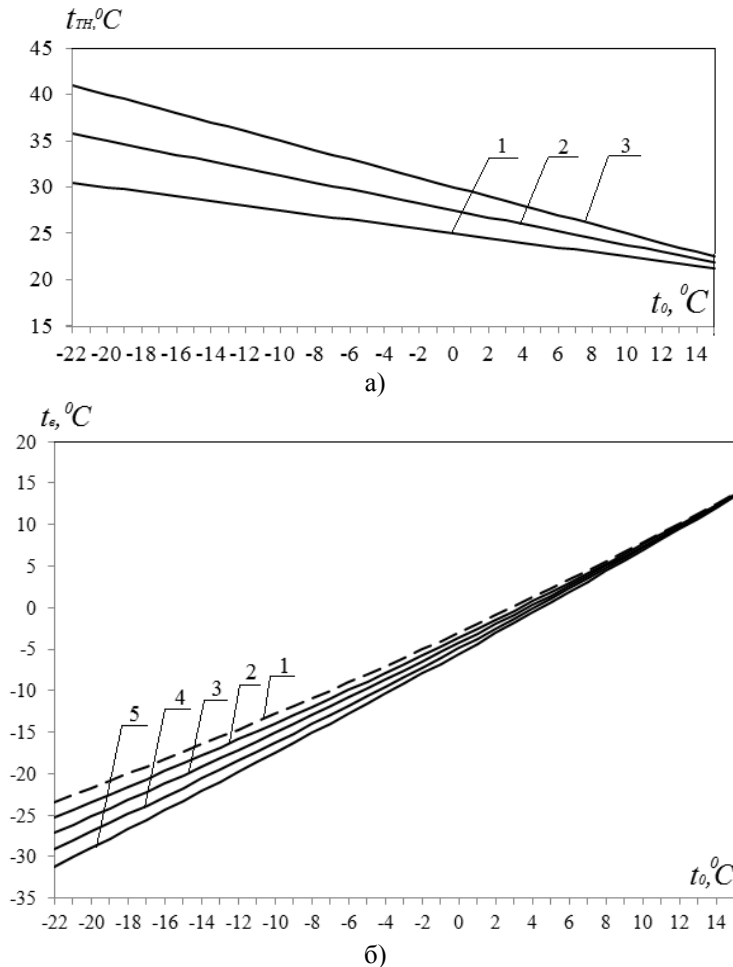


Рис. 5. Залежність температури повітря на виході з конденсатора  $t_{TH}$  та випарника  $t_e$  ТН від температури навколишнього повітря  $t_0$ : а – для температури  $t_{TH}$  : 1-  $\Delta t_{max} = 10$  °С, 2 - 15 °С, 3 - 20 °С; б – для температури  $t_e$  : 1 -  $K_{рек} = 0$ ; 2 - 0,2; 3 - 0,4; 4 - 0,6; 5 - 0,8.

Результати відповідних розрахунків за формулами (13), (16) та (19) показують (рис.7), що питомі затрати енергії в системі опалення та вентиляції суттєво зменшуються зі збільшенням коефіцієнта рекуперації, і дещо зростають з підвищенням теплової напруженості системи опалення, тобто величини  $\Delta t_{max}$ . Наведені дані також показують, що теплонасосна система повітряного опалення з рекуператором має досить високу термодинамічну ефективність навіть при низьких температурах навколишнього середовища.

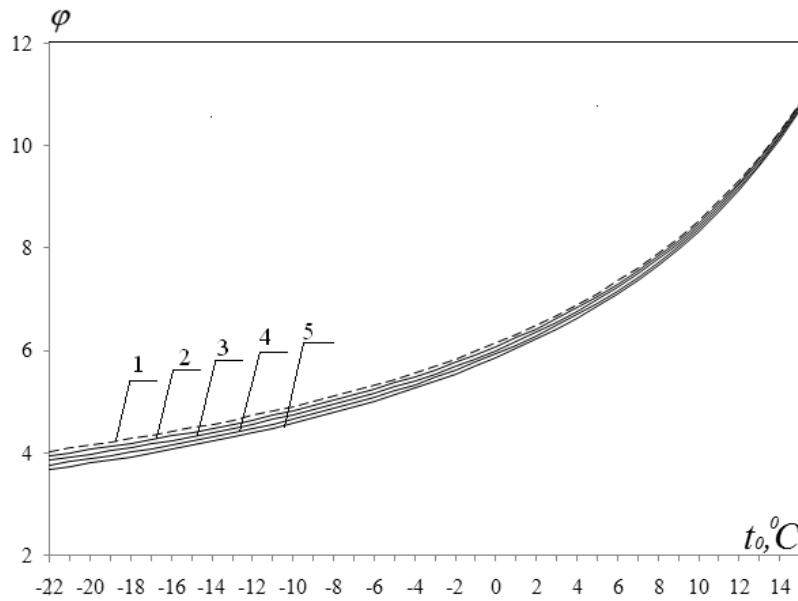


Рис.6. Залежність коефіцієнта трансформації ТН від температури навколишнього середовища  $\varphi=f(t_0)$ : 1-при коефіцієнті рекуперації  $-K_{рек}=0$ ; 2-  $K_{рек}=0,2$ ; 3-  $K_{рек}=0,4$ ; 4-  $K_{рек}=0,6$ ; 5-  $K_{рек}=0,8$ ;

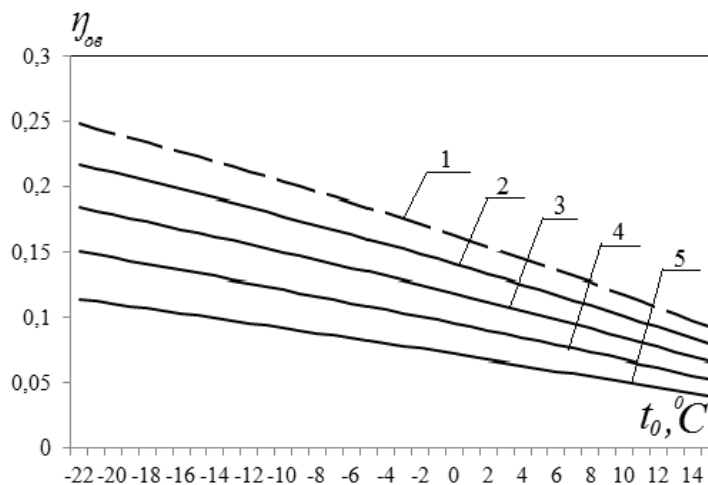


Рис.7. Залежність теоретичного коефіцієнта використання енергії від температури навколишнього середовища  $t_0$  при різних значеннях коефіцієнта рекуперації: 1 -  $K_{рек}=0$ ; 2 - 0,2; 3 - 0,4; 4 - 0,6; 5 - 0,8.

Порівняння графіків на рис. 4 і рис. 7 свідчить про те, що використання рекупераатора-утилізатора в теплонасосній схемі опалення та вентиляції є набагато більш ефективним засобом підвищення термодинамічної ефективності системи енергопідводу, ніж застосування рециркуляції відпрацьованого повітря.

Разом з тим, цікавим є одночасне застосування обох засобів утилізації теплоти, як за рахунок рекуперації, так і за рахунок рециркуляції відпрацьованого повітря. З цією метою на рис. 8 наведено співставлення питомих затрат енергії в теплонасосно-рекуперааторних схемах опалення та вентиляції без рециркуляції та з рециркуляцією відпрацьованого повітря. Із наведених даних видно, що застосування рециркуляції в теплонасосно-рекуперааторній схемі теплопостачання дає позитивний ефект тільки при відносно невисоких значеннях коефіцієнта рекуперації, а при значенні  $K_{рек}=0,8$  схема з рециркуляцією поступається за своєю ефективністю більш простій схемі тільки з рекупераатором.

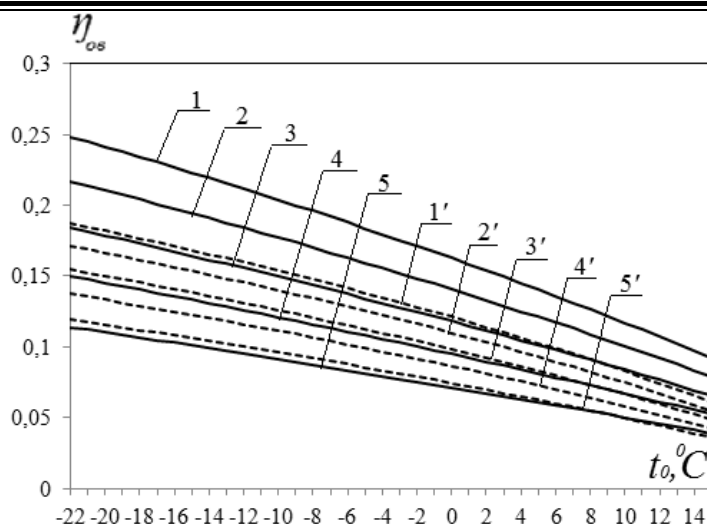


Рис.8. Порівняння питомих затрат енергії в теплонасосно-рекуператорних схемах опалення та вентиляції без рециркуляції та з рециркуляцією відпрацьованого повітря (при  $\Delta t_{\max} = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$ ):

1-5 – без рециркуляції  $K_{\text{рек}} = 0$  (1 -  $K_{\text{рек}} = 0$ ; 2 – 0,2; 3 – 0,4; 4 – 0,6; 5 – 0,8); 1' - 5' - з рециркуляцією  $K_{\text{рек}} = 0,6$  (1' -  $K_{\text{рек}} = 0$ ; 2' – 0,2; 3' – 0,4; 4' – 0,6; 5' – 0,8).

#### Висновки

1. Рециркуляція повітря в тепло насосній схемі повітряного опалення і вентиляції має свої обмеження і може бути застосована лише при відносно невеликих коефіцієнтах рециркуляції ( $K_{\text{рек}} \leq 0,5 \dots 0,6$ ) внаслідок різкого підвищення температури повітря на виході з конденсатора ТН.
2. Застосування рекуператора-утилізатора теплоти відпрацьованого повітря приводить до більш суттєвого підвищення термодинамічної ефективності теплонасосної схеми опалення та вентиляції в порівнянні зі схемою з рециркуляцією відпрацьованого повітря.
3. Додаткове застосування рециркуляції повітря в теплонасосно-рекуператорній схемі опалення та вентиляції дає позитивний ефект тільки при відносно невисоких значеннях коефіцієнта рекуперації, а при високих значеннях  $K_{\text{рек}} = 0,8$  схема з рециркуляцією  $K_{\text{рек}} = 0,6$  (рис.8.) поступається своєю ефективністю більш простій схемі тільки з рекуператором.

#### Література

1. Коврига Т. Лідер енергозберігаючих технологій / Т.Коврига // Энергосбережение. – 2009. – №9. – С. 4–5.
2. Безродний М.К., Галан М.А. Енергетична ефективність системи вентиляції з використанням рекуператора та теплового насосу // Техническая теплофизика и промышленная теплотехника. – 2011. - № 3. – С. 5-13.
3. 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.
4. Безродний М.К., Галан М.А. Термодинамічна ефективність теплонасосних систем повітряного опалення // Наукові вісті НТУУ “КПІ”. – 2012.
5. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – 2006. – 712 с.
6. Суслов А. Воздушные тепловые насосы: возможности и ошибки маркетинга // Акватерм. – 2010. - № 4. – С.22 – 24.
7. Жуков Е. Тепловые насосы – «умножители тепла» // Акватерм. – 2010. - № 6. – С. 10 – 12.