

ЗАЛЕЖНІСТЬ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО ККД СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ВІД ВНУТРІШНЬОЇ ТЕМПЕРАТУРИ В ЧИСТИХ ПРИМІЩЕННЯХ

© Гарасим Д. І., Лабай В. Й., 2015

У сучасних технологіях, пов'язаних з перетворенням енергії, а саме у системах кондиціонування повітря, важливе місце займають обладнання і процеси, об'єктивна оцінка ступеня енергетичної досконалості яких може бути встановлена тільки на основі їх термодинамічного аналізу. Класичний апарат цієї науки часто виявляється недостатнім для виконання нових завдань; необхідний не тільки його подальший розвиток, але й поєднання з елементами системного підходу та економіки.

Наведено інноваційну математичну дослідницьку модель центральної прямотечійної системи кондиціонування повітря чистого приміщення з метою комп'ютерного оцінювання її енергетичної ефективності на основі ексергетичного ККД залежно від різних факторів, що впливають на її роботу. Завдяки цій моделі отримано залежність ексергетичного ККД η_e вибраної системи кондиціонування від параметрів внутрішнього повітря, а саме: температури t_b і вологовмісту d_b . Встановлено, що вплив вологовмісту d_b на ексергетичний ККД η_e системи є незначним. Показано, що цю систему кондиціонування повітря бажано використовувати за вищих температур внутрішнього повітря, а саме, наприклад, $t_b = 30$ °С, що дасть можливість отримати найвищий ексергетичний ККД η_e , а значить отримати економічно найвигодніший варіант використання вибраної системи кондиціонування повітря.

Ключові слова: ексергетичний баланс, системи кондиціонування повітря, чисті приміщення, енергетична ефективність.

In modern technologies, which are related to energy transformation, namely in the air conditioning systems, important place are occupied by equipment and processes, the objective estimation of value of its energy perfection can be defined only on the basis of thermodynamic analysis. Classic apparatus of this science is often insufficient to solve new tasks; it is necessary not only to its further development, but its combination with the elements of a systematic approach and economy. Innovation mathematical research model of the central straight flow air conditioning system for cleanroom in order to computer's estimation its energy effective by virtue of exergetic output-input ratio depending on different factors, which have influence on its work, was described in this article. The dependence of exergetic output-input ratio for chosen air conditioning system η_e on parameters of indoor air, namely temperature t_{in} and moisture content d_{in} was defined thanks to this model. It is found, that the effect of moisture content d_{in} on exergetic output-input ratio η_e of the system is minor. It is shown that the chosen air conditioning system should be preferably used at higher indoor air temperatures, namely, for example $t_{in} = 30$ °С, that will give the opportunity to gain the highest exergetic output-input ratio η_e , which means to gain the most advantageous economical variant of exploitation of chosen air conditioning system.

Key words: exergy balance, air conditioning systems, cleanrooms, energy efficiency.

Постанова проблеми

Для сучасних технологій, пов'язаних з перетворенням енергії, до яких належать системи кондиціонування повітря, важливе місце займає підвищення їх енергоефективності, а це можливо з використанням інновацій термодинаміки, а саме ексергетичного аналізу [3–5]. Ексергетичний аналіз вказує на розташування, величину і джерела термодинамічних незворотностей в енерготехнологічній системі (ЕТС).

Ця інформація для ЕТС є необхідною і достатньою для підвищення термодинамічної ефективності системи, а також призначена для порівняння різних енергоперетворювальних систем за їх показниками.

Отже, зменшення витрат енергії, споживаної системами кондиціонування повітря (СКП), диктує необхідність їх оптимізації, що найповніше може бути досягнуто на основі ексергетичного аналізу, який враховує не тільки кількість, але й якість витраченої енергії [7, 8].

Описання об'єкта аналізу та інноваційної дослідницької моделі

Метою кондиціонування повітря є підтримання у деякому обмеженому просторі (у даному випадку у чистому приміщенні) певних параметрів повітря. Звичайно регулюванню підлягає температура t_v і відносна вологість ϕ_v повітря, а у чистих приміщеннях це ще й концентрація пилюнок x_v у повітрі [1, 2].

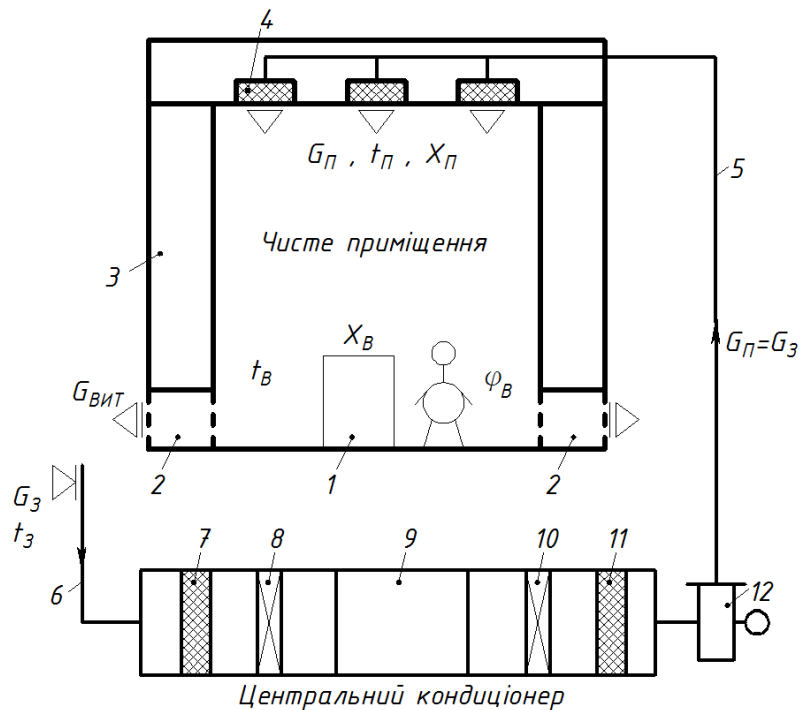


Рис. 1. Принципова схема центральної прямотечійної системи кондиціонування повітря чистого приміщення:

- 1 – технологічне обладнання;
- 2 – витяжні канали; 3 – шлюзові приміщення;
- 4 – фільтри припливного повітря у приміщення;
- 5 – припливний повітропровід; 6 – повітрязабірна шахта;
- 7 – фільтр зовнішнього повітря;
- 8 – повітрянагрівник I підігрівання;
- 9 – камера зрошення;
- 10 – повітрянагрівник II підігрівання;
- 11 – фільтр припливного повітря у кондиціонері;
- 12 – вентиляторний агрегат

Як приклад можна розглянути центральну прямотечійну СКП чистого приміщення, схематично зображену на рис. 1. Робота такої системи залежить від домінуючих у навколишньому (зовнішньому) середовищі умов, тобто від температури і вологовмісту повітря зовнішнього середовища, від яких, відповідно, залежать температура і вологовміст внутрішнього повітря у приміщенні. Повітря з навколишнього середовища через повітрязабірну шахту 6 забирається центральним кондиціонером, очищається у фільтрі зовнішнього повітря 7, далі проходить через повітрянагрівник I підігрівання 8, охолоджується та осушується за політропою у камері зрошення 9, підігрівається у повітрянагрівнику II підігрівання 10, а відтак вентиляторним агрегатом 12 подається у чисте приміщення через фільтр припливного повітря 11 у центральному кондиціонері, припливні повітропроводи 5 та фільтри припливного повітря 4 на вході у приміщення.

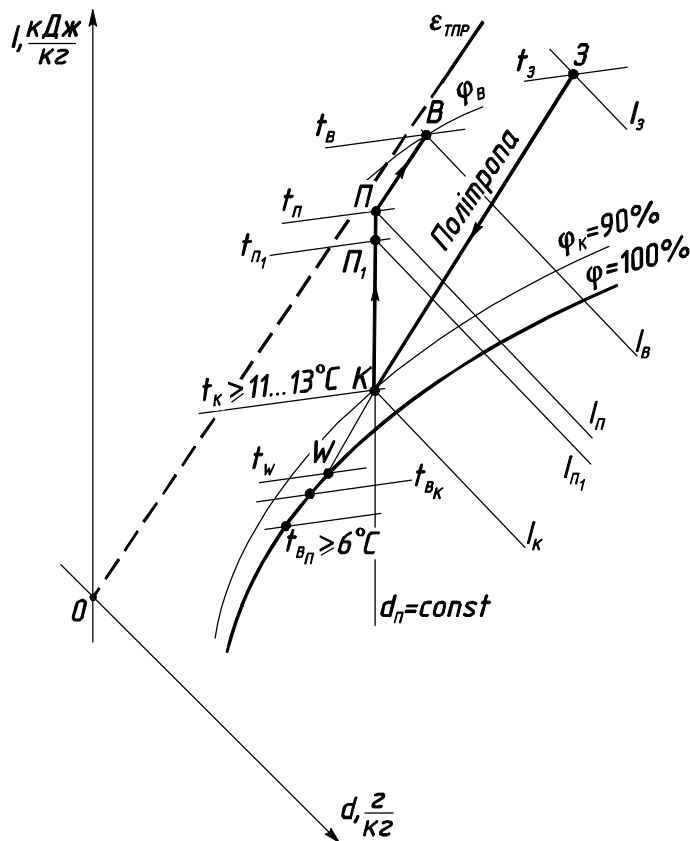


Рис. 2. Зображення процесів зміни стану вологого повітря у прямотечійній СКП в ТПР на I - d -діаграмі: $ЗК$ – процес політропного оброблення (охолодження та осушування) повітря $G_{к.зр} = G_{п}$ у камері зрошення; $КП_1$ – процес нагрівання повітря $G_{п}$ у повітрянагрівнику II підігрівання; $П_1П$ – підігрівання повітря $G_{п}$ на $1^\circ C$ у вентиляторі та припливному повітропроводі; $ПВ$ – процес асиміляції тепло- і вологонадлишків у чистому приміщенні припливним повітрям $G_{п}$ з кондиціонера

Розглянемо роботу цієї СКП у ТПР, коли вологовміст $d_B < d_3$ і температура $t_B < t_3$. На рис. 2 наведена у системі координат I, d послідовність зміни параметрів повітря, яке проходить через різне обладнання центральної прямотечійної системи кондиціонування повітря чистого приміщення у ТПР. У дослідженнях прийнято масову продуктивність СКП, порашовану за кількістю пилинок, $G = 10000$ кг/год, параметри зовнішнього повітря змінювались у межах $t_3 = 26-42$ °C; $d_3 = 9,3-15,9$ г/кг (відповідно, питома ентальпія $I_3 = 49,8-83,2$ кДж/кг; відносна вологість $\phi_3 = 27-54$ %), барометричний тиск $p_3 = 1010$ гПа; параметри внутрішнього повітря відповідно – $t_B = 23-30$ °C; $\phi_B = 50$ % (відповідно, $d_B = 8,8-13,4$ г/кг; $I_B = 45,5-64,4$ кДж/кг); різниця температур між внутрішнім і припливним повітрям залежно від теплонадлишків у чистому приміщенні $\Delta t_{п} = t_B - t_{п} = 1,5-6,0$ °C; кутовий коефіцієнт процесу асиміляції тепло- і вологонадлишків у чистому приміщенні припливним повітрям з кондиціонера $\epsilon = 9942-16867$ кДж/кг; температура води (холодоносія) для камери зрошення: початкова $t_{вп} = 7,0-14,9$ °C; кінцева $t_{вк} = 9,8-17,3$ °C; температура теплоносія (води) для повітрянагрівника II підігрівання: початкова $t_{гар} = 70$ °C; кінцева $t_{зв} = 42$ °C. Для забезпечення умови $d_B < d_3$ співвідношення між вологовмістами зовнішнього і внутрішнього повітря приймали такими: $d_3 = d_B + (0,5...2,5)$, г/кг.

Послідовність змін, які відбуваються з вологим повітрям, що проходить через різне обладнання системи кондиціонування повітря, наведені на рис. 2. Побудова на I - d -діаграмі виконана згідно з [6]. Параметри повітря у характерних точках процесу (рис. 2) встановлювались за прий-

нятими значеннями параметрів для зовнішнього повітря та підраховувались на запропонованій математичній моделі за відомими аналітичними залежностями для вологого повітря.

Витрату холоду на оброблення повітря у камері зрошення (холодопродуктивність камери зрошення) у ТПР визначали за формулою:

$$Q_x = G_{\Pi} \cdot (I_3 - I_K) \times 0,278, \text{ Вт}, \quad (1)$$

а витрату теплоти на II підігрівання повітря у ТПР за такою формулою:

$$Q_2 = G_{\Pi} \cdot (I_{\Pi_1} - I_K) \times 0,278, \text{ Вт}, \quad (2)$$

де I_3 , I_K , і I_{Π_1} – питома ентальпія повітря у відповідних точках процесів зміни стану вологого повітря у прямотечійній СКП в ТПР на I-d-діаграмі (табл. 1), кДж/кг.

У цій роботі використовувалась створена інноваційна математична дослідницька модель центральної прямотечійної системи кондиціонування повітря чистого приміщення, за допомогою якої проводилось комп'ютерне оцінювання енергоефективності цієї системи на основі ексергетичного ККД залежно від різних факторів, що впливають на роботу системи. У цій моделі складались матеріальний, тепловий (енергетичний) та ексергетичний баланси даної системи, які враховували всі можливі варіанти її роботи в реальних умовах [7, 8].

Для раціональної оцінки досконалості вказаної СКП застосовували поняття ексергетичного ККД, який визначався як відношення приросту ексергії повітря у кондиціонованому приміщенні $E_{\text{вих}}$ до ексергії приводу СКП $E_{\text{вх}}$, яка витрачалась на підтримання процесу [3–5, 7,8]:

$$\eta_e = \frac{E_{\text{вих}}}{E_{\text{вх}}} \quad (3)$$

Ексергетичний ККД, який характеризує ефективність роботи центральної прямотечійної системи кондиціонування чистого приміщення у ТПР, визначали за формулою:

$$\eta_e = \frac{\Delta E_{\text{ПВ}}}{\Delta E_{\text{к.зр}} + \Delta E_{\text{нагр}} + \Delta E_{\text{ПВ}} + \Delta E_{\text{вит}} + N_{\text{сп}}^{\text{х.в}} + N_{\text{сп}}^{\text{г.в}} + N_{\text{сп}}^{\text{вент}} + N_{\text{сп}}^{\text{ХМ}}}, \quad (4)$$

де $\Delta E_{\text{ПВ}} = E_{\Pi} - E_B$ – зменшення ексергії кондиціонованого повітря у чистому приміщенні, Вт; E_{Π} і E_B – відповідно, ексергія припливного і внутрішнього повітря у чистому приміщенні, Вт; $\Delta E_{\text{к.зр}} = E_K - E_3$ – зростання ексергії повітря у камері зрошення, Вт; E_3 і E_K – відповідно, ексергія зовнішнього повітря і повітря в кінці камери зрошення, Вт; $\Delta E_{\text{нагр}} = E_K - E_{\Pi_1}$ – зменшення ексергії повітря у повіронагрівнику II підігрівання, Вт; E_{Π_1} і E_K – відповідно, ексергія повітря в кінці і на початку повіронагрівника II підігрівання, Вт; $\Delta E_{\text{вит}} = E_B - E_3$ – втрата ексергії з витяжним повітрям з чистого приміщення, Вт; $N_{\text{сп}}^{\text{х.в}}$ – споживана потужність насосом холодної води для камери зрошення, Вт; $N_{\text{сп}}^{\text{г.в}}$ – споживана потужність насосом гарячої води для повіронагрівника II підігрівання, Вт; $N_{\text{сп}}^{\text{вент}}$ – споживана потужність двигуном вентилятора прийнятого центрального кондиціонера, Вт; $N_{\text{сп}}^{\text{ХМ}}$ – споживана потужність холодильної машиною для центрального кондиціонера, Вт.

Величини, що входять у формулу (4), визначали так:

$$\Delta E_{\text{ПВ}} = G_{\Pi} \cdot (e_{\Pi} - e_B) \times 0,278, \text{ Вт}, \quad (5)$$

де e_{Π} і e_B – відповідно, питома ексергія припливного і внутрішнього повітря у чистому приміщенні (табл. 1), кДж/кг;

$$\Delta E_{к.зр} = G_{к.зр} \cdot (e_K - e_3) \times 0,278, \text{ Вт}, \quad (6)$$

де e_3 і e_K – відповідно, питома ексергія зовнішнього повітря та охолодженого і осушеного у камері зрошення повітря (табл. 1), кДж/кг;

$$\Delta E_{нагр} = G_{II} \cdot (e_K - e_{II_1}) \times 0,278, \text{ Вт}, \quad (7)$$

де e_{II_1} – питома ексергія нагрітого у повітронагрівнику II підігрівання повітря (табл. 1), кДж/кг;

$$\Delta E_{вит} = G_{II} \cdot (e_B - e_3) \times 0,278, \text{ Вт}. \quad (8)$$

За потреби зміну ексергії у тепловому процесі можна визначити за такою формулою:

$$\Delta E = Q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}} \right), \text{ Вт}, \quad (9)$$

де Q – тепловий потік, який має місце у тепловому процесі, Вт; $\bar{T} = 273 + 0,5(t_1 + t_2)$ – абсолютна середня температура у тепловому процесі, К; t_1 і t_2 – відповідно, початкова і кінцева температури у тепловому процесі, °С.

Споживану потужність електродвигуна вентилятора для транспортування повітря визначали за формулою:

$$N_{СП}^{ВЕНТ} = N_{ВСТ}^{ВЕНТ} \cdot \eta_{ВЕНТ}, \text{ Вт}, \quad (10)$$

де $N_{ВСТ}^{ВЕНТ}$ – встановлена потужність двигуна вентилятора прийнятого центрального кондиціонера, Вт; $\eta_{ВЕНТ}$ – ККД вентилятора. Аналогічно визначали $N_{СП}^{X.B}$ і $N_{СП}^{Г.B}$.

Приймаючи коефіцієнт енергетичного класу холодильної машини $E.E.R. = 2,8$, визначали її споживану потужність за формулою

$$N_{СП}^{XM} = \frac{Q_x}{E.E.R.}, \text{ Вт}. \quad (11)$$

Значення питомих ексергій вологого повітря підраховувались так.

Питому ексергію вологого повітря у певних точках процесів, які характеризують роботу прямотечійної центральної СКП, визначали за такими формулами:

$$e = e_\phi + e_x, \text{ кДж/кг}, \quad (12)$$

де e_ϕ і e_x – відповідно, питома фізична і хімічна ексергія по відношенню до параметрів зовнішнього повітря (навколишнього середовища);

$$e_\phi = \left(\bar{c}_{с.пов} + \bar{c}_п \cdot \frac{d}{1000} \right) \cdot \left(T - T_0 - T_0 \cdot \ln \frac{T}{T_0} \right), \text{ кДж/кг}, \quad (13)$$

$\bar{c}_{с.пов} = 1,005$ кДж/(кг·К) і $\bar{c}_п = 1,86$ кДж/(кг·К) – відповідно, середня питома теплоємність (за сталого тиску) сухого повітря і водяної пари; T_0 і T – відповідно, абсолютна температура зовнішнього повітря (навколишнього середовища) і повітря у певній точці процесу, К ($273 + t = T$);

$$e_x = T_0 \cdot \left[\left(R_{с.пов} + R_п \cdot \frac{d}{1000} \right) \cdot \ln \frac{622 + d_0}{622 + d} + R_п \cdot \frac{d}{1000} \cdot \ln \frac{d}{d_0} \right], \text{ кДж/кг}, \quad (14)$$

$R_{c.пов} = 0,287$ кДж/(кг·К) і $R_{п} = 0,462$ кДж/(кг·К) – відповідно, газова стала сухого повітря і водяної пари; d_0 і d – відповідно вологовміст зовнішнього повітря (навколишнього середовища) і повітря у певних точках процесу, г/кг.

Результати розрахунків питомої ексергії вологого повітря у певних точках процесів, які характеризують роботу прямотечійної центральної СКП, зводимо у табл. 1.

Варто відзначити, що нами не були враховані втрати ексергії, пов'язані з втратою аеродинамічного тиску потоку повітря, які є порівняно незначними і ними можна знехтувати, а також невраховані втрати у навколишнє середовище, окрім цього прийнято, що процес зволоження у камері зрошення відбувається за політропою. Параметри, які характеризують стан повітря у всіх точках процесів для даної СКП, зведені в табл. 1.

Таблиця 1

Параметри точок, які характеризують стан вологого повітря під час роботи СКП

Точки на I-d-діаграмі	Температура t , °C	Питома ентальпія I , кДж/кг	Вологовміст d , г/кг	Відносна вологість ϕ , %	Питома ексергія e , кДж/кг
З (О)	26–42	49,8–83,2	9,3–15,9	27–54	0,0–0,0
В	23–30	45,5–64,4	8,8–13,4	50–50	0,0173–0,2707
П	21,5–24,0	43,5–57,3	8,6–13,0	54–69	0,0385–0,5900
П₁	20,5–23,0	42,4–56,2	8,6–13,0	57–74	0,0559–0,6542
К	13,3–19,7	35,1–52,8	8,6–13,0	90–90	0,2870–0,8925

Результати дослідницької роботи

Підставляючи отримані за розрахунками значення величин у формулу (4), розраховували значення ексергетичного ККД η_e для вказаної СКП залежно від внутрішніх температурних умов, а саме: температури t_B і вологовмісту d_B внутрішнього повітря, та подавали їх у вигляді відповідних залежностей на рис. 3 і на цій основі робили аналіз.

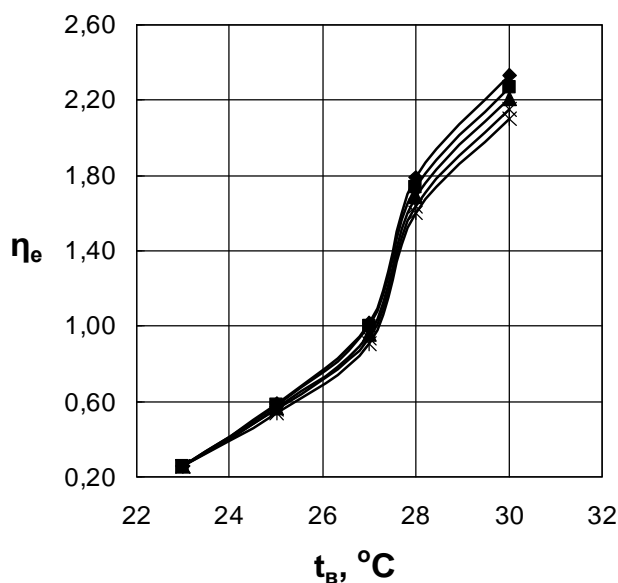


Рис. 3. Залежність ексергетичного ККД η_e центральної прямотечійної системи кондиціонування повітря чистого приміщення від температури t_B і вологовмісту внутрішнього повітря:
 1 ряд \blacklozenge – $d_B = 8,8$ г/кг;
 2 ряд \blacksquare – 9,9; 3 ряд \blacktriangle – 11,2; 4 ряд \times – 11,9;
 5 ряд \blackstar – 13,4

Аналізуючи отримані дані досліджень на рис. 3, можна дійти таких висновків. Загальне зростання температури внутрішнього повітря t_b від 23 до 30°C, тобто в 1,30 разу, за сталого вологовмісту внутрішнього повітря $d_b = 11,2$ г/кг у 3 ряду призводить до значного зростання значення ексергетичного ККД η_e від 0,26 до 2,21, тобто в 8,5 разу або на 750 %. Варто також зауважити (рис. 3), що за температури внутрішнього повітря $t_b = 30$ °C зростання вологовмісту внутрішнього повітря d_b від 8,8 до 13,4 г/кг, тобто в 1,52 разу, призводить до незначного зменшення значення ексергетичного ККД η_e від 2,33 до 2,10, тобто в 1,11 разу або на 11 %, чим за необхідності можна знехтувати. Тому вибрану систему кондиціонування повітря бажано використовувати за вищих температур внутрішнього повітря, а саме, наприклад $t_b = 30$ °C, що дасть можливість отримати найвищий ексергетичний ККД η_e , а значить отримати економічно найвигідніший варіант використання вибраної системи кондиціонування повітря.

Варто звернути увагу (рис. 3), що за температур внутрішнього повітря t_b від 23 до 27 °C маємо один закон зміни ексергетичного ККД η_e з середньою швидкістю зміни ексергетичного ККД у 3 ряду на цій початковій ділянці $\Delta\eta_e/\Delta t_b$ 0,175 1/°C, за температур внутрішнього повітря t_b від 27 до 28 °C – інший з середньою швидкістю зміни ексергетичного ККД у 3 ряду на цій початковій ділянці $\Delta\eta_e/\Delta t_b$ 0,73 1/°C, а за температури внутрішнього повітря t_b від 28 до 30 °C – ще інший з середньою швидкістю зміни ексергетичного ККД у 3 ряду на цій початковій ділянці $\Delta\eta_e/\Delta t_b$ 0,26 1/°C. Це пояснюється тим, що температура внутрішнього повітря у чистому приміщенні приймається по-різному до температури зовнішнього повітря $t_3 = 30$ °C і вище від неї.

Висновки

Використано інноваційну математичну дослідницьку модель центральної проточної системи кондиціонування повітря чистого приміщення, яку створили автори, для проведення комп'ютерного оцінювання енергоефективності цієї системи на основі ексергетичного ККД залежно від різних факторів, що впливають на роботу системи. Наведено залежність ексергетичного ККД η_e вибраної системи кондиціонування повітря чистого приміщення від температури t_b і вологовмісту d_b внутрішнього повітря. Встановлено, що вплив вологовмісту d_b на ексергетичний ККД η_e системи є незначним. Показано, що цю систему кондиціонування повітря бажано використовувати за вищих температур внутрішнього повітря, а саме, наприклад $t_b = 30$ °C, що дасть можливість отримати найвищий ексергетичний ККД η_e , а значить отримати економічно найвигідніший варіант використання вибраної системи кондиціонування повітря.

1. Федотов А. Е. Чистые помещения. Второе изд., перераб. и доп. – М. : АСИНКОМ, 2003. – 576 с. 2. ГОСТ ИСО 14644-1. Чистые помещения и связанные с ними контролируемые среды. Часть 1. Классификация чистоты воздуха. 3. Соколов Е. Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: учеб. пособие для вузов. / Е. Я. Соколов, В. М. Бродянский. – 2-е изд., перераб. – М. : Энергоиздат, 1981. – 320 с. 4. Шаргут Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела. – М. : Энергия, 1968. – 280 с. 5. Эксергетические расчеты технических систем: справ. пособие / В. М. Бродянский, Г. П. Верхивкер, Я. Я. Карчев и др. ; под ред. А. А. Долинского, В. М. Бродянского; Ин-т технической теплофизики АН УССР. – К. : Наук. думка, 1991. – 360 с. 6. Богословский В. Н. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение: Учебник для вузов / В. Н. Богословский, О. Я. Кокорин, Л. В. Петров. – М. : Стройиздат, 1985. – 367 с. 7. Labay V. Innovation model for energy effective investigations of air conditioning systems for cleanrooms / V. Labay, D. Narasym // ECONTechMOD – Lublin-Rzeszow: 2014. – Vol. 3, № 1. – P. 47–52. 8. Лабай В. Й. Дослідження ексергетичної ефективності систем кондиціонування повітря чистих приміщень / В. Й. Лабай, Д. І. Гарасим // Науково-технічний журнал “Холодильна техніка і технологія”, № 4 (150). – Одеса: ОНАХТ, 2014. – С. 47–53.