

ТЕХНОЛОГІЇ TECHNIQUE

УДК 621.577

М.К. Безродний, д-р техн. наук, професор
Д.С. Кутра, канд. техн. наук; І.В. Сергієнко

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

ЕФЕКТИВНІСТЬ РЕЦИРКУЛЯЦІЙНОЇ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ В ЗАКРИТОМУ ПЛАВАЛЬНОМУ БАСЕЙНІ В СПЕКОТНИЙ ПЕРІОД РОКУ

У статті проведено аналіз термодинамічної ефективності теплонасосної схеми кондиціювання повітря з рециркуляцією для критого басейну в спекотний період року, в залежності від параметрів роботи системи і зовнішнього повітря. Побудована математична модель роботи рециркуляційної теплонасосної системи кондиціювання повітря, реалізація якої була здійснена чисельним методом послідовних наближень.

Отримані залежності для визначення параметрів повітря у характерних точках системи та холодильного коефіцієнта теплонасосної системи кондиціювання.

Показано, що з підвищенням температури і відносної вологості зовнішнього повітря відбувається розширення температурних рамок циклу роботи теплового насоса, що призводить до погіршення умов його роботи та суттєвого зниження холодильного коефіцієнта теплового насоса і холодильного коефіцієнта теплонасосної схеми.

Визначено, що застосування розглянутої схеми кондиціювання повітря басейну з рециркуляцією відпрацьованого повітря забезпечує підвищення холодильного коефіцієнта схеми з підвищенням температури навколишнього середовища, але не дозволяє досягти високої термодинамічної ефективності та значного підвищення граничної температури зовнішнього повітря.

Ключові слова: тепловий насос, басейн, кондиціювання, рециркуляція.

Вступ

Використання теплових насосів у системах тепло- та холодопостачання як житлових, так і громадських будівель та об'єктів у наш час набуває все більшого поширення. До останніх можна віднести спортивні та рекреаційні комплекси, зокрема, - зали плавальних басейнів, підтримка заданого тепловологісного режиму в яких є важливою та водночас складною задачею. Завдяки успішному поєднанню у теплових насосах функцій охолоджувача, осушувача та нагрівача повітря створюються передумови їх ефективного використання в системах вентиляції та кондиціювання вищезгаданих об'єктів [1].

Видалення великої кількості вологи, що надходить у приміщення басейну внаслідок випаровування вологи із дзеркала його чаші, а також підтримка регламентованих санітарними нормами параметрів (температури та вологості) повітря, є основною задачею, яку повинна ефективно вирішувати теплонасосна система тепло- та вологообробки повітря.

Разом з тим, оскільки рекреаційні та спортивні комплекси працюють цілорічно, теплонасосна система повинна вирішувати задачу не лише видалення та утилізації значних об'ємів вологого повітря, а й задачі, пов'язані з сезонною зміною температури та вологості зовнішнього припливного повітря: нагрівання і зволоження припливного повітря взимку та охолодження і осушення його влітку (кондиціювання).

Практичний досвід успішного використання теплового насоса для утилізації енергії відпрацьованого повітря плавального басейну наведено в роботі [2] на прикладі системи вентиляції критого басейну у м. Шанхай. В роботах [3, 4] розглянуто можливість використання як додаткового джерела енергії для теплонасосної системи вентиляції басейну сонячного колектору, що дозволяє, за даними авторів, досягти значення реального коефіцієнта трансформації 4,5 та знизити споживання енергії на 79 % у порівнянні з традиційною системою.

У роботі [5] наведено приклад успішного застосування теплонасосної системи подібного типу, яка була вперше впроваджена в Україні з метою забезпечення комфортного мікроклімату в холодний і теплий періоди року для різних режимів роботи типового критого басейну. Наведені в [5] характеристики роботи системи свідчать про досить високу енергетичну ефективність роботи подібної системи в холодний період року.

Оцінка термодинамічної ефективності роботи теплонасосної системи в спекотний період року для потреб кондиціювання проведена в роботі [6], в якій розглянута система відкритого типу з однократним використанням повітря. Отримані в роботі результати свідчать про високу ефективність роботи теплонасосних систем кондиціювання повітря, практичне використання яких в описаній авторами схемі, однак, обмежено високими значеннями температури скидного повітря після конденсатора теплового насоса. Одним із шляхів вирішення даної проблеми може бути реалізація рециркуляції відпрацьованого у басейні повітря. Однак ефективність роботи такої системи кондиціювання на сьогоднішній день є питанням відкритим і потребує детальної термодинамічної оцінки.

Мета та завдання

Метою статті є аналіз термодинамічної ефективності роботи теплонасосної схеми кондиціювання повітря з його рециркуляцією для критого басейну в спекотний період року в залежності від параметрів роботи системи і зовнішнього повітря.

Опис роботи схеми

На рис. 1 наведено принципову схему теплонасосної системи кондиціювання повітря з рециркуляцією у закритому плавальному басейні. Робочий процес теплового обробки повітря в системі кондиціювання в h-d діаграмі зображено на рис. 2.

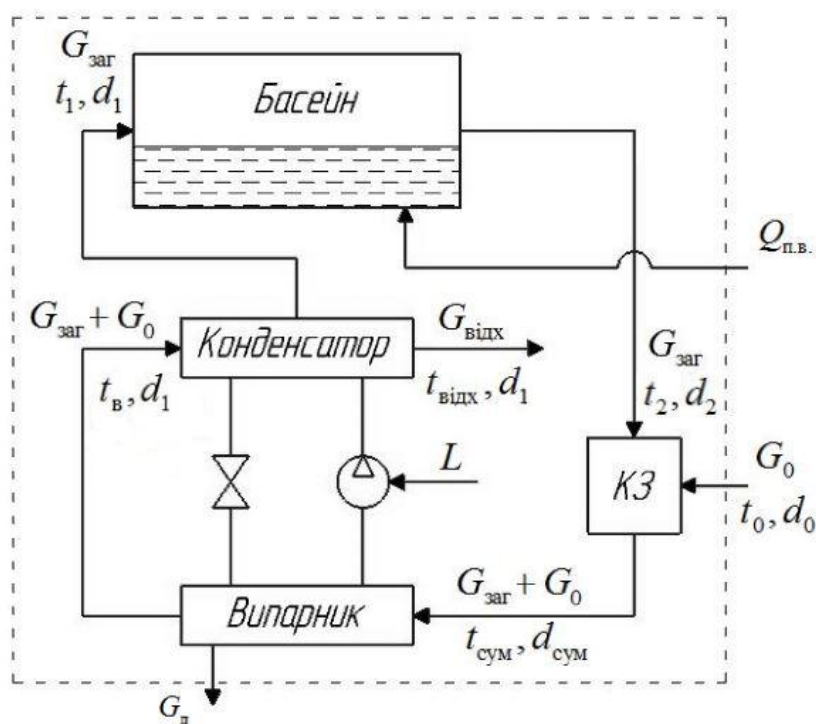


Рис. 1. Принципова схема теплонасосної системи кондиціювання повітря плавального басейну: КЗ – камера змішування.

У стаціонарному режимі роботи установки потік повітря витратою $G_{\text{заг}}$ та параметрами t_1, d_1 надходить у приміщення басейну. Після його проходження повітря з параметрами t_2, d_2 подається до камери змішування (КЗ), де змішується із потоком свіжого повітря G_0 з параметрами t_0, d_0 . Отримана суміш з параметрами $t_{\text{сум}}, d_{\text{сум}}$ та загальною витратою $(G_{\text{заг}} + G_0)$ надходить до випарника теплового насоса. У випарнику, завдяки теплообміну між повітрям і холодильним агентом, відбувається видалення частки вологи (G_d) із суміші внаслідок його охолодження і осушення до параметрів $t_в, d_1$. Після

випарника потік повітря ($G_{\text{заг}} + G_0$) надходить до конденсатора ТН для потреб його охолодження. Частина нагрітого таким чином у конденсаторі ТН повітря ($G_{\text{заг}}$) із заданими параметрами t_1, d_1 надходить у басейн. Інша частина повітря із конденсатора ($G_{\text{відх}}$) з параметрами $t_{\text{відх}}, d_{\text{відх}}$ видаляється в атмосферу. Цикл повторюється.

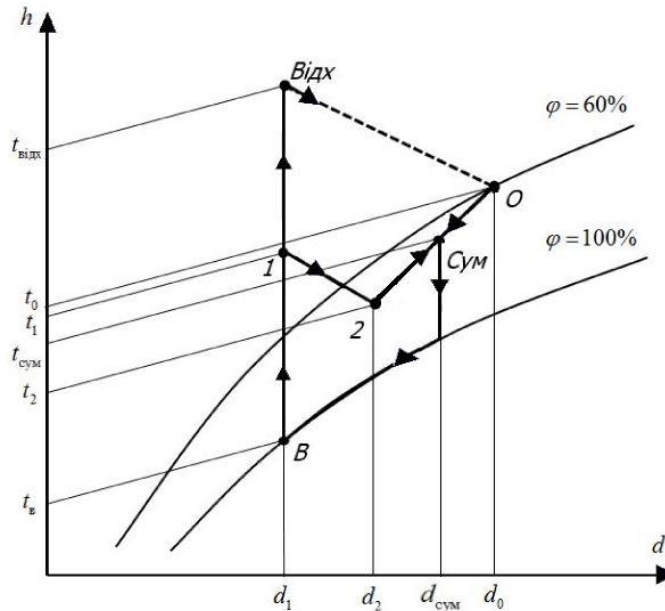


Рис. 2. Діаграма процесу тепловологообробки повітря в системі кондиціонування плавального басейну.

Аналітичний аналіз схеми

Підтримка заданих технологічних параметрів у характерних вузлових точках схеми забезпечується за допомогою теплового насоса, у конденсаторі якого відбувається розподіл повітря і за допомогою камери змішування.

Частку зовнішнього повітря, підведеного до КЗ (по відношенню до загального потоку повітря через приміщення басейну), в загальному випадку можна виразити відношенням

$$K_0 = G_0 / G_{\text{заг}} \quad (1)$$

Величина коефіцієнта K_0 є регульованим параметром системи і впливає, в першу чергу, на температуру потоку $G_{\text{відх}}$, що видаляється із системи після конденсатора ТН. Значення температури повітря $t_{\text{відх}}$ після конденсатора може бути визначене із загальновідомого рівняння для ентальпії потоку вологого повітря $h_{\text{відх}}$, яка, в свою чергу, визначається із рівняння теплового балансу схеми в цілому, що має наступний вигляд

$$L + Q_{\text{п.в.}} + Q_0 = Q_{\text{відх}} + Q_{\text{д}}, \quad (2)$$

де L – робота приводу компресора ТН, кВт; $Q_{\text{п.в.}}$ – кількість теплоти, що підводиться до води басейну для компенсації теплових втрат внаслідок випаровування вологи, кВт; Q_0 – кількість теплоти, що підводиться до системи з зовнішнім повітрям; $Q_{\text{відх}}$ – кількість теплоти, що видаляється в навколишнє середовище з повітрям після конденсатора, кВт. $Q_{\text{д}}$ – кількість теплоти, що видаляється в дренаж з конденсатом із випарника, кВт (в розрахунках можна знехтувати).

Робота приводу компресора ТН визначається як

$$L = Q_{\text{вип}}^{\text{ТН}} / (\varphi - 1), \quad (3)$$

де $Q_{\text{вип}}^{\text{ТН}}$ – теплове навантаження випарника ТН, кВт, яке визначається за співвідношенням

$$Q_{\text{вип}}^{\text{ТН}} = (G_{\text{заг}} + G_0)(h_{\text{сум}} - h_{\text{в}}). \quad (4)$$

Кількість теплоти, що підводиться до системи з зовнішнім повітрям

$$Q_0 = G_0 h_0. \quad (5)$$

Кількість теплоти, що видаляється в атмосферу з потоком відпрацьованого повітря із конденсатора

$$Q_{\text{відх}} = G_0 h_{\text{відх}}. \quad (6)$$

Кількість теплоти, що підводиться до води у басейні

$$Q_{\text{п.в.}} = \frac{Cr}{3600} F_6, \quad (7)$$

де r – питома теплота пароутворення, Дж/кг; F_6 – площа дзеркала басейну, м²; C – питома кількість вологи, що виділяється з поверхні дзеркала басейну, кг/(м² · год).

Питому кількість вологи, що виділяється з поверхні дзеркала басейну за годину, можна визначити за емпіричною формулою Бязіна-Крумме

$$C = 0,118 + 0,01995\bar{a} \frac{P_{\text{вод}} - P_{\text{пов}}}{133,3}, \quad (8)$$

де $P_{\text{вод}}$ – тиск водяних парів насиченого повітря при температурі повітря, що дорівнює заданій температурі води, Па; $P_{\text{пов}}$ – парціальний тиск водяних парів при заданій температурі і відносній вологості повітря в залі басейну, Па; \bar{a} – коефіцієнт зайнятості басейну людьми (приймаємо $\bar{a} = 0,4$ для невеликих громадських басейнів).

Загальна витрата повітря через приміщення басейну визначається за формулою

$$G_{\text{заг}} = C_1 F_6, \quad (9)$$

де C_1 – питома витрата повітря, яку необхідно подавати в приміщення басейну для підтримання в ньому комфортних умов перебування, кг/(м² · с). Величина C_1 може бути визначена з умови видалення вологи, що утворюється внаслідок випаровування води при заданій різниці вологовмісту повітря на виході та вході в приміщення басейну за співвідношенням

$$C_1 = \frac{\left[\frac{C}{3600} + \frac{\alpha(t_{\text{пов}} - t_{\text{вод}})}{r} \right]}{d_2 - d_1}, \quad (10)$$

де $\alpha(t_{\text{пов}} - t_{\text{вод}})/r$ – питома кількість вологи, що виділяється з дзеркала басейну за рахунок конвективної тепловіддачі від повітря до води, кг/(м² · с); α – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до поверхні дзеркала ванни басейну (в розрахунковому аналізі приймаємо згідно з [7]), Вт/(м² · К); $t_{\text{пов}}$ – температура повітря в приміщенні басейну, °С; $t_{\text{вод}}$ – температура води в басейні, °С.

Таким чином, відповідне рівняння для визначення $h_{\text{відх}}$ з урахуванням вищенаведених рівнянь (1) – (10) матиме вигляд

$$h_{\text{відх}} = h_0 + \frac{(K_0 + 1)(h_{\text{сум}} - h_b) \frac{1}{\varphi - 1} + \frac{Cr}{3600 C_1}}{K_0}, \quad (11)$$

де φ – коефіцієнт трансформації теплоти ТН; h_0 – ентальпія свіжого припливного повітря, кДж/кг; h_b – ентальпія повітря перед конденсатором ТН, кДж/кг; $h_{\text{сум}}$ – ентальпія повітря перед випарником ТН (на виході із КЗ), кДж/кг.

Коефіцієнт трансформації теплоти ТН для ідеального циклу роботи ТН з урахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі може бути визначений як

$$\varphi = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_b - \Delta t_b}{273 + t_{\text{відх}} + \Delta t_k}}, \quad (12)$$

де t_b , $t_{\text{відх}}$ – температури повітря на виході із випарника та конденсатора ТН відповідно, °С; Δt_b , Δt_k – різниці температур повітря і холодильного агента ТН на виході із випарника і конденсатора відповідно, °С. У відповідності з [8] для ТН типу «повітря-повітря» можна прийняти $\Delta t_b = 10^\circ\text{C}$, $\Delta t_k = 10^\circ\text{C}$.

Температура повітря на виході із випарника ТН може бути визначена за допомогою h-d діаграми вологого повітря на лінії $\varphi = 100\%$, або із інтерполяційного рівняння

$$t_b = \frac{\ln(226, 2d_b)}{0,0596}, \quad (13)$$

в якому $d_b = d_1$.

Ентальпія потоку повітря на виході із КЗ $h_{\text{сум}}$ (у рівнянні (11)) може бути визначена на основі теплового балансу камери змішування

$$Q_0 + Q_2 = Q_{\text{сум}}, \quad (14)$$

де $Q_2 = G_{\text{заг}} h_2$ – кількість теплоти, що надходить у КЗ від басейну, кВт; $Q_{\text{сум}} = (G_{\text{заг}} + G_0) h_{\text{сум}}$ – кількість теплоти, що надходить у випарник ТН, кВт.

З урахуванням вищенаведеного

$$h_{\text{сум}} = \frac{K_0 h_0 + h_2}{1 + K_0}. \quad (15)$$

Отримані параметри потоків повітря у вузлових точках схеми дозволяють перейти до визначення термодинамічної ефективності роботи схеми кондиціонування при заданих параметрах повітря $t_1, \Delta d = d_2 - d_1$ та різних значеннях температури, відносної вологості зовнішнього повітря та частки свіжого припливного повітря, величина якої виражається коефіцієнтом K_0 .

Ефективність роботи теплового насоса, який в режимі кондиціонування працює як холодильна машина, можна в даному випадку оцінити величиною холодильного коефіцієнта

$$\varepsilon_{\text{тн}} = \varphi - 1. \quad (16)$$

Холодильний коефіцієнт ТН, як і коефіцієнт трансформації теплоти, залежить лише від умов роботи самого ТН, тобто від температурного рівня процесів теплообміну, що проходять у випарнику та конденсаторі ТН. Тому для характеристики ефективності роботи всієї теплонасосної системи кондиціонування більш доцільно використати комплексний показник (холодильний коефіцієнт всієї схеми), який можна представити наступним чином

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{Q_{\text{хол}}}{L}, \quad (17)$$

де $Q_{\text{хол}} = G_{\text{заг}} (h_0 - h_1)$ – холодильна потужність, що продукується на вході в приміщення басейну.

З урахуванням рівнянь (1), (3), (4), вираз (17) можна записати наступним чином

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{(\varphi - 1)(h_0 - h_1)}{(1 + K_0)(h_{\text{сум}} - h_b)} = \frac{\varepsilon_{\text{тн}}(h_0 - h_1)}{(1 + K_0)(h_{\text{сум}} - h_b)}. \quad (18)$$

Розрахунковий аналіз схеми

Розрахунковий аналіз представленої схеми проводився шляхом реалізації побудованої математичної моделі методом послідовних наближень.

При цьому було розглянуто рекреаційний басейн з параметрами $t_{\text{пов}} = 30^\circ\text{C}$, $t_{\text{вод}} = 28^\circ\text{C}$. Параметри навколишнього припливного повітря змінювались у діапазоні температур $t_0 = 30...36^\circ\text{C}$ при значеннях відносної вологості повітря $\varphi = 50; 60; 70\%$ та різних частках свіжого припливного повітря у діапазоні $K_0 = 0,3...1,0$. Приріст вологовмісту при проходженні приміщення басейну дорівнював $\Delta d_{2-1} = 1; 2; 3 \text{ г}_{\text{вол}}/\text{кг}_{\text{сп}}$.

Для визначення температур повітря на вході та виході з басейну із теплового балансу приміщення басейну визначено температурний перепад між припливним та витяжним повітрям

$$\Delta t = \frac{\alpha(t_{\text{пов}} - t_{\text{вод}})(d_2 - d_1)}{\left[\frac{C}{3600} + \frac{\alpha(t_{\text{пов}} - t_{\text{вод}})}{r} \right] c_{\text{сп}}}. \quad (19)$$

де $c_{\text{сп}}$ – питома теплоємність сухого повітря, кДж/(кг·°C).

Температури повітря на вході та виході з приміщення басейну

$$t_1 = t_{\text{пов}} + \Delta t/2, \quad t_2 = t_{\text{пов}} - \Delta t/2. \quad (20)$$

Реалізація побудованої математичної моделі дозволяє отримати залежності характерних параметрів роботи розглянутої теплонасосної системи від зміни температури та відносної вологості навколишнього припливного повітря та різних значеннях приросту вологовмісту повітря при проходженні приміщення басейну Δd_{2-1} .

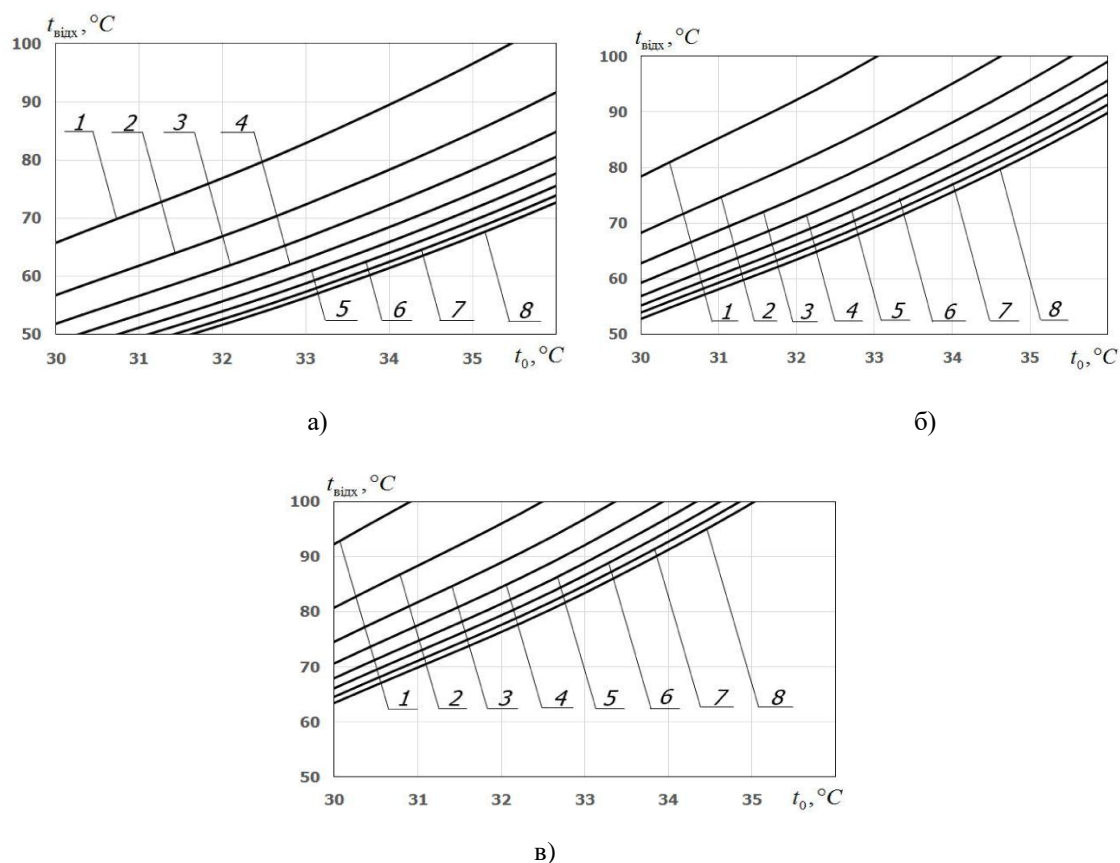


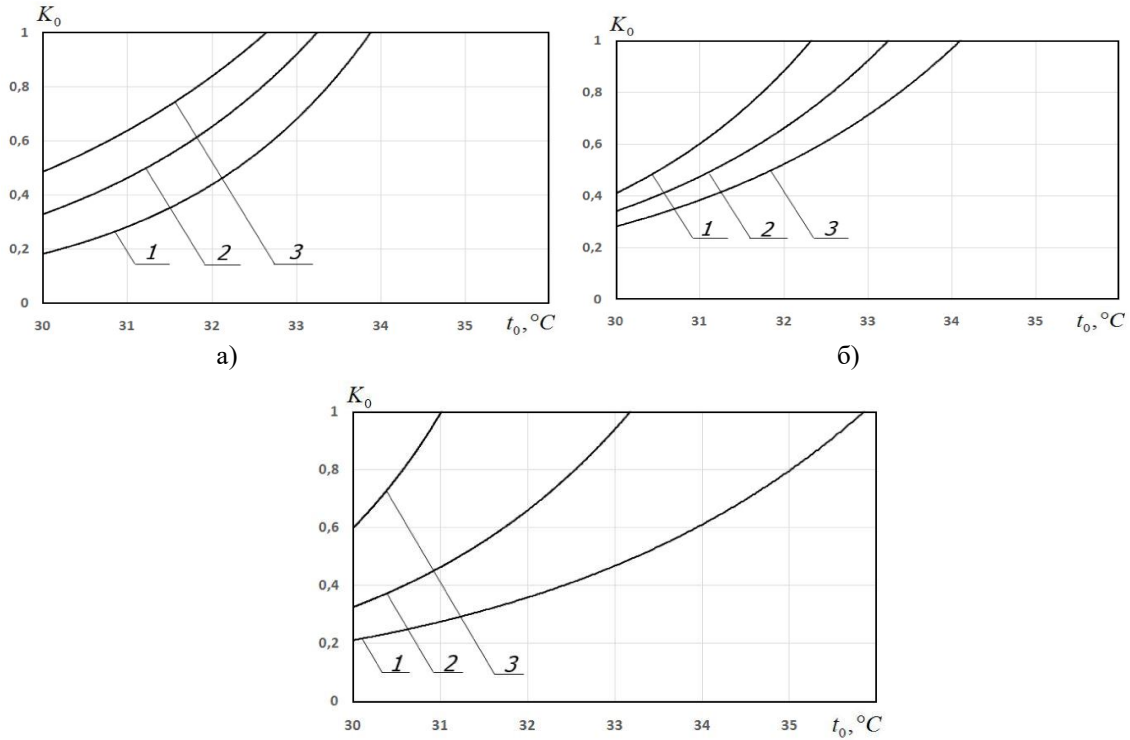
Рис. 3. Залежність температури повітря, що видаляється із конденсатора ТН, від температури зовнішнього повітря при $\Delta d_{2-1} = 2 \Gamma_{\text{вол}} / \text{кг}_{\text{сп}}$:
 а) $\varphi = 50\%$; б) $\varphi = 60\%$; в) $\varphi = 70\%$; (1 – $K_0 = 0,3$; 2 – $K_0 = 0,4$; 3 – $K_0 = 0,5$; 4 – $K_0 = 0,6$;
 5 – $K_0 = 0,7$; 6 – $K_0 = 0,8$; 7 – $K_0 = 0,9$; 8 – $K_0 = 1,0$).

Як видно з рис. 3в), підвищення температури і відносної вологості свіжого припливного повітря призводить до суттєвого росту температури потоку на виході із конденсатора ТН. При цьому підвищення K_0 дозволяє суттєво знизити температуру $t_{\text{вих}}$, що пов'язано зі збільшенням потоку повітря, що проходить через конденсатор ТН. Це в свою чергу дозволяє знизити температурні технічні вимоги до самого теплового насоса.

У зв'язку з цим, з практичної точки зору важливою є картина зміни робочого діапазону коефіцієнта K_0 , в залежності від параметрів свіжого припливного повітря та граничних значень $t_{\text{вих}}$, які може забезпечити конкретний тепловий насос (рис. 4).

Як видно з рисунка, зі збільшенням температури свіжого повітря значення K_0 , при експлуатації розглянутої теплонасосної системи, необхідно збільшувати. При цьому, зниження приросту вологовмісту повітря Δd_{2-1} при проходженні басейну (рис. 4а), як і забезпечення відносно високих температур $t_{\text{вих}}$ після конденсатора ТН (рис. 4б) дозволяє суттєво розширити робочий діапазон експлуатації теплонасосної системи кондиціонування по t_0 . Однак, відносна вологість припливного повітря грає домінуючу роль в можливості експлуатації системи у теплий період року (рис. 4в). Відносно низькі значення вологості свіжого повітря ($\varphi \approx 50\%$) дозволяють використовувати розглянуту теплонасосну систему для потреб кондиціонування повітря практично у всьому прийнятному діапазоні зміни $t_0 = 30 \dots 36^\circ\text{C}$.

Для оцінки ефективності роботи наведеної теплонасосної системи кондиціонування повітря закритого плавального басейну доцільно розглянути графіки залежності холодильного коефіцієнта ТН та схеми в цілому (рис. 5).

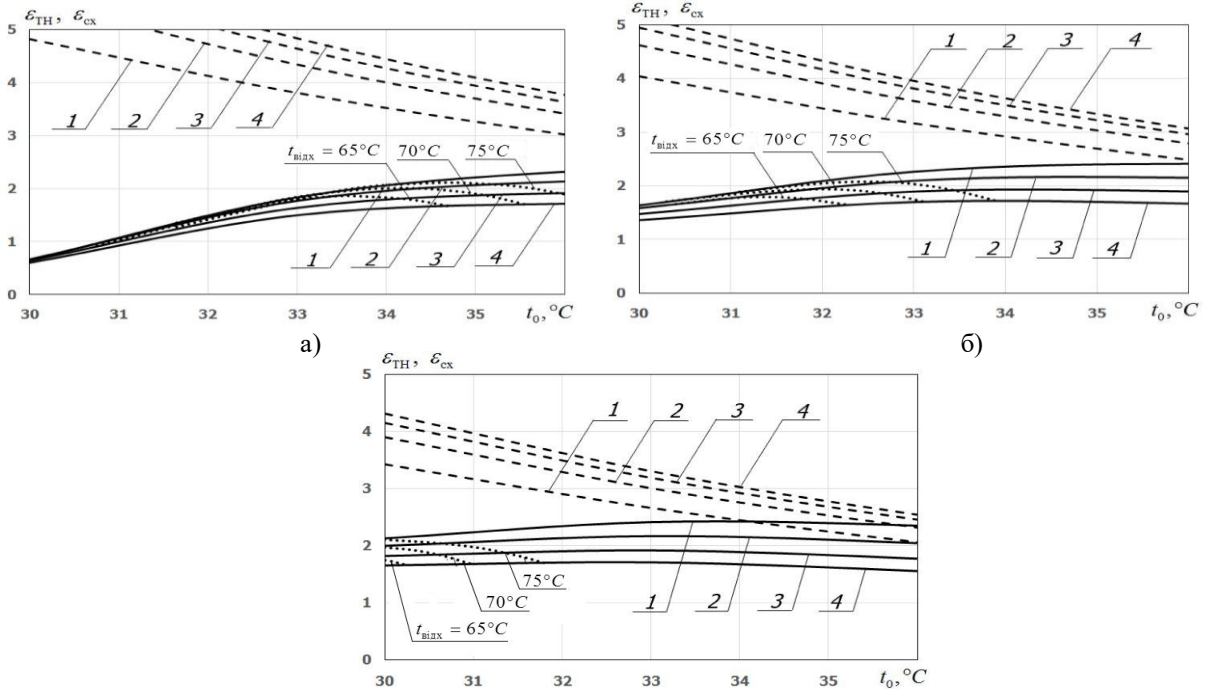


в)

Рис. 4. Залежність частки зовнішнього повітря, підведеного до КЗ, від температури навколишнього повітря при: а) $\varphi = 60\%$, $t_{\text{вдх}} = 70^\circ\text{C}$ (1 – $\Delta d_{2-1} = 1 \text{ г}_{\text{вол}}/\text{кг}_{\text{сп}}$, 2 – $\Delta d_{2-1} = 2 \text{ г}_{\text{вол}}/\text{кг}_{\text{сп}}$, 3 – $\Delta d_{2-1} = 3 \text{ г}_{\text{вол}}/\text{кг}_{\text{сп}}$);

б) $\varphi = 60\%$, $\Delta d_{2-1} = 2 \text{ г}_{\text{вол}}/\text{кг}_{\text{сп}}$ (1 – $t_{\text{вдх}} = 65^\circ\text{C}$, 2 – $t_{\text{вдх}} = 70^\circ\text{C}$, 3 – $t_{\text{вдх}} = 75^\circ\text{C}$);

в) $\Delta d_{2-1} = 2 \text{ г}_{\text{вол}}/\text{кг}_{\text{сп}}$, $t_{\text{вдх}} = 70^\circ\text{C}$ (1 – $\varphi = 50\%$, 2 – $\varphi = 60\%$, 3 – $\varphi = 70\%$)



в)

Рис. 5. Залежність холодильного коефіцієнта ТН (штрихові лінії) та холодильного коефіцієнта теплонасосної схеми (суцільні лінії) від температури навколишнього повітря при $\Delta d_{2-1} = 2 \text{ г}_{\text{вол}}/\text{кг}_{\text{сп}}$:

а) $\varphi = 50\%$; б) $\varphi = 60\%$; в) $\varphi = 70\%$. (1 – $K_0 = 0,4$; 2 – $K_0 = 0,6$; 3 – $K_0 = 0,8$; 4 – $K_0 = 1,0$).

Аналізуючи рис. 5 (з урахуванням залежностей на рис. 3), можна зробити висновок, що з підвищенням температури навколишнього повітря відбувається розширення температурних рамок циклу роботи ТН, що призводить до погіршення умов його роботи та суттєвого зниження холодильного коефіцієнта ТН. Однак реалізація повної рециркуляції відпрацьованого у приміщенні басейну повітря дозволяє частково «зберігати» холод у системі циркуляції, що не тільки не знижує (рис. 5в), а й за малих значень відносної вологості (рис. 5а) підвищує загальну ефективність роботи системи (ϵ_{cx}). Разом з тим спостерігається протилежний вплив на величини ϵ_{th} та ϵ_{cx} збільшення частки свіжого припливного повітря у системі: підвищення K_0 дозволяє інтенсивніше охолоджувати конденсатор ТН (знижуючи $t_{відх}$), що призводить до підвищення коефіцієнту трансформації ТН, а отже і ϵ_{th} . З іншого боку, збільшення частки припливного повітря G_0 на одиницю $G_{зар}$ призводить до «виносу» виробленого у ТН та акумульованого за рахунок багатократної рециркуляції холоду із системи, а це в свою чергу – до зниження ϵ_{cx} .

Важливим висновком із наведених на рис. 5 графіків є наявність робочих областей теплонасосної системи кондиціонування, які обмежені в першу чергу значенням відносної вологості свіжого припливного повітря та максимальними температурами відхідного повітря із конденсатора (обумовленими технічними характеристиками ТН). Так, при $\varphi \leq 50\%$ та $t_{відх} = 70^\circ\text{C}$ (рис. 5а) експлуатація теплонасосної системи можлива у всьому діапазоні прийнятих значень t_0 . Разом з тим, така система практично не може бути застосована при високих $\varphi \geq 70\%$ (рис. 5в). Проміжне значення у цьому випадку займає робота системи при $\varphi \approx 60\%$, яка практично може бути застосована до значень $t_0 \leq 33...34^\circ\text{C}$.

В цілому слід зазначити, що в порівнянні зі схемою без рециркуляції, але з охолодженням конденсатора ТН атмосферним повітрям [6], не зважаючи на утилізацію холоду відпрацьованого повітря за рахунок рециркуляції, дана схема характеризується більш низькими значеннями холодильного коефіцієнта схеми, що пов'язано з більш високим тепловим навантаженням випарника теплового насосу. Можливості схеми також обмежені за робочим діапазоном зміни температури зовнішнього повітря, що можна пояснити труднощами відведення надлишкової теплоти схеми в навколишнє середовище при скиданні повітря з низьким вологовмістом, який за даною схемою дорівнює вологовмісту повітря на вході в приміщення басейну. Тому доцільно розглянути рециркуляційну схему з розміщенням камери змішування після теплового насосу і скиданням відпрацьованого повітря в навколишнє середовище при максимальному вологовмісті в системі, яке дорівнює вологовмісту свіжого атмосферного повітря.

Висновки

1. Застосування розглянутої схеми кондиціонування повітря басейну з рециркуляцією відпрацьованого повітря забезпечує деяке підвищення холодильного коефіцієнта схеми з підвищенням температури навколишнього середовища, але не дозволяє досягти високої термодинамічної ефективності і значного підвищення граничної температури зовнішнього повітря.

2. Для подальшого підвищення термодинамічної ефективності схеми кондиціонування повітря доцільно розглянути рециркуляційну схему з розміщенням камери змішування після теплового насосу і скиданням відпрацьованого повітря в навколишнє середовище при максимальному вологовмісті в системі.

Список літератури

1. Бондарь Е.С., Калугин П.В. Тепловой насос – энергетически эффективная составляющая систем кондиционирования воздуха // Тепловые насосы. – 2011. – № 2. – С. 25–30.
2. Peng Sun, Jing Yi Wu, Ru Zhu Wang, Yu Xiong Xu. Analysis of indoor environmental conditions and heat pump energy supply systems in indoor swimming pools // Energy and Buildings. – 2011. – Vol. 43. – С. 1071 – 1080.
3. Chow, T. T., Bai Y., Fong K.F., Lin Z. Analysis of a solar assisted heat pump system for indoor swimming pool water and space heating // Applied Energy. – 2012. – Vol. 100. – С. 309 – 317.
4. Olcay Kincay, Zafer Utlu, Ugur Akbulut. Technical and Economic Performance Analysis of Utilization of Solar Energy in Indoor Swimming Pools, An Application // Journal of Solar Energy Engineering. – 2011. – Vol. 134. – С. 300 – 309.
5. Мацевитый Ю.М., Чиркин Н.Б., Богданович Л.С., Клепанда А.С. Внедрение теплонасосных технологий // Экологические и ресурсосбережение. – 2008. – № 3. – С. 4 – 10.
6. Безродний М.К., Кутра Д.С., Сергієнко І.В. Термодинамічна ефективність теплонасосної системи кондиціонування повітря в закритому плавальному басейні в спекотний період року // Наукові вісті НТУУ «КПІ». — 2015. — №1. — С. 7 — 12.
7. Краснов, Ю. С. Системы вентиляции и кондиционирования. – М.: Техносфера, 2006. – 288 с.

8. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.

M.K. Bezrodny, D.S. Kutra, I.V. Serhienko

National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute»

EFFICIENCY OF RECIRCULATING HEAT PUMP AIR CONDITIONING SYSTEM IN THE INDOOR SWIMMING POOL DURING THE HOT SEASON

The thermodynamic efficiency of recirculating heat pump air conditioning system in the indoor pool during the hot season are analyzed in the article, depending on the parameters of the system and the outside air. A mathematical model of the recirculation heat pump air conditioning system are developed, the implementation of which was a quantitative method of successive approximations.

The dependences for the parameters of air in characteristic points system and coefficient of heat pump air conditioning system are received.

There are shown that with increasing temperature and relative humidity of the outside air expanding the temperature scope of the heat pump cycle that distort his work and a significant reduction in coefficient of heat pump of performance and heat pump coefficient of performance of the scheme.

Use of heat pump air conditioning system in the indoor swimming pool with recirculation of exhaust air increase the cooling coefficient of scheme with increasing of ambient temperature, but do not allow to achieve of high thermodynamic efficiency and a significant increase of boundary ambient temperature.

Keywords: heat pump, swimming pool, conditioning, air recirculation.

1. Bondar E.S. Heat pump - energy efficiency part in air-conditioning systems / E.S. Bondar, P.V. Kalugin // *Тепловы насосы*. – 2011. – № 2. – P. 25 – 30. (Rus.)

2. Peng Sun. Analysis of indoor environmental conditions and heat pump energy supply systems in indoor swimming pools / Peng Sun, Jing Yi Wu, Ru Zhu Wang, Yu Xiong Xu // *Energy and Buildings*. – 2011. – Vol. 43. – P. 1071 – 1080.

3. Chow T.T. Analysis of a solar assisted heat pump system for indoor swimming pool water and space heating / T.T. Chow, Y. Bai, K.F. Fong, Z. Lin // *Applied Energy*. – 2012. – Vol. 100. – P. 309 – 317.

4. Olcay Kincay. Technical and Economic Performance Analysis of Utilization of Solar Energy in Indoor Swimming Pools, An Application / Olcay Kincay, Zafer Utlu, Ugur Akbulut // *Journal of Solar Energy Engineering*. – 2011. – Vol. 134. – P. 300 – 309.

5. Macevityj Y.M. Implementation of heat pump technology / Y.M. Macevityj, N.B. Chirkin, L.S. Bohdanovich, A.S. Klepanda // *Ekotehnologii i resursosberezhenie*. – 2008. – № 3. – P. 4 – 10. (Rus.)

6. Bezrodny M.K. Thermodynamic efficiency of heat pump air conditioning system in the indoor swimming pool during the hot season / M.K. Bezrodny, D.S. Kutra, I.V. Serhienko // *Naukovi visti NTUU «KPI»*. – 2015. – № 1. – P. 7 – 12. (Ukr.)

7. Morozjuk T.V. Theory of chillers and heat pumps / T.V. Morozjuk. – Odessa: Negociant. – 2006. – 712p.

8. Krasnov Y.S. Ventilation and air conditioning systems / Y.S. Krasnov. – Moskva: Tehnosfera. – 2006. – 288 p.

УДК 621.577

М.К. Безродный, д-р техн. наук, профессор
Д.С. Кутра, канд. техн. наук; И.В. Сергиенко

Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт» ЭФФЕКТИВНОСТЬ РЕЦИРКУЛЯЦИОННОЙ ТЕПЛОНАСОСНОЙ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА В ЗАКРЫТОМ ПЛАВАТЕЛЬНОМ БАССЕЙНЕ В ЖАРКИЙ ПЕРИОД ГОДА

В статье проведен анализ термодинамической эффективности теплонасосной схемы кондиционирования воздуха с рециркуляцией для крытого бассейна в жаркий период года в зависимости от параметров работы системы и наружного воздуха. Построена математическая модель работы рециркуляционной теплонасосной системы кондиционирования воздуха, реализация которой была проведена численным методом последовательных приближений.

Получены зависимости для определения параметров воздуха в характерных точках системы и холодильного коэффициента теплонасосной системы кондиционирования.

Показано, что с повышением температуры и относительной влажности наружного воздуха происходит расширение температурных рамок цикла работы теплового насоса, что приводит к

ухудшенню умов його роботи і суттєвому зниженню холодильного коефіцієнта теплового насоса і холодильного коефіцієнта теплонасосної схеми.

Определено, что применение рассматриваемой схемы кондиционирования воздуха бассейна с рециркуляцией отработанного воздуха обеспечивает повышение холодильного коэффициента схемы с повышением температуры окружающей среды, но не позволяет достичь высокой термодинамической эффективности и повышения предельной температуры наружного воздуха.

Ключевые слова: тепловой насос, бассейн, кондиционирование, рециркуляция.

Надійшла 15.04.2015

Received 15.04.2015

УДК 620.97

В. А. Єрошенко, д-р техн. наук, професор

В. М. Сліденко, канд. техн. наук, доцент

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

ГЕТЕРОГЕННІ ЛІОФОБНІ СИСТЕМИ – ПОТУЖНІ ДИСИПАТОРИ ЕНЕРГІЇ КОЛИВАНЬ В ГІДРОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ

Представлено результати досліджень впливу функціонування гетерогенних ліофобних систем (ГЛС) на процес дисипації енергії в гідромеханічних коливальних системах.

На спеціально створеному мультиплікаторному стенді встановлено, що рівень дисипації енергії коливань в реальному гідроприводі може бути близьким до 90%.

Декремент затухання коливання 1,6...2,1. Підтверджена висока ефективність розсіювання механічної енергії за допомогою гетерогенних ліофобних систем в діапазоні частот 0...15 Гц.

Запропоновані раціональні області практичного застосування ГЛС для потужного розсіювання механічної енергії в різних областях техніки

Ключові слова: дисипація енергії, гетерогенні ліофобні системи, репульсивні клатрати, декремент затухання, енергія коливань.

Вступ.

Проблема надійного функціонування технічної системи, наприклад гірничої машини з гідромолотом, у значній мірі залежить від ефективності затухання коливань, породжених робочим органом [1]. Одним із ефективних способів гасіння енергії коливань може бути застосування в гідроприводі нетрадиційних робочих тіл.

В Інституті енергозбереження та енергоменеджменту НТУУ "КПІ", в лабораторії фундаментальних та прикладних досліджень в області термомолекулярної енергетики проводяться дослідження з розробки і створення нового робочого тіла – гетерогенної ліофобної системи (ГЛС) або репульсивних клатратів (РК) з використанням поверхневих явищ у високодисперсних системах [2-4], а Центром енергозберігаючих імпульсно-хвильових конструкцій, технологій та навчальних систем проводяться дослідно-конструкторські розробки по практичному застосуванню ГЛС.

Гетерогенна ліофобна система – це ансамбль «капілярно-пористе тверде тіло - рідина, що не змочує це тіло» із значною питомою міжфазною поверхнею (200 – 1800 м²/г). Примусова, дією зовнішніх чинників, інтрузія рідини в пори твердого ліофобного тіла під тиском $p_{им}$ супроводжується примусовим розвитком міжфазної поверхні і накопиченням системою великої поверхневої енергії Гіббса. При цьому, зменшення об'єму ГЛС обумовлюється об'ємом пор твердої матриці. Самочинна екструзія рідини з порового простору матриці під тиском $p_{екс}$ повертає систему в початковий стан. Тиск самочинної екструзії $p_{екс}$ майже на порядок менше, ніж тиск примусової інтрузії $p_{им}$. Величезний гістерезис $H = p_{им} - p_{екс}$ в процесах тиск-розширення ГЛС пояснює природу надзвичайно високої дисипації механічної енергії у порівнянні зі спроможністю в'язких рідин (традиційні робочі тіла і засоби розсіювання енергії [5]). Питома об'ємна енергія дисипації за допомогою ГЛС в 10...100 разів перевищує той же показник для в'язких рідин [4, 6].