

РАЗДЕЛ 3 ХОЛОДИЛЬНЫЕ И СОПУТСТВУЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ

УДК 697.94.(075)

В.Й. Лабай, О.В. Лабай, Д.І. Гарасим

Національний університет «Львівська політехніка», вул. Ст. Бандери, 12, м. Львів, 79013

МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ МІКРОКЛІМАТУ В ПРИМІЩЕННІ ЗА ВИКОРИСТАННЯ SPLIT-КОНДИЦІОНЕРІВ

В статті пропонується метод визначення з допомогою I-d – діаграми параметрів мікроклімату в приміщенні при використанні split-кондиціонерів.

Ключевые слова: Параметри мікроклімату – Split-кондиціонер – I-d – діаграма

The method of determination with I-d – parameters diagram extension of indoor microclimate which was created with air split-conditioners was elaborated in this article.

Keywords: Parameters of microclimate – Air split-conditioner – I-d – diagram

I. ВСТУП

Здоров'я, працездатність, та і просто самопочуття людини значною мірою визначаються умовами мікроклімату і повітряного середовища в житлових і громадських приміщеннях, де вона проводить значну частину свого часу.

В міру насичення будинків сучасним обладнанням забезпечення мікроклімату в його приміщеннях, зокрема split-кондиціонерами, все очевиднішим стає вираз: «Приміщення будинку – це машина для життя».

Якщо говорити за фізіологічну дію на людину навколишнього повітря, то слід нагадати, що чоловік в добу споживає біля 3 кг їжі і 15 кг повітря. Що це за повітря, яка його свіжість і чистота, душно, гаряче або холодно чоловіку в приміщенні, здебільшого залежить від інженерних систем, спеціально призначених для забезпечення повітряного комфорту.

Серед систем, що створюють комфортний мікроклімат у приміщенні, можна особливо виділити систему кондиціонування повітря. Повітряне опалення, суміщене з вентиляцією, створює в приміщенні достатньо задовільний мікроклімат і забезпечує сприятливі умови повітряного середовища. Система кондиціонування повітря уявляє собою систему вищого порядку (з більшими можливостями). Принципова перевага є в тому, що, окрім виконання задач вентиляції та опалення, система кондиціонування повітря дозволяє створювати сприятливий мікроклімат (комфортний рівень температури) в теплий (літній, гарячий) період року, завдяки використанню у своєму складі хладонової холодильної машини (split-кондиціонера).

Отже, підготування повітря в системах кондиціонування повітря може включати його охолодження, нагрівання, осушування, очищення, фільтрацію (іонізацію тощо), причому система дозволяє підтримувати в приміщенні задані кондиції повітря незалежно від рівня і коливань метеорологічних

параметрів зовнішнього повітря, а також змінних надходжень в приміщення теплоти і вологи [1].

Під час обслуговування приміщень split-кондиціонерами актуальною є задача визначення параметрів мікроклімату в цих приміщеннях, яка не висвітлена в науково-технічній літературі [1, 2].

II. ОСНОВНА ЧАСТИНА

Мета роботи – розроблення методу визначення параметрів мікроклімату в житлових і громадських приміщеннях, обладнаних split-кондиціонерами.

Розглянемо цю задачу на конкретному прикладі кондиціонування повітря в приміщенні загального призначення у м. Одесі (розрахункові параметри зовнішнього повітря: температура $t_{зБ} = 28,6^{\circ}\text{C}$; питома ентальпія $I_{зБ} = 62,0$ кДж/кг; відносна вологість $\varphi_{зБ} = 53\%$).

Приймаємо параметри внутрішнього повітря (коли $t_{зБ} \leq 30^{\circ}\text{C}$) в кондиціонованому приміщенні (у випадку, коли надлишки теплоти і вологи в приміщенні дорівнюватимуть робочим холодопродуктивності кондиціонера і кількості конденсату, який випадатиме у кондиціонері, тобто за усталеного режиму роботи кондиціонера):

– температуру

$$\begin{aligned} t_{в} &= 20 + 0,63 \cdot (t_{зБ} - 22) = \\ &= 20 + 0,63 \cdot (28,6 - 22) \approx 24^{\circ}\text{C}; \end{aligned} \quad (1)$$

– відносну вологість

$$\varphi_{в} = \varphi_{зБ} + (5 \dots 10) = 53 + 7 = 60 \%. \quad (2)$$

Нехай у кондиціонованому приміщенні надлишки повної теплоти $Q_{надл}^п = 1800$ Вт, а вологи – $W_{надл} = 0,8$ кг/год. За надлишками повної теплоти з каталогу фірми «Sanyo» приймаємо до встанов-

лення split-кондиціонер, для якого стандартні холодопродуктивність $Q_x^{CT} = 2020 \text{ Вт} > Q_{\text{надл}}^{\text{п}}$, кількість конденсату $W_{\text{конд}}^{CT} = 0,9 \text{ кг/год} > W_{\text{надл}}$ (за $t_3^{CT} = 35^\circ\text{C}$; $\varphi_3^{CT} = 40\%$, а $t_B^{CT} = 27^\circ\text{C}$; $\varphi_B^{CT} = 46\%$) та об'ємна продуктивність за повітрям $L_K = 450 \text{ м}^3/\text{год}$.

Визначаємо робочі холодопродуктивність та кількість конденсату для кондиціонера за такими формулами [2]:

$$Q_x^{\text{роб}} = Q_x^{CT} \cdot [1 + (t_B - t_B^{CT}) \cdot 0,035 + (t_3^{CT} - t_3) \cdot 0,02] = 2020 \cdot [1 + (24 - 27) \cdot 0,035 + (35 - 28,6) \cdot 0,02] = 2067 \text{ Вт}; \quad (3)$$

$$W_{\text{конд}}^{\text{роб}} = W_{\text{конд}}^{CT} \cdot [1 + (t_B - t_B^{CT}) \cdot 0,035] = 0,9 \cdot [1 + (27 - 24) \cdot 0,035] = 1,0 \text{ кг/год}. \quad (4)$$

Розраховуємо кутові коефіцієнти процесу зміни стану рециркуляційного повітря у випарнику кондиціонера і процесу асиміляції тепло- і вологонадлишків у приміщенні припливним повітрям з кондиціонера:

$$\varepsilon_{\text{конд}} = \frac{Q_x^{\text{роб}} \cdot 3,6}{W_{\text{конд}}^{\text{роб}}} = \frac{2067 \cdot 3,6}{1,0} = 7441 \text{ кДж/кг}; \quad (5)$$

$$\varepsilon_{\text{прим}} = \frac{Q_{\text{надл}}^{\text{п}} \cdot 3,6}{W_{\text{надл}}} = \frac{1800 \cdot 3,6}{0,8} = 8100 \text{ кДж/кг}. \quad (6)$$

Визначаємо густину внутрішнього (рециркуляційного) повітря та масову продуктивність кондиціонера за повітрям:

$$\rho_B = \frac{353}{273 + t_B} = \frac{353}{273 + 24} = 1,19 \text{ кг/м}^3; \quad (7)$$

$$G_K = L_K \cdot \rho_B = 450 \cdot 1,19 = 536 \text{ кг/год}. \quad (8)$$

Далі будуємо відповідні процеси зміни стану вологого повітря на $I-d$ – діаграмі (рис. 1).

Спочатку наносимо на $I-d$ – діаграму точку B' ($t_B = 24^\circ\text{C}$; $\varphi_{B'} = 60\%$) і за кутовим коефіцієнтом ($\varepsilon_{\text{конд}} = 7441 \text{ кДж/кг}$) проводимо через цю точку промінь до перетину з кривою відносної вологості $\varphi = 100\%$ у точці F . Ізотерма, яка проходить через точку F , має температуру $t_F = 11,4^\circ\text{C}$, що відповідає температурі поверхні випарника. Температура t_F для кондиціонерів є функцією температури t_B .

У випадку, коли надлишки повної теплоти і вологи у приміщенні точно співпадали б з робочими холодопродуктивністю кондиціонера і кількістю конденсату, що випадає у кондиціонері, то процеси зміни стану вологого повітря у приміщенні і випарнику кондиціонера проходили б за променем

$B'F$ і на ньому можна було б знайти точку Π' , яка відповідала б стану припливного повітря, за перетину з питомою ентальпією

$$I_{\Pi'} = I_{B'} - \frac{Q_x^{\text{роб}} \cdot 3,6}{n \cdot G_K} = 52,2 - \frac{2067 \cdot 3,6}{1 \cdot 536} = 38,3 \text{ кДж/кг}, \quad (9)$$

для якої температура $t_{\Pi'} = 15,2^\circ\text{C}$ ($n = 1$ – кількість кондиціонерів).

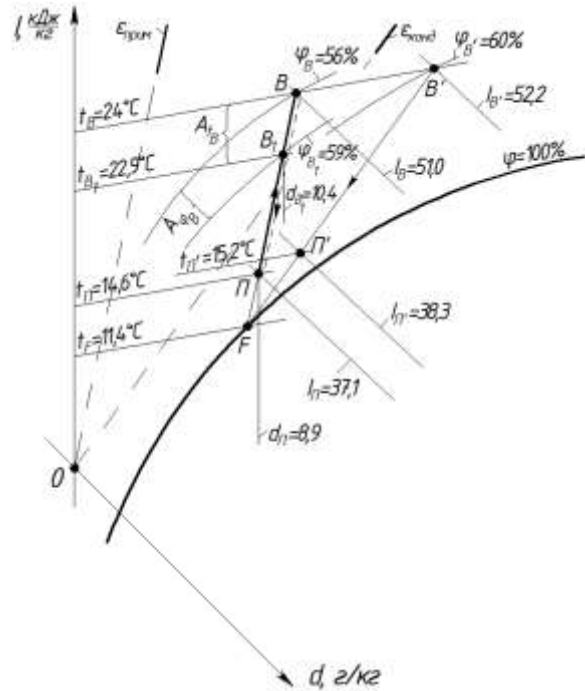


Рисунок 1 – Зображення на $I-d$ – діаграмі процесів зміни стану вологого повітря

Після цього з точки F проводимо за кутовим коефіцієнтом ($\varepsilon_{\text{прим}} = 8100 \text{ кДж/кг}$) пряму до перетину з ізотермою $t_B = 24^\circ\text{C}$ у точці B , для якої маємо $\varphi_B = 56\%$, $I_B = 51,0 \text{ кДж/кг}$.

За перетину променя BF та ізоентальпи

$$I_{\Pi} = I_B - \frac{Q_x^{\text{роб}} \cdot 3,6}{n \cdot G_K} = 51,0 - \frac{2067 \cdot 3,6}{1 \cdot 536} = 37,1 \text{ кДж/кг}, \quad (10)$$

отримуємо точку Π , яка відповідає стану припливного повітря, для якої $t_{\Pi} = 14,6^\circ\text{C}$, $d_{\Pi} = 8,9 \text{ г/кг}$.

Отже, отриманий промінь ΠB описує процес асиміляції тепло- і волого надлишків в приміщенні припливним повітрям з кондиціонера, коли б він працював безперервно, а $B\Pi$ – відповідно процес

охолодження та осушування рециркуляційного повітря у випарнику кондиціонера.

Визначаємо кількість конденсату, який може фактично випасти на поверхні випарника кондиціонера за його безперервної роботи:

$$W_{\text{конд}}^{\text{факт}} = \frac{Q_x^{\text{роб}} \cdot 3,6}{\epsilon_{\text{прим}}} = \frac{2067 \cdot 3,6}{8100} = 0,92 \text{ кг/год.} \quad (11)$$

У зв'язку з тим, що робоча холодопродуктивність та фактична кількість конденсату для кондиціонера є вищі за надлишки теплоти та вологи в приміщенні, то кондиціонер працюватиме періодично, а можливе відхилення параметрів внутрішнього повітря визначатиметься точкою B_1 , яку знаходимо на перетині променя BF з прямою сталого вологовмісту

$$\begin{aligned} d_{B_1} &= d_{\Pi} + \frac{1000 \cdot W_{\text{надл}}}{n \cdot G_k} = \\ &= 8,9 - \frac{1000 \cdot 0,8}{1 \cdot 536} = 10,4 \text{ г/кг,} \end{aligned} \quad (12)$$

Для точки B_1 маємо $t_{B_1} = 22,9^\circ\text{C}$; $\phi_{B_1} = 59\%$

В результаті отримаємо амплітуду коливання температури у приміщенні:

$$A_{t_B} = t_B - t_{B_1} = 24 - 22,9 = 1,1^\circ\text{C} \quad (13)$$

та – відносної вологості:

$$A_{\phi_B} = \phi_{B_1} - \phi_B = 59 - 56 = 3\%. \quad (14)$$

III. ВИСНОВКИ

Отже, нами наведений розроблений метод визначення параметрів мікроклімату в житлових і громадських приміщеннях, обладнаних split-кондиціонерами.

Остаточо, можна зробити висновок, що у випадку, коли кількість конденсату, яка може випасти на поверхні випарника кондиціонера, перевищує надлишки вологи у приміщенні, то відповідні процеси зміни стану вологого повітря відхиляються на $I-d$ – діаграмі вліво, що призводить до зменшення відносної вологості у приміщенні.

Аналогічно, можна провести розрахунок для випадку, коли кількість конденсату, яка може випасти на поверхні випарника кондиціонера, є меншою надлишків вологи у приміщенні. Тоді відповідні процеси зміни стану вологого повітря відхиляються на $I-d$ – діаграмі вправо, що призведе до підвищення відносної вологості у приміщенні.

ЛІТЕРАТУРА

1. **Ананьев В.А.** Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика: учеб. пособие.- 2-е изд. / В.А. Ананьев, Л.Н. Балугев, А.Д. Гальперин и др. – М.: «Евроклимат», изд. «Арина», 2000. – 416 с.
2. **Богословский В.Н.** Кондиционирование воздуха и холодоснабжение: учебник для вузов / В.Н. Богословский, О.Я. Кокорин, Л.В. Петров. – М.: Стройиздат, 1985. – 367 с.

Получена в редакции 07.02.2013, принята к печати 08.02.2013