

ОЦІНЮВАННЯ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ
ЧИСТИХ ПРИМІЩЕНЬ ЗА ДІАГРАМОЮ ГРАССМАНА*аспірант Гарасим Д.І., д.т.н., проф. Лабай В.Й.*

Національний університет «Львівська політехніка»

ВСТУП. Ексергетичний метод термодинамічного аналізу енерготехнологічних систем (ЕТС), до яких належить система кондиціювання повітря чистого приміщення, заснований на широкому використанні поняття ексергії. Використання ексергетичного методу аналізу обґрунтоване у роботах Р.К. Клаузіуса, Дж.В. Гіббса, Ж. Гюї, А. Стодоли, Я. Шаргута та Р. Петели [3-5].

Ексергетичний метод є універсальним способом термодинамічного дослідження різних процесів перетворення енергії у ЕТС. Всі реально діючі процеси – незворотні, і у кожному випадку незворотність є причиною зниження досконалості процесу. Це відбувається не через втрати енергії, а через *зниження її якості* тому, що у незворотних процесах енергія не зникає, а знецінюється. Отже, кожне незворотне явище – це *причина безповоротного знецінення енергії*. Виконання ексергетичного аналізу для ЕТС дає можливість встановити втрати ексергії у кожному її елементі та підвищити ефективність роботи як кожного її елемента, так і ЕТС у цілому. Це і є основною метою ексергетичного методу аналізу ЕТС.

Під час дослідження ЕТС першою чергою складають матеріальний і тепловий баланси, а відтак ексергетичний.

Перед складанням ексергетичних балансів потрібно виділити ЕТС, яка підлягає дослідженню, для чого уявно відділяють її від інших об'єктів контрольною поверхнею, а ексергії всіх потоків речовини та ексергії, що проходять через неї включають в ексергетичний баланс.

Ексергетичний баланс для даної ЕТС, тобто системи кондиціювання повітря чистого приміщення, має такий вигляд:

$$E_{\text{вх}} = E_{\text{вих}} + \sum_{i=1}^n D_i, \text{ Вт}, \quad (1)$$

де $E_{\text{вх}}$ – ексергія приводу СКП, яка витрачається на підтримання процесу, Вт; $E_{\text{вих}}$ – приріст ексергії повітря у кондиціонованому приміщенні, Вт;

$\sum_{i=1}^n D_i$ – сума ексергетичних втрат ЕТС, Вт.

На основі ексергетичного балансу визначаються абсолютні або відносні характеристики ЕТС та її окремих частин і будується діаграма Грассмана, яка наочно відображає потоки і втрати ексергії у даній ЕТС.

Ексергетичний баланс будь-якої ЕТС складають на основі її принципової схеми (рис. 1).

Вочевидь, досконалість ЕТС та її елементів звичайно характеризує так званий ексергетичний ККД, який визначають з ексергетичного балансу, а са-

ме [3-5, 7-8]:

$$\eta_e = \frac{E_{\text{ВИХ}}}{E_{\text{ВХ}}} \quad (2)$$

Ексергетичний ККД дозволяє врахувати той факт, що енергія залежно від зовнішніх умов може мати різну цінність для практичного використання.

Розрахунки балансів і різних характеристик ЕТС, зокрема систем кондиціонування повітря, з врахуванням ексергії дає можливість вилучити часті помилки, які зустрічаються і пов'язані з ігноруванням якісного боку перетворень, та створюють умови для вирішення питання економії паливно-енергетичних ресурсів [6-8].

Суттєву допомогу за ексергетичного аналізу ЕТС, а у даному випадку центральної прямооточійної системи кондиціонування повітря (СКП) чистого приміщення, надає діаграма Грассмана потоків і втрат ексергії, яка і подана у цій статті.

ОПИСАННЯ ОБ'ЄКТУ 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_b і відносна вологість ϕ_b повітря, а у чистих приміщеннях це ще й концентрація пилюнок x_b у повітрі [1-2].

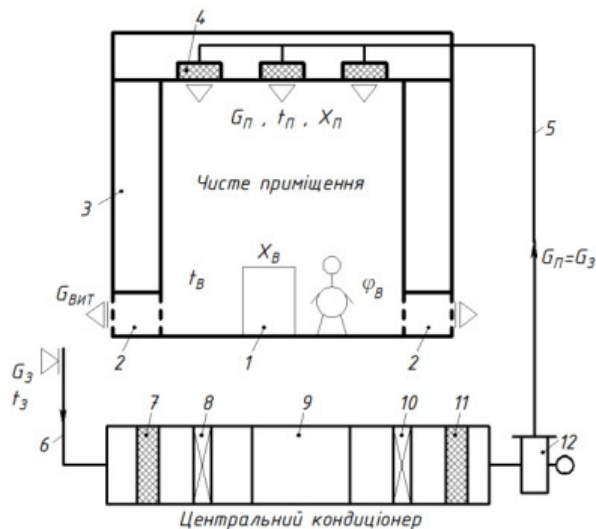


Рис. 1 – Принципова схема центральної прямооточійної системи кондиціонування повітря чистого приміщення:

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

Розглянемо технічні характеристики роботи досліджуваної СКП у ТІР, 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 прямооточійної системи кондиціонування повітря

чистого приміщення у ТПР. У дослідженнях прийнято масову продуктивність СКП, пораховану за кількістю пилинок, $G = 10000$ кг/год, параметри зовнішнього повітря вибрані такими: $t_3 = 26^\circ\text{C}$; $d_3 = 9,3$ г/кг (відповідно, питома ентальпія $I_3 = 49,8$ кДж/кг; відносна вологість $\varphi_3 = 44\%$), барометричний тиск $p_3 = 1010$ гПа; параметри внутрішнього повітря відповідно – $t_B = 23^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$ (відповідно, $d_B = 8,8$ г/кг; $I_B = 45,5$ кДж/кг); різниця температур між внутрішнім і припливним повітрям залежно від теплонадлишків у чистому приміщенні, а також температури зовнішнього повітря $\Delta t_{\Pi} = t_B - t_{\Pi} = 1,5^\circ\text{C}$; кутовий коефіцієнт процесу асиміляції тепло- і вологонадлишків у чистому приміщенні припливним повітрям з кондиціонера $\varepsilon = 9942$ кДж/кг; температура води (холодоносія) для камери зрошення: початкова $t_{B\Pi} = 8,9^\circ\text{C}$; кінцева $t_{BK} = 10,6^\circ\text{C}$; температура теплоносія (води) для повітряонагрівника II підігрівання: початкова $t_{\text{гар}} = 70^\circ\text{C}$; кінцева $t_{3B} = 42^\circ\text{C}$.

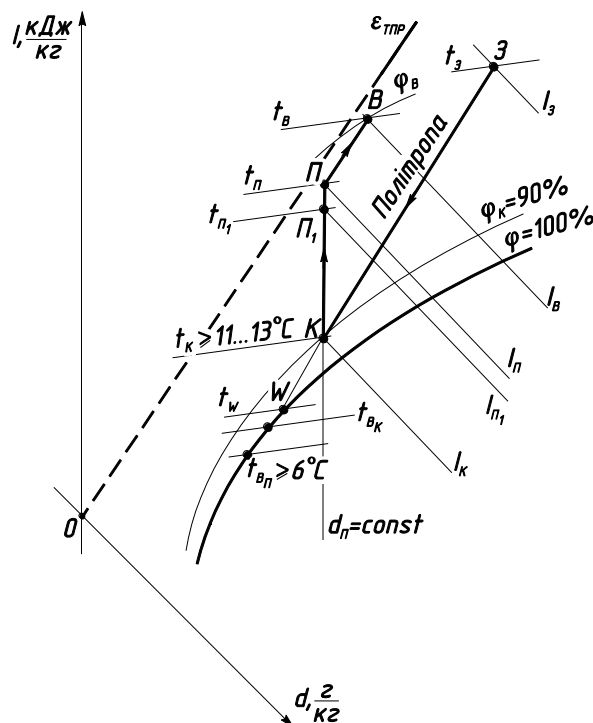


Рис. 2 – Зображення процесів зміни стану вологого повітря у прямотечійній СКП в ТПР на I-d – діаграмі:

ЗК – процес політропного оброблення (охолодження та осушування) повітря $G_{\text{к.зр}} = G_{\Pi}$ у камері зрошення; **КП1** – процес нагрівання повітря G_{Π} у повітряонагрівнику II підігрівання; **П1П** – підігрівання повітря G_{Π} на 1°C у вентиляторі та припливному повітропроводі; **ПВ** – процес асиміляції тепло- і вологонадлишків в чистому приміщенні припливним повітрям G_{Π} з кондиціонера.

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 прийнятими значеннями параметрів для зовнішнього повітря та підраховувались на запропоно-

ваній інноваційній математичній дослідницькій моделі за відомими аналітичними залежностями для вологого повітря.

Окрім цього, завдання дослідницької моделі – комп'ютерне оцінювання ексергетичної ефективності вибраної системи кондиціонування та втрат ексергії в її елементах залежно від різних факторів, що впливають на її роботу [7, 8]. Завдяки цій моделі отримано діаграму Грассмана потоків та втрат ексергії для вибраної системи кондиціонування за температури зовнішнього повітря 26°C.

Ексергетичний ККД, який характеризує ефективність роботи центральної прямооточної системи кондиціонування чистого приміщення у ТПР, визначали за формулою (2). Як визначали величини, що входять у формулу (2) подано у [7, 8].

Параметри, які характеризують стан повітря у всіх точках процесів для даної СКП, та результати розрахунків питомої ексергії вологого повітря у цих же точках зводимо у 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	49,8	9,3	44	0,0
В	23	45,5	8,8	50	0,0173
П	21,5	43,5	8,6	54	0,0385
П₁	20,5	42,4	8,6	57	0,0559
К	13,3	35,1	8,6	90	0,2870

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДНИЦЬКОЇ РОБОТИ. Для побудови діаграми Грассмана визначаємо втрати ексергії в елементах системи кондиціонування повітря чистого приміщення у відсотках до ексергії входу у досліджувану ЕТС: у камері зрошення $D_{к.зр} = \Delta E_{к.зр} \cdot 100 / E_{вх} = 3,5\%$; у повітронагрівнику II підігрівання $D_{нагр} = \Delta E_{нагр} \cdot 100 / E_{вх} = 2,8\%$; з насосом холодної води для камери зрошення $D_{х.в} = \Delta E_{х.в} \cdot 100 / E_{вх} = 13,4\%$; з насосом гарячої води для повітронагрівника II підігрівання $D_{г.в} = \Delta E_{г.в} \cdot 100 / E_{вх} = 0,4\%$; з двигуном вентилятора $D_{вент} = N_{сп}^{вент} \cdot 100 / E_{вх} = 16,0\%$; з холодильною машиною $D_{ХМ} = N_{сп}^{ХМ} \cdot 100 / E_{вх} = 63,5\%$; з витяжним $D_{вит} = \Delta E_{вит} \cdot 100 / E_{вх} = 0,2\%$ повітрям.

Підраховуємо корисно використану ексергію у чистому приміщенні системи кондиціонування повітря у відсотках до ексергії входу у досліджувану ЕТС:

$$E_{\text{прим}} = \frac{\Delta E_{\text{ПВ}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100 = \frac{E_{\text{ВИХ}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100 = 0,3\%. \quad (3)$$

Складаємо ексергетичний баланс для діаграми Грассмана досліджуваної системи кондиціонування повітря чистого приміщення з метою проведення відповідного оцінювання ЕТС:

$$E^+ = E_{\text{ВХ}} = D_{\text{к.зр}} + D_{\text{нагр}} + D_{\text{х.в}} + D_{\text{г.в}} + D_{\text{вент}} + D_{\text{ХМ}} + D_{\text{вит}} + E_{\text{прим}} = 100\%. \quad (4)$$

Будуємо діаграму Грассмана для досліджуваної ЕТС:

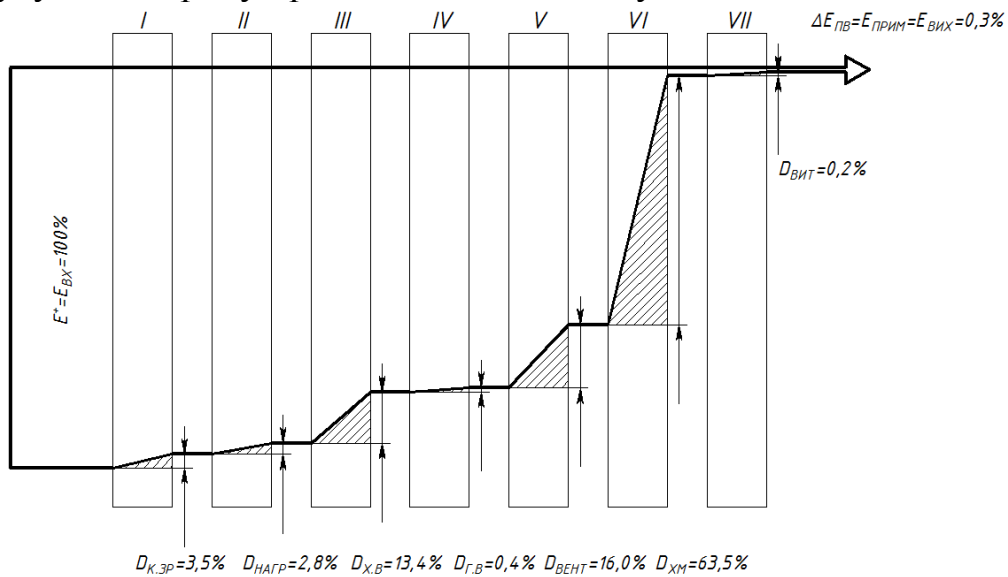


Рис. 3 – Діаграма Грассмана потоків та втрат ексергії для досліджуваної системи кондиціонування повітря за температури зовнішнього повітря 26°C: I-камера зрошення; II-повітряонагрівник II підігрівання; III-насос холодної води; IV-насос гарячої води; V-вентилятор; VI-холодильна машина; VII-витяжка з приміщення

ВИСНОВКИ. Аналізуючи отримані дані досліджень на рис. 3, можна дійти таких висновків. Для побудови діаграми Грассмана використана авторська інноваційна математична дослідницька модель центральної прямотечійної системи кондиціонування повітря чистого приміщення для комп'ютерного оцінювання ексергетичної ефективності вибраної системи кондиціонування та втрат ексергії в її елементах залежно від різних факторів, що впливають на її роботу. Наведена діаграма Грассмана потоків та втрат ексергії для досліджуваної системи кондиціонування повітря за температури зовнішнього повітря 26°C, що дає можливість оцінити відносні втрати ексергії в ЕТС, зрозуміти над зменшенням яких втрат треба працювати, а значить отримати економічно найвигідніший варіант використання вибраної системи кондиціонування повітря. З аналізу діаграми Грассмана для вибраної прямотечійної центральної СКП, яка обслуговує чисте приміщення, видно, що для підвищення ексергетичного

ККД вибраної ЕТС потрібно зменшити втрати ексергії на отримання холодної води в холодильній машині, на транспортування холодної води у камеру зрошення і у вентиляторному агрегаті на транспортування повітря.

Використана література

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.- 2-е изд., перераб. / Е.Я. Соколов, В.М. Бродянский. – 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. – Киев: 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. – 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.