

## ПРОМИСЛОВЕ ПРИМІЩЕННЯ ЯК ДИНАМІЧНИЙ ЕЛЕМЕНТ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ШТУЧНИМ МІКРОКЛІМАТОМ

**En** The system of automatic control of the air conditioner is considered within the framework of a single computer-integrated complex with technological interconnections between the equipment of the air conditioner. An important dynamic element in the control system of artificial microclimate is the premises. In the work the mathematical model of the premises with lumped parameters for the synthesis and analysis of precision control systems by industrial inflow-exhaust ventilation installations and industrial complexes of artificial microclimate is developed, which takes into account the dynamics of heat-mass-exchange processes in the premises. Taking into account the presence of dynamic models of climatic equipment in a vector-matrix form (developed by the authors in previous works), for the stabilization of the microclimate parameters in the premises a dynamic model of premises in the space of states was obtained that allows the synthesis of a multidimensional regulator to stabilize the microclimate in the premises.

The mathematical descript represents the dynamic properties of the premises for the main channels of influence. In contrast to the existing mathematical models, the proposed model of industrial premises takes into account mass-exchange processes, which allows to model the humidity of air mixture in the room.

Dynamic model of industrial premises is represented by equivalent dependencies: a system of differential equations; in the space of states; by matrix transfer function. A significant advantage of the model in the space of states is the possibility of using vector-matrix mathematical apparatus for the synthesis, research and optimization of multidimensional control systems. An example of the simulation of transient processes for the premises by channels of influence is given.

**Ru** В роботі розроблена математическая модель помещения с сосредоточенными параметрами для синтеза и анализа прецизионных систем управления промышленными приточно-вытяжными вентиляционными установками и комплексами искусственного микроклимата, где учтена динамика тепломасообменных процессов в помещении. Учитывая наличие динамических моделей климатического оборудования в векторно-матричной форме (разработаны авторами в предыдущих работах), для стабилизации параметров микроклимата в помещении получена динамическая модель помещения в пространстве состояний, что позволяет проводить синтез многомерного регулятора для стабилизации микроклимата в помещении.

<sup>1</sup> НТУУ «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», кафедра автоматизації теплоенергетичних процесів

<sup>2</sup> НТУУ «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», кафедра інформаційної безпеки

Динамическая модель промышленного помещения представлена эквивалентными зависимостями: системой дифференциальных уравнений; в пространстве состояний; матричной передатной функцией. Существенное достоинство модели в пространстве состояний – возможность использования векторно-матричного математического аппарата для синтеза, исследования и оптимизации многомерной системы управления.

### Вступ

Системи штучного мікроклімату (СШМ) відображують складний технологічний процес, який має чималий діапазон зміни вихідних параметрів. Важливим динамічним елементом у системі керування штучним мікрокліматом є приміщення. Зазвичай у приміщеннях, де проходить кондиціювання, змінне теплове навантаження, вологість – відносно стала, а повітряне навантаження потребує деякої мінімальної витрати зовнішнього повітря. Моделювання процесів тепло- та повітрообміну у приміщеннях із джерелами тепла розглядається у багатьох роботах, зокрема у [1 – 6] та інших. У разі чисельного моделювання процесів тепло- та повітрообміну дослідники використовують зосереджені та розподілені моделі промислових приміщень. Розподілені моделі використовуються для визначення конвективних струменів під час проектування та розробки приточно-витяжних систем повітрообміну у промислових приміщеннях, що дозволяє компенсувати тепловиділення обладнання та усунути температурні розподілення за просторовими координатами приміщення. Коректно запроектована система повітрообміну промислового приміщення (із урахуванням теплових збурень обладнання) дозволяє суттєво зменшити просторове розподілення температури повітря у приміщенні, а саме приміщення можна розглядати як динамічний елемент системи керування із зосередженими параметрами.

Із розглянутих міркувань, під час розробки систем автоматичного керування (САК) промислових кондиціонерів приміщення розглядають як динамічний елемент системи керування із зосередженими параметрами [7]. Такі об'єкти керування достатньо досліджені: аналітично отримані та експериментально підтверджені значення коефіцієнтів передачі та сталі часу для передатних функцій.

У роботі [8] аналітично отримана передатна функція приміщення за каналом зміни температури припливного повітря:

$$W(p) = K_{II} \frac{T_C p + 1}{T_{II} p + 1}.$$

Параметри приміщення  $K_{II}$  та  $T_C$  – визначаються за показниками кратності повітрообміну  $K_B$ , узагальненим розміром приміщення  $l_V$  (відношення об'єму приміщення до поверхні стін, що огорожують), коефіцієнтів теплопередачі для стін, що огорожують  $K_{OG}$ , теплоємності  $c_{II}$

та густини  $\rho_{II}$  повітря;  $T_{II}$  – стала часу приміщення можна визначити як  $T_{II} \approx K_{II}^{-1}$ .

Аналіз експериментальних даних для кривих розгону температури у приміщенні виділяє дві динамічні ділянки. Перша ділянка – де зміна температури проходить досить швидко і залежить від кратності повітрообміну. За літературними даними цей відрізок складає  $(3 \dots 4)K_{II}^{-1}$ . На другій ділянці – теплота повітря поглинається стінами, що огорожують та обладнанням, тому швидкість зміни температури повітря у приміщенні сповільнюється, а перехідний процес може тривати декілька діб (значення  $T_C$  може складати десятки годин). Враховуючи, що для приміщень характерні періоди зміни теплового навантаження від декількох хвилин до години – інерційністю огорожуючих стін можна знехтувати і передатну функцію приміщення представити як:

$$W(p) = \frac{K_{II}}{T_{II} p + 1}.$$

Для розрахунку систем стабілізації температури у приміщенні дослідники використовують останню залежність, яка із достатньою точністю може використовуватися для розрахунку систем керування промислових кондиціонерів, що функціонують за методом «точки роси». Використання розглянутої моделі для систем керування за методом «оптимального режиму» буде некоректним, оскільки необхідно враховувати акумуляцію вологи у приміщенні. Наявні на сьогодні підходи до розв'язання задач автоматизації СШМ за методом «оптимального режиму» не відповідають сучасним вимогам [9]. За цих причин застосовують нетрадиційні рішення із автоматизації.

### **Постановка задачі**

Метою роботи є розробка математичної моделі приміщення для синтезу та аналізу прецизійних систем керування промисловими кондиціонерами, де враховується динаміка тепломасообмінних процесів у приміщенні. Наявність математичних моделей обладнання кондиціонера у векторно-матричній формі [10–13] накладає додаткову умову – отримання динамічної моделі приміщення у просторі станів, що дозволяє проводити синтез багатовимірною регулятора [14, 15] для стабілізації мікроклімату у приміщенні.

### **Динамічна модель приміщення, що кондиціонується**

Під час розробки систем прецизійного керування штучним мікрокліматом необхідно враховувати динамічні властивості промислового

приміщення. Розглянемо розрахункову схему приміщення, яка зображена на рис. 1.

У повітряний простір приміщення об'ємом  $V_A = H \times L \times C$  із припливної системи промислового кондиціонера надходить підготовлене повітря, температура якого  $\theta_{A0}(t)$ , вологовміст  $d_{A0}(t)$ , витрата  $G_A(t)$ . У процесі теплообміну між технологічним обладнанням (потужність обладнання  $N_E$ ) та стінами (температура стіни  $\theta_S$ ) у приміщенні встановлюється температура повітря  $\theta_A(t)$  із вологовмістом  $d_A(t)$ . Витяжна система кондиціонера забезпечує відвід повітря. Температура навколишнього повітря –  $\theta_N(t)$ .

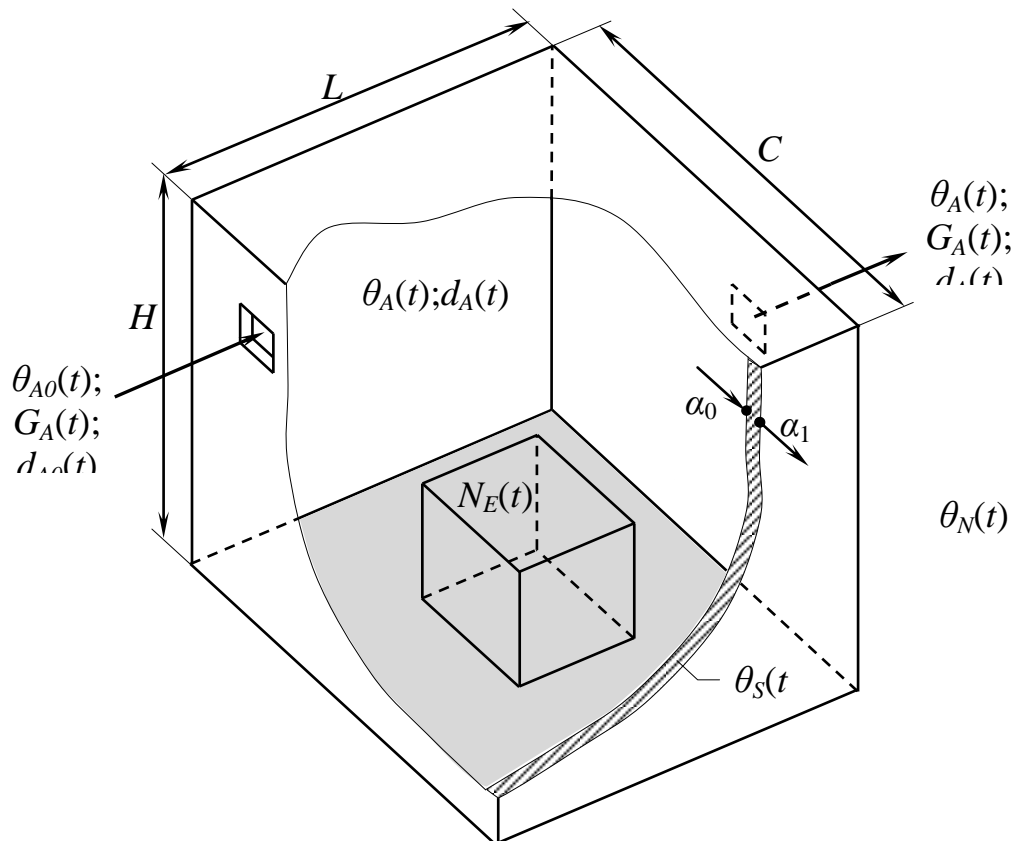


Рис. 1. Розрахункова схема приміщення

За основу моделі приміщення взято проточну ємність [16]. При моделюванні прийнято наступні спрощення: в приміщенні відсутні джерела вологовиділення, оскільки їх наявність визначається конкретним технологічним процесом, який не розглядається; моделювання збурення вологості в приміщенні пропонується проводити змінною  $d_{A0}$ ; приведена теплова потужність технологічного та теплотехнічного обладнання  $N_E(t)$  враховує тепловиділення обслуговуючого персоналу; модель містить два динамічні елементи із зосередженими параметрами (повітряний простір та стіни приміщення); фізичні властивості матеріальних потоків та поверхні теплообміну приведені до усереднених значень робочого діапазону.

Теплові та матеріальний баланси для динамічних елементів динамічної моделі приміщення представлено системою диференціальних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} G_A c_A (\theta_{A0} - \theta_A) - \alpha_0 F_0 (\theta_A - \theta_S) + N_E = c_A M_A \frac{d\theta_A}{dt}; \end{array} \right. \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha_0 F_0 (\theta_A - \theta_S) - \alpha_1 F_1 (\theta_S - \theta_N) = c_S M_S \frac{d\theta_S}{dt}; \end{array} \right. \quad (2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{G_A}{1000} (d_{A0} - d_A) = V_A \frac{dp_A}{dt}, \end{array} \right. \quad (3)$$

тут  $c_A, c_S$  – відповідно теплоємність повітря та матеріалу стіни;  
 $\alpha_0, \alpha_1$  – відповідно коефіцієнт тепловіддачі всередині приміщення (між повітрям та внутрішньою поверхнею стіни  $F_0$ ) та ззовні (між зовнішньою поверхнею стіни  $F_1$  та навколишнім повітрям із температурою  $\theta_S$ );

$M_A$  – маса повітря у об'ємі  $V_A$ ;  $M_S$  – загальна маса матеріалу стін;  
 $\rho_A$  – густина повітря.

Рівняння (1) та (2) описують теплові баланси для повітряного простору та теплоізолюючої стіни приміщення, рівняння (3) представляє матеріальний баланс вологовмісту повітряної суміші.

Після групування подібних та лінеаризації (1) – (3) маємо:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_A \frac{d\Delta\theta_A}{dt} + \Delta\theta_A = k_0 \Delta\theta_{A0} + k_1 \Delta G_A + k_2 \Delta\theta_S + k_3 \Delta N_E; \\ T_S \frac{d\Delta\theta_S}{dt} + \Delta\theta_S = k_4 \Delta\theta_A + k_5 \Delta\theta_N; \\ T_d \frac{d\Delta d_A}{dt} + \Delta d_A = k_6 \Delta d_{A0} + k_7 \Delta G_A, \end{array} \right. \quad (4)$$

де  $K_A = c_A G_A + \alpha_0 F_0$ ;  $K_S = \alpha_0 F_0 + \alpha_1 F_1$ ;  $T_A = \frac{c_A M_A}{K_A}$ ;  $T_S = \frac{c_S M_S}{K_S}$ ;  $T_d = \frac{\omega V_A}{G_A}$ ;

$k_0 = \frac{c_A G_A}{K_A}$ ;  $k_1 = \frac{\theta_{A0} - \theta_A}{K_A}$ ;  $k_2 = \frac{\alpha_0 F_0}{K_A}$ ;  $k_3 = \frac{1}{K_A}$ ;  $k_4 = \frac{\alpha_0 F_0}{K_S}$ ;  $k_5 = 1 - k_4$ ;

$k_6 = 1$ ;  $k_7 = \frac{d_{A0} - d_A}{G_A}$ .

Представимо систему рівнянь (4) у просторі станів. Математична модель об'єкта керування у просторі станів має ряд переваг порівняно із записом у вигляді диференційних рівнянь чи передатних функцій. Наприклад, дозволяє описати довільні внутрішні структури, некеровані та неспостережені параметри об'єкта за допомогою мінімального числа змінних. Якщо математичний опис об'єкта керування (ОК) складено із урахуванням присутності спільних змінних стану, то така модель містить мінімальне число змінних стану, а форма опису відповідає мінімальній реалізації ОК. Додатковим аргументом на користь векторних моделей є

### Розділ 3. Керування

велика кількість математичних пакетів для комп'ютерного аналізу технічних систем у просторі станів, які дозволяють із незначними часовими витратами проводити складні математичні дослідження.

Після математичних перетворень система рівнянь (4) у просторі станів прийме вигляд:

$$\mathbf{X}' = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{U}, \quad (5)$$

$$\text{де } \mathbf{X}' = \begin{bmatrix} \Delta\theta'_A \\ \Delta d'_A \\ \Delta\theta'_S \end{bmatrix}; \quad \mathbf{A} = \begin{bmatrix} -1/T_A & 0 & k_2/T_A \\ 0 & -1/T_d & 0 \\ k_4/T_S & 0 & -1/T_S \end{bmatrix}; \quad \mathbf{X} = \begin{bmatrix} \Delta\theta_A \\ \Delta d_A \\ \Delta\theta_S \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} k_0/T_A & 0 & k_1/T_A & k_3/T_A & 0 \\ 0 & k_6/T_d & k_7/T_d & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_5/T_S \end{bmatrix}; \quad \mathbf{U} = \begin{bmatrix} \Delta\theta_{A0} \\ \Delta d_{A0} \\ \Delta G_A \\ \Delta N_E \\ \Delta\theta_N \end{bmatrix}.$$

Розглянемо систему (4) у області Лапласа.

$$\begin{cases} \Delta\theta_A (T_A p + 1) = k_0 \Delta\theta_{A0} + k_1 \Delta G_A + k_2 \Delta\theta_S + k_3 \Delta N_E; & (6) \\ \Delta\theta_S (T_S p + 1) = k_4 \Delta\theta_A + k_5 \Delta\theta_N; & (7) \\ \Delta d_A (T_d p + 1) = k_6 \Delta d_{A0} + k_7 \Delta G_A. & (8) \end{cases}$$

Із (8) отримаємо розв'язок відносно змінної  $\Delta d_A$ .

$$\Delta d_A = \frac{1}{T_d p + 1} [k_6 \Delta d_{A0} + k_7 \Delta G_A]. \quad (9)$$

Із (6) знаходимо  $\Delta\theta_A$ , враховуючи (7). Після групування подібних отримуємо:

$$\Delta\theta_A = \frac{1}{a_2 p^2 + a_1 p + 1} \left[ (b_1 p + b_0) \Delta\theta_{A0} + (b_3 p + b_2) \Delta G_A + (b_5 p + b_4) \Delta N_E + b_6 \Delta\theta_N \right], \quad (10)$$

$$\text{тут } a_1 = \frac{T_A + T_S}{1 - k_2 k_4}; \quad a_2 = \frac{T_A T_S}{1 - k_2 k_4}; \quad b_0 = \frac{k_0}{1 - k_2 k_4}; \quad b_1 = \frac{k_0 T_S}{1 - k_2 k_4}; \quad b_2 = \frac{k_1}{1 - k_2 k_4};$$

$$b_3 = \frac{k_1 T_S}{1 - k_2 k_4}; \quad b_4 = \frac{k_3}{1 - k_2 k_4}; \quad b_5 = \frac{k_3 T_S}{1 - k_2 k_4}; \quad b_6 = \frac{k_2 k_5}{1 - k_2 k_4}.$$

Застосовуючи зворотне перетворення Лапласа, можна знайти аналітичний розв'язок (9) та (10) за каналами впливу.

Представимо (9) та (10) багатовимірною моделлю у області Лапласа:

$$\mathbf{Y} = \mathbf{W}\mathbf{Z}, \quad (11)$$

$$\text{де } \mathbf{Y} = \begin{bmatrix} \Delta\theta_A \\ \Delta d_A \end{bmatrix}; \quad \mathbf{W} = \begin{bmatrix} W_{11} & 0 & W_{13} & W_{14} & W_{15} \\ 0 & W_{22} & W_{23} & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{V}^T = [\Delta\theta_{A0} \quad \Delta d_{A0} \quad \Delta G_A \quad \Delta N_E \quad \Delta\theta_N]; \quad W_{11} = \frac{b_1 p + b_0}{a_2 p^2 + a_1 p + 1};$$

$$W_{14} = \frac{b_5 p + b_4}{a_2 p^2 + a_1 p + 1}; \quad W_{15} = \frac{b_6}{a_2 p^2 + a_1 p + 1}; \quad W_{22} = \frac{k_6}{T_d p + 1}; \quad W_{23} = \frac{k_7}{T_d p + 1}.$$

### Приклад моделювання

За динамічною моделлю (5) проведено моделювання перехідних процесів за основними каналами впливу для приміщення об'ємом  $V_A = 3^\circ\text{M}^2 \times 120^\circ\text{M}^2$ . У табл.1 подано теплофізичні параметри для приміщення.

**Таблиця 1.**

Параметри та теплофізичні величини приміщення

№ п.п.	Назва параметру	Позначення	Числове значення	Розмірність
1.	Габарити приміщення	$H \times C \times L$	$3 \times 10 \times 12$	м
2.	Густина повітря	$\rho_A$	1,20	кг/м <sup>3</sup>
3.	Об'єм повітряного простору у приміщенні	$V_A$	360	м <sup>3</sup>
4.	Витрата повітря у приміщенні	$G_A$	0,43	кг/сек
5.	Теплоємність повітря	$c_A$	1010	Дж/(кг °С)
6.	Маса повітря у калорифері	$M_A$	430	кг
7.	Площа теплообміну внутрішньої поверхні стіни	$F_0$	132	м <sup>2</sup>
8.	Коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні стіни	$\alpha_0$	8,70	Вт/(м <sup>2</sup> °С)
9.	Густина цегляної стінки	$\rho_s$	1750	кг/м <sup>3</sup>
10.	Теплоємність цегляної стінки	$c_s$	920	Дж/(кг °С)
11.	Маса цегляної стінки	$M_s$	95760	кг
12.	Площа теплообміну зовнішньої поверхні стіни	$F_1$	141,60	м <sup>2</sup>
13.	Коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні стіни	$\alpha_1$	23	Вт/(м <sup>2</sup> °С)
14.	Вхідна температура повітря	$\theta_{A0}$	19,70	°С
15.	Вихідна температура повітря	$\theta_A$	20	°С
16.	Вхідний вологовміст повітря	$d_{A0}$	9,20	г/кг
17.	Вихідний вологовміст повітря	$d_A$	9	г/кг

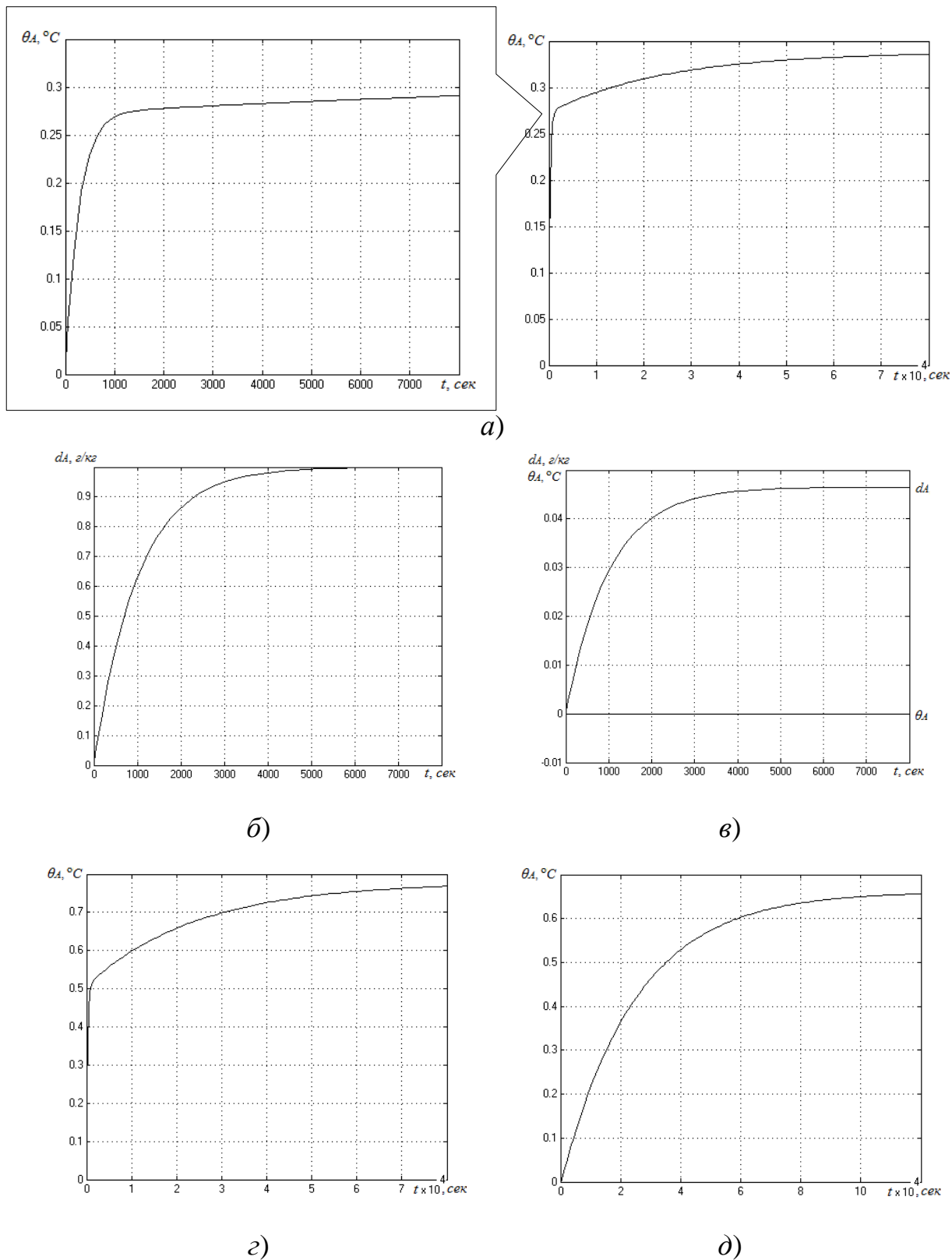


Рис. 2. Перехідні процеси у приміщенні:

a)  $\Delta\theta_{A0} \rightarrow \Delta\theta_A$ ,  $\Delta\theta_{A0} = 1^{\circ}\text{C}$ ; б)  $\Delta d_{A0} \rightarrow \Delta d_A$ ,  $\Delta d_{A0} = 1 \text{ г} / \text{кг}$ ;

в)  $\Delta G_{A0} \rightarrow \Delta\theta_A$ ,  $\Delta G_{A0} \rightarrow \Delta d_A$ ,  $\Delta G_{A0} = 0.1 \text{ кг} / \text{сек}$ ;

г)  $\Delta N_E \rightarrow \Delta\theta_A$ ,  $\Delta N_E = 1000 \text{ Вт}$ ; д)  $\Delta\theta_N \rightarrow \Delta\theta_A$ ,  $\Delta\theta_N = 1^{\circ}\text{C}$



Розрахунок матриць моделі (5) для промислового приміщення проводився у середовищі *MatLAB*; маємо наступні чисельні значення:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -0.0036 & 0 & 0.0026 \\ 0 & -0.001 & 0 \\ 0 & 0 & -0.0001 \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -0.0007 & 0.0023 & 0 \\ 0 & 0.9954 & 0.463 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.037 \end{bmatrix}.$$

Імітаційне моделювання динамічного режиму для промислового приміщення проводилося у середовищі *Simulink MatLAB* із використанням функціонального блоку *State Space*. На рис. 2 зображено результати моделювання перехідних процесів у промисловому приміщенні за каналами впливу. За результатами моделювання бачимо, що теплообмінні перехідні процеси у газовому просторі містять малоінерційну складову (рис. 2, а, рис. 2, з), яка характеризує повітряний простір приміщення та інерційну складову, що характерно для теплообмінних процесів прогріву стін приміщення. Масообмінні перехідні процеси у приміщенні носять аперіодичний характер першого порядку (рис. 2, б).

## Висновки

У статті розглянута динамічна модель промислового приміщення із зосередженими параметрами, яка може бути основою для синтезу прецизійних систем керування промисловими припливно-витяжними вентиляційними установками та промисловими комплексами штучного мікроклімату. Динамічна модель промислового приміщення представлена еквівалентними залежностями: системою диференціальних рівнянь (4); у просторі станів (5); матричною передатною функцією (11). Суттєвою перевагою моделі у просторі станів (5) є можливість використання векторно-матричного математичного апарату для синтезу, дослідження та оптимізації багатовимірних систем керування [15].

Математичний опис представляє динамічні властивості приміщення за основними каналами впливу. На відміну від існуючих математичних моделей, запропонована модель промислового приміщення враховує масообмінні процеси, що дозволяє проводити моделювання вологості повітряної суміші у приміщенні. Наведено приклад моделювання перехідних процесів для приміщення за каналами впливу.

## Список використаної літератури

1. *Гримитлин А. М.* Отопление и вентиляция производственных помещений / А. М. Гримитлин. –СПб.: АВОК Северо-Запад, 2007. – 339 с.
2. *Довгалюк В. Б.* Ефективність організації повітрообміну в теплонапружених приміщеннях у стиснутих умовах / В. Б. Довгалюк, В. О. Мілейковський // Будівництво України. – 2007. – № 3. С. 36–39.
3. *Жуковський, С. С.* Визначення повітрообміну помешкань і окремих приміщень багатородинних житлових будинків / С. С. Жуковський, О. В. Кінаш // Вісник ДонНАБА. Сучасні будівельні конструкції і матеріали. № 5(61), 2006. С. 56–65.
4. *Клименко Г. М.* Математична модель теплоповітряних процесів у приміщенні виробничого підприємства / Г. М. Клименко // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – 2013. – № 755: Теорія і практика будівництва. – С. 162–168.
5. *Позин Г. М.* Распределение параметров воздуха в помещениях с источниками тепловыделений / Г. М. Позин, В. М. Уляшева // Инженерно-строительный журнал. –2012, № 6, с. 42–47.
6. *Сотникова О. А.* Моделирование распределения трехмерных стационарных воздушных потоков в помещении / О. А. Сотникова // Вестник Воронеж. гос. техн. ун-та. –2007. № 6, С. 121–123.
7. *Бондарь, Е. С.* Автоматизация систем вентиляции и кондиционирования воздуха / Е. С. Бондарь, А. С. Гордиенко, В. А. Михайлов, Г. В. Нимич. –К.: ООО «Издательский дом «Аванпост–Прим», 2005. –560 с.
8. *Сотников, А. Г.* Автоматизация систем кондиционирования воздуха и вентиляции / А. Г. Сотников. –Л.: Машиностроение, 1984. –240 с.
9. *Голінко І. М.* Принципи синтезу автоматичних систем керування промисловими кондиціонерами / І. М. Голінко // Автоматизація технологічних і бізнес-процесів. – 2016, № 8. –С. 33–42.
10. *Голінко І. М.* Динамічна модель тепломасообміну для водяного охолоджувача промислового кондиціонера / І. М. Голінко // Наукові вісті НТУУ «КПІ». –2014, № 6. –С. 27–34.
11. *Голінко, І. М.* Динамічна модель тепломасообмінних процесів у камері форсуночного зволоження / І. М. Голінко, А. І. Кубрак, І. Є. Галицька // Інформаційні системи, механіка та керування. 2014. № 11, –С. 61–71. DOI: <https://doi.org/10.20535/2219-380411201450602>.
12. *Голінко, І. М.* Математичне моделювання процесів тепло- та масообміну для камери парового зволоження / І. М. Голінко, І. Є. Галицька, В. Ю. Степаненко // Прикарпатський вісник НТШ. Серія Число. –2014, № 1.

13. Голінко, І. М. Динамічна модель теплообміну для водяного калорифера у просторі станів / І. М. Голінко, І. Є. Галицька // Інформаційні системи, механіка та керування. – 2016. № 15, – С. 83–92. DOI: <https://doi.org/10.20535/2219-380415201686207>.
  14. Голінко, І. М. Синтез оптимального лінійно-квадратичного цифрового регулятора для промислового кондиціонера із паровим зволожувачем / І. М. Голінко, І. Є. Галицька // Механіка гіроскопічних систем. – 2014. № 28, –С. 15–26. DOI: <https://doi.org/10.20535/0203-377128201439008>.
  15. Голінко І. М. Оптимізація багатовимірних систем керування для комплексів штучного мікроклімату / І. М. Голінко, І. Є. Галицька // Прикарпатський вісник НТШ. Серія Число. –2016, № 1(33). – С. 61–73.
- Жученко, А. И.* Динамика объектов с сосредоточенными параметрами / А.И. Жученко, Н. А. Кубрак, И. М. Голинко. –К.: НТУУ«КПИ», 2006. – 181 с.