

УДК 681.5.015.8:519

І.М. Голінко

## ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ ТЕПЛОМАСООБМІНУ ДЛЯ ВОДЯНОГО ОХОЛОДЖУВАЧА ПРОМИСЛОВОГО КОНДИЦІОНЕРА

Mathematical modelling of processes heat-mass exchange for a water cooler, which is used in systems of an artificial microclimate for cooling and air unwatering, is observed. Based on the equations of material and thermal balance two equivalent models allowing to spend modelling of transients in a cooler on the basic channels of regulating and perturbation are gained. Sampling of dynamic model is defined by methods of a control system synthesis of the industrial air conditioner. For raise of accuracy of mathematical calculations in paper experimental definition of factors heat-mass exchange, which allows adapting dynamic model for concrete operating conditions of a water cooler, is offered. The offered mathematical dependences are conveniently realized in the environment of MatLab. The instance of modelling of transients for water cooler CVP 2-SW4 air conditioner CV-P 2L N-63B/F-N which is manufactured by company VTS CLIMA is resulted. The gained transients have aperiodic character without delay. On character of transients, for management of a water cooler it is possible to recommend the PI-regulator. The dynamic model of a water cooler can be used by specialists on automation for the analysis and adjustment of parameters of control systems of industrial air conditioners.

**Keywords:** heat-exchange apparatus, heat exchange, mass exchange, air conditioner, dynamic model, transients.

### Вступ

Поверхневі теплообмінні апарати широко використовуються у промислових системах штучного мікроклімату. Використання числових методів та комп'ютерної техніки дало змогу істотно деталізувати математичний опис теплообмінників. Під час розробки систем керування кондиціонерами перед спеціалістами з автоматизації постає завдання визначення меж деталізації математичних моделей. Динамічна модель повинна бути простою для її дослідження та синтезу системи керування, а також враховувати особливості тепломасообміну під час обробки повітря в області робочого діапазону.

Для моделювання динамічних процесів теплообмінних апаратів дослідники використовують математичні моделі із зосередженими [1–3] та розподіленими параметрами [4–6]. Моделі із зосередженими параметрами простіші у розрахунках і дають змогу отримати аналітичний розв'язок, моделі із розподіленими параметрами претендують на точніший математичний опис. Аналітичне моделювання теплообмінників із розподіленими параметрами – досить складна задача, в розв'язку з'являються трансцендентні функції [4]. Для таких задач рекомендувати аналітичні розв'язки, мабуть, не варто, на практиці використовуються числові методи розв'язку.

Розглядаючи поверхневі теплообмінні апарати, які використовуються у промислових системах кондиціонування, можна констатувати, що довжина теплообмінних труб (> 3 м) порів-

няно із середньою швидкістю теплоносія у трубах (1,5–2 м/с) неістотна. Також необхідно враховувати, що повітря інтенсивно перемішується вентиляторами кондиціонера. Крім того, практичні дослідження нестационарного теплообміну характеризують процес як явно аперіодичний. У [7] А.А. Римкевич наводить експериментально отримані передавальні функції для рідинних теплообмінників, які з достатньою точністю описуються передавальними функціями другого порядку без запізнення. Таким чином, математична модель із зосередженими параметрами для водяного охолоджувача буде цілком прийнятною.

### Постановка задачі

Мета роботи – отримати динамічну модель процесів тепло- та масообміну для водяного охолоджувача, яка дасть можливість провести аналіз динамічних характеристик водяного охолоджувача промислового кондиціонера. Додаткова умова – зручність використання отриманої моделі у середовищі MatLAB.

### Динамічна модель тепломасообміну для водяного охолоджувача

При розробці динамічної моделі масо- та теплообміну у водяному охолоджувачі покладаються такі спрощення [3]: теплообмін із навколишнім середовищем відсутній; модель містить три динамічні елементи із зосередженими параметрами (вода, теплообмінна поверхня та

повітряна суміш); критеріальні рівняння масообміну подібні до критеріальних рівнянь теплопередачі, тобто справедливе співвідношення Льюїса [8]:

$$\beta c / \alpha = 1; \tag{1}$$

де  $\beta$  – коефіцієнт масовіддачі,  $c$  – теплоємність,  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі; процес конденсації вологи проходить на всій поверхні охолоджувача (зі сторони повітряної суміші) для будь-яких режимів роботи; термічний опір плівки конденсату на поверхні теплообміну з повітрям нехтовно малий; лінія насичення на  $h$ – $d$ -діаграмі ( $\varphi = 100\%$ ) наближено описується прямою в діапазоні зміни температури стінки:

$$d_M = A\theta_M + B, \tag{2}$$

де  $d_M$  – вологовміст на лінії насичення,  $\theta_M$  – температура теплообмінної стінки,  $A$  і  $B$  – коефіцієнти. Фізичні властивості матеріальних потоків та поверхні теплообміну зведені до усереднених значень, що виправдовується їх незначною зміною в межах робочого діапазону. Як правило, температура вхідного холодоносія в охолоджувачі становить 6–8 °С, при цьому температура теплообмінної поверхні не перевищує 15 °С. Із достатньою інженерною точністю [2] для діапазону температур 6–15 °С у рівнянні (2) можна покласти значення коефіцієнтів  $A = 0,58$  г/(°С·кг) і  $B = 2,2$  г/кг.

Розрахункова схема водяного охолоджувача, що моделюється, зображена на рис. 1. Холодоносієм є вода із витратою  $G_W(t)$ , температура холодоносія на вході в охолоджувач  $\theta_{W0}(t)$ , на виході –  $\theta_W(t)$ . Охолоджувач містить  $n$  трубок довжиною  $L$ . Холодоносій охолоджує теплообмінні трубки, усереднена температура яких  $\theta_M(t)$ . Перехресно руху холодоносія в охолоджувач подається повітряна суміш із витратою  $G_A(t)$ . Вхідна температура повітря –  $\theta_{A0}(t)$ , початковий вологовміст –  $d_{A0}$ , вихідна температура повітря –  $\theta_A(t)$ , вологовміст –  $d_A$ . Геометричні розміри теплообмінника:  $L$ ,  $C$ ,  $H$  – глибина, ширина та висота охолоджувача.

Розглянемо тепловий баланс для теплоносія, що протікає у трубках:

$$\begin{aligned} G_W c_W (\theta_{W0} - \theta_W) - \alpha_0 F_0 (\theta_W - \theta_M) = \\ = M_W c_W \frac{d\theta_W}{dt}, \end{aligned} \tag{3}$$

де  $c_W$  – теплоємність теплоносія;  $\alpha_0$  – коефіцієнт тепловіддачі між теплоносієм та внутрішньою поверхнею труб;  $F_0$  – площа внутрішньої поверхні усіх труб,  $F_0 = nL\pi d_0$ ,  $d_0$  – внутрішній діаметр труб;  $M_W$  – маса теплоносія в усіх трубах калорифера,  $M_W = n\rho_W L\pi d_0^2/4$ ,  $\rho_W$  – густина теплоносія. Після спрощення та лінеаризації рівняння (3) набуде такого вигляду:

$$T_W \frac{d\Delta\theta_W}{dt} + \Delta\theta_W = k_0 \Delta\theta_{W0} + k_1 \Delta\theta_M + k_2 \Delta G_W, \tag{4}$$

де  $K_W = c_W G_W + \alpha_0 F_0$ ;  $T_W = \frac{c_W M_W}{K_W}$ ;  $k_0 = \frac{c_W G_W}{K_W}$ ;

$$k_1 = 1 - k_0; k_2 = \frac{c_W (\theta_{W0} - \theta_W)}{K_W}.$$

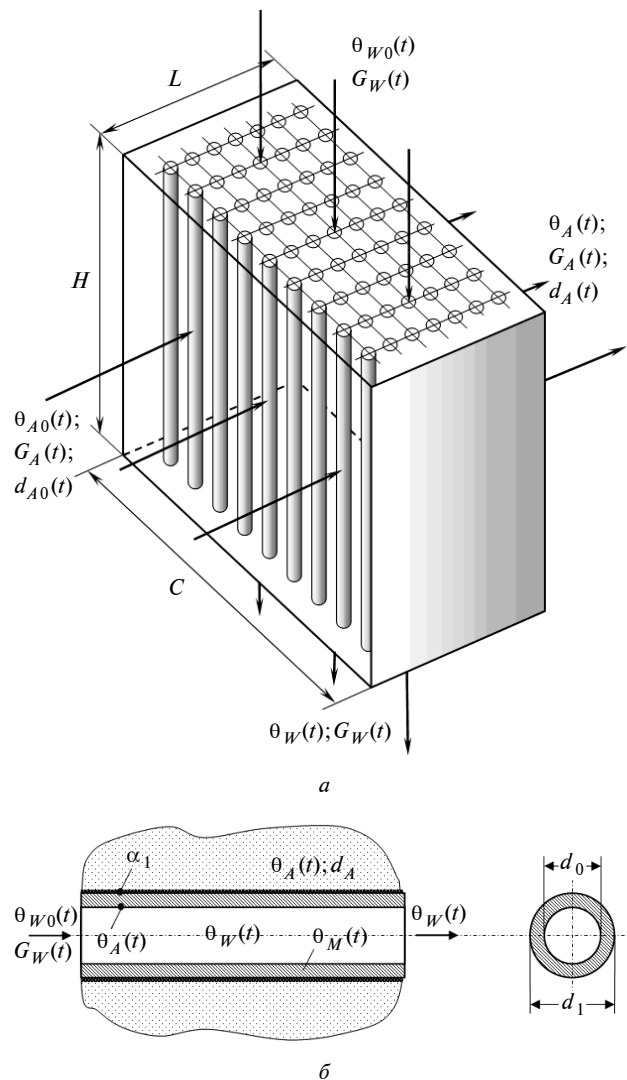


Рис. 1. Розрахункова схема охолоджувача

Тепловий баланс для теплообмінної поверхні калорифера має вигляд

$$\begin{aligned} \alpha_0 F_0 (\theta_W - \theta_M) - \alpha_1 F_1 (\theta_M - \theta_A) = \\ = M_M c_M \frac{d\theta_M}{dt}, \end{aligned} \quad (5)$$

де  $c_M$  – теплоємність металу;  $\alpha_1$  – коефіцієнт тепловіддачі між зовнішньою поверхнею труб та повітрям;  $F_1$  – площа зовнішньої поверхні теплообміну калорифера;  $M_M$  – маса металу теплообмінної поверхні. Після спрощення рівняння (5) отримуємо диференціальне рівняння у приписах:

$$T_M \frac{d\Delta\theta_M}{dt} + \Delta\theta_M = k_3 \Delta\theta_W + k_4 \Delta\theta_A; \quad (6)$$

де  $K_M = \alpha_0 F_0 + \alpha_1 F_1$ ;  $T_M = \frac{c_M M_M}{K_M}$ ;  $k_3 = \frac{\alpha_0 F_0}{K_M}$ ;  $k_4 = 1 - k_3$ .

Далі розглянемо тепловий баланс для повітряної суміші охолоджувача (розрахункова схема зображена на рис. 1, б) із означеними вище припущеннями:

$$\begin{aligned} G_A \left[ c_A (\theta_{A0} - \theta_A) + \frac{r}{1000} (d_{A0} - d_A) \right] - \\ - \alpha_1 F_1 (\theta_A - \theta_M) - \beta_1 F_1 \frac{r}{1000} (d_A - d_M) = \\ = c_A M_A \frac{d\theta_A}{dt}, \end{aligned} \quad (7)$$

де  $c_A$  – теплоємність повітряної суміші;  $r$  – теплота конденсації пари (теплота пароутворення);  $d_M$  – вологовміст повітря із насиченою парою ( $\varphi = 100\%$ ), яке контактує з теплообмінною поверхнею за температури  $\theta_M$ ;  $\alpha_1$  – коефіцієнт тепловіддачі між повітряною сумішшю та зовнішньою поверхнею труб;  $\beta_1$  – коефіцієнт масовіддачі повітряної суміші, масообмін протікає за (1);  $F_1$  – площа зовнішньої поверхні теплообміну охолоджувача;  $M_A$  – маса повітря в охолоджувачі. Права частина рівняння (7) характеризує акумуляцію теплоти у повітряному просторі охолоджувача. У лівій частині перший член характеризує кількість теплоти, яка вноситься та виноситься вологим повітрям; другий – кількість явної теплоти, яка відводиться через поверхню теплообмінну; третій – кількість прихованої теплоти, виділеної від

сконденсованої пари, що відводиться через поверхню теплообмінну. Після лінеаризації (7) з урахуванням (1) і (2) отримуємо

$$\begin{aligned} T_A \frac{d\Delta\theta_A}{dt} + \Delta\theta_A = k_5 \Delta\theta_{A0} + \\ + k_6 \Delta\theta_M + k_7 \Delta G_A + k_8 \Delta d_{A0} + k_9 \Delta d_A, \end{aligned} \quad (8)$$

де

$$K_A = c_A G_A + \alpha_1 F_1; \quad T_A = \frac{c_A M_A}{K_A}; \quad k_5 = \frac{c_A G_A}{K_A};$$

$$k_6 = \frac{\alpha_1 F_1}{K_A} \left( 1 + \frac{rA}{1000 c_A} \right);$$

$$k_7 = \frac{1}{K_A} \left[ c_A (\theta_{A0} - \theta_A) + \frac{r}{1000} (d_{A0} - d_A) \right];$$

$$k_8 = \frac{r G_A}{1000 K_A}; \quad k_9 = -\frac{r}{1000 K_A} \left( G_A + \frac{\alpha_1 F_1}{c_A} \right).$$

Розглянемо матеріальний баланс для повітряного простору охолоджувача. Маса вологи, що акумулюється у повітряному просторі охолоджувача, визначається як різниця масових витрат вхідної/вихідної пари та сконденсованої вологи:

$$\frac{G_A}{1000} (d_{A0} - d_A) - \frac{\beta_1 F_1}{1000} (d_A - d_M) = V_A \frac{d\rho_A}{dt}. \quad (9)$$

Густина вологого повітря визначається як [8]

$$\rho_A = \omega \left( 1 + \frac{d_A}{1000} \right), \quad (10)$$

де  $\omega$  – концентрація сухого повітря за нормальних умов. Враховуючи (2) та (10), проведемо лінеаризацію (9):

$$T_d \frac{d\Delta d_A}{dt} + \Delta d_A = k_{10} \Delta d_{A0} + k_{11} \Delta G_A + k_{12} \Delta\theta_M, \quad (11)$$

де  $K_d = G_A + \frac{\alpha_1 F_1}{c_A}$ ;  $T_d = \frac{\omega V_A}{G_A}$ ;  $k_{10} = \frac{G_A}{K_d}$ ;  
 $k_{11} = \frac{d_{A0} - d_A}{K_d}$ ;  $k_{12} = \frac{\alpha_1 F_1 A}{c_A K_d}$ .

Диференціальні рівняння (4), (6), (8) та (11) представляють динамічну модель тепло- та масообміну для водяного охолоджувача, яку можна подати системою звичайних диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} T_W \frac{d\Delta\theta_W}{dt} + \Delta\theta_W = k_0 \Delta\theta_{W0} + k_1 \Delta\theta_M + k_2 \Delta G_W; \\ T_M \frac{d\Delta\theta_M}{dt} + \Delta\theta_M = k_3 \Delta\theta_W + k_4 \Delta\theta_A; \\ T_A \frac{d\Delta\theta_A}{dt} + \Delta\theta_A = k_5 \Delta\theta_{A0} + k_6 \Delta\theta_M + k_7 \Delta G_A + \\ + k_8 \Delta d_{A0} + k_9 \Delta d_A; \\ T_d \frac{d\Delta d_A}{dt} + \Delta d_A = k_{10} \Delta d_{A0} + k_{11} \Delta G_A + k_{12} \Delta\theta_M. \end{cases} \quad (12)$$

Представимо систему диференціальних рівнянь (12) у просторі станів [9]:

$$\mathbf{X}' = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{U}; \quad (13)$$

$$\text{де } \mathbf{X}' = \begin{bmatrix} \Delta\theta'_A \\ \Delta d'_A \\ \Delta\theta'_M \\ \Delta\theta'_W \end{bmatrix}; \quad \mathbf{A} = \begin{bmatrix} -1/T_A & k_9/T_A & k_6/T_A & 0 \\ 0 & -1/T_d & k_{12}/T_d & 0 \\ k_4/T_M & 0 & -1/T_M & k_3/T_M \\ 0 & 0 & k_1/T_W & -1/T_W \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} \Delta\theta_A \\ \Delta d_A \\ \Delta\theta_M \\ \Delta\theta_W \end{bmatrix}; \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} k_5/T_A & k_8/T_A & k_7/T_A & 0 & 0 \\ 0 & k_{10}/T_d & k_{11}/T_d & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_0/T_W & k_2/T_W \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{U} = \begin{bmatrix} \Delta\theta_{A0} \\ \Delta d_{A0} \\ \Delta G_A \\ \Delta\theta_{W0} \\ \Delta G_W \end{bmatrix}.$$

Аналітичний розв'язок (12) відносно вихідних величин  $\Delta\theta_A$  та  $\Delta d_A$  можна отримати з використанням перетворення Лапласа. Після відповідних математичних перетворень динамічну модель водяного охолоджувача (12) представимо багатовимірною моделлю в частотній області (в області Лапласа) [10]:

$$\mathbf{Y} = \mathbf{W}\mathbf{Z}; \quad (14)$$

де

$$\mathbf{Y} = \begin{bmatrix} \Delta\theta_A \\ \Delta d_A \end{bmatrix} - \text{вектор виходу};$$

$$\mathbf{W} = \begin{bmatrix} W_{11} & W_{12} & W_{13} & W_{14} & W_{15} \\ W_{21} & W_{22} & W_{23} & W_{24} & W_{25} \end{bmatrix} - \text{матрична}$$

передавальна функція;

$\mathbf{Z}^T = [\Delta\theta_{A0} \ \Delta d_{A0} \ \Delta G_A \ \Delta\theta_{W0} \ \Delta G_W]$  – вектор вхідного впливу;

$$A(p) = a_4 p^4 + a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + 1,$$

$$W_{11} = (b_3 p^3 + b_2 p^2 + b_1 p + b_0)/A(p),$$

$$W_{12} = (b_7 p^3 + b_6 p^2 + b_5 p + b_4)/A(p),$$

$$W_{13} = (b_{11} p^3 + b_{10} p^2 + b_9 p + b_8)/A(p),$$

$$W_{14} = (b_{13} p + b_{12})/A(p), \quad W_{15} = (b_{15} p + b_{14})/A(p),$$

$$W_{21} = (c_1 p + c_0)/A(p),$$

$$W_{22} = (c_5 p^3 + c_4 p^2 + c_3 p + c_2)/A(p),$$

$$W_{23} = (c_9 p^3 + c_8 p^2 + c_7 p + c_6)/A(p),$$

$$W_{24} = (c_{11} p + c_{10})/A(p), \quad W_{25} = (c_{13} p + c_{12})/A(p);$$

$$k = 1 - k_1 k_3 - k_4 k_6 - k_4 k_9 k_{12},$$

$$a_1 = [T_M + (1 - k_1 k_3)T_A + (1 - k_4 k_6 - k_4 k_9 k_{12})T_W + (1 - k_1 k_3 - k_4 k_6)T_d]/k,$$

$$a_2 = [T_M T_A + T_W T_A + T_W T_M + T_M T_d + (1 - k_1 k_3)T_A T_d + (1 - k_4 k_6)T_W T_d]/k,$$

$$a_3 = [T_M T_A T_d + T_W T_A T_d + T_W T_M T_d + T_M T_W T_A]/k,$$

$$a_4 = T_W T_M T_A T_d/k; \quad b_0 = k_5(1 - k_1 k_3)/k,$$

$$b_1 = k_5[T_M + T_W + (1 - k_1 k_3)T_d]/k,$$

$$b_2 = k_5(T_M T_d + T_W T_d + T_W T_M)/k,$$

$$b_3 = k_5 T_W T_M T_d/k,$$

$$b_4 = (1 - k_1 k_3)(k_8 + k_9 k_{10})/k,$$

$$b_5 = [k_8[T_M + T_W + (1 - k_1 k_3)T_d] + k_9 k_{10}(T_M + T_W)]/k,$$

$$b_6 = [k_8(T_M T_d + T_W T_d + T_W T_M) + k_9 k_{10} T_W T_M]/k,$$

$$b_7 = k_8 T_W T_M T_d/k, \quad b_8 = (1 - k_1 k_3)(k_7 + k_9 k_{11})/k,$$

$$b_9 = [k_7[T_M + T_W + (1 - k_1 k_3)T_d] + k_9 k_{11}(T_M + T_W)]/k,$$

$$b_{10} = [k_7(T_M T_d + T_W T_d + T_W T_M) + k_9 k_{11} T_W T_M] / k,$$

$$b_{11} = k_7 T_W T_M T_d / k, \quad b_{12} = k_0 k_3 (k_6 + k_9 k_{12}) / k,$$

$$b_{13} = k_0 k_3 k_6 T_d / k, \quad b_{14} = k_2 k_3 (k_6 + k_9 k_{12}),$$

$$b_{15} = k_2 k_3 k_6 T_d / k; \quad c_0 = k_4 k_5 k_{12} / k,$$

$$c_1 = k_4 k_5 k_{12} T_W / k,$$

$$c_2 = [k_{10} (1 - k_1 k_3 - k_4 k_6) + k_4 k_8 k_{12}] / k,$$

$$c_3 = [k_{10} [T_M + (1 - k_1 k_3) T_A + (1 - k_4 k_6) T_W] +$$

$$+ k_4 k_8 k_{12} T_W] / k,$$

$$c_4 = k_{10} (T_M T_A + T_W T_A + T_W T_M) / k,$$

$$c_5 = k_{10} T_W T_M T_A / k,$$

$$c_6 = k_{11} (1 - k_1 k_3 - k_4 k_6) + k_4 k_7 k_{12} / k,$$

$$c_7 = [k_{11} [T_M + (1 - k_1 k_3) T_A + (1 - k_4 k_6) T_W] +$$

$$+ k_4 k_7 k_{12} T_W] / k,$$

$$c_8 = k_{11} (T_M T_A + T_W T_A + T_W T_M) / k,$$

$$c_9 = k_{11} T_W T_M T_A / k, \quad c_{10} = k_0 k_3 k_{12} / k,$$

$$c_{11} = k_0 k_3 k_{12} T_A / k, \quad c_{12} = k_2 k_3 k_{12} / k,$$

$$c_{13} = k_2 k_3 k_{12} T_A / k.$$

### Приклад моделювання

За динамічними моделями (13) та (14) отримуємо перехідні процеси для каналів впливу охолоджувача CVP2-CW4, який виготовлено фірмою VTS CLIMA для кондиціонера CV-P2L N-63B/F-N [11]. У таблиці подано теплофізичні величини для охолоджувача CVP2-CW4.

Таблиця. Теплофізичні параметри водяного охолоджувача CVP2-CW4

Параметри	Позначення	Числове значення	Розмірність
Габарити охолоджувача	$H \times C \times L$	0,38×1×0,4	м
Витрата води	$G_W$	0,25	кг/с
Густина води	$\rho_W$	986	кг/м <sup>3</sup>
Теплоємність води	$c_W$	4185	Дж/(кг·°C)
Маса води у калорифері	$M_W$	3,16	кг
Площа внутрішньої поверхні теплообміну	$F_0$	1,68	м <sup>2</sup>
Коефіцієнт тепловіддачі для внутрішньої поверхні	$\alpha_0$	780	Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)
Густина металу трубчатки	$\rho_M$	8500	кг/м <sup>3</sup>
Теплоємність металу	$c_M$	430	Дж/(кг·°C)
Маса теплообмінної трубчатки	$M_M$	5,8	кг
Площа зовнішньої поверхні теплообміну	$F_1$	12,4	м <sup>2</sup>
Коефіцієнт тепловіддачі для зовнішньої поверхні	$\alpha_1$	70	Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)
Витрата повітря через калорифер	$G_A$	0,43	кг/с
Густина повітря	$\omega$	1,2	кг/м <sup>3</sup>
Теплоємність повітря	$c_A$	1010	Дж/(кг·°C)
Питома теплота пароутворення	$r$	2256000	Дж/кг
Коефіцієнт перетворення	$A$	0,58	г/(°C·кг)
Коефіцієнт перетворення	$B$	2,2	г/кг
Маса повітря в калорифері	$M_A$	0,18	кг
Об'єм повітряного простору охолоджувача	$V_A$	0,152	м <sup>3</sup>
Вхідна температура води	$\theta_{W0}$	8	°C
Вихідна температура води	$\theta_W$	15	°C
Температура трубчатки	$\theta_M$	11	°C
Вхідна температура повітря	$\theta_{A0}$	20	°C
Вихідна температура повітря	$\theta_A$	15	°C
Вологовміст повітря на вході	$d_{A0}$	11	г/кг
Вологовміст повітря на виході	$d_A$	9	г/кг

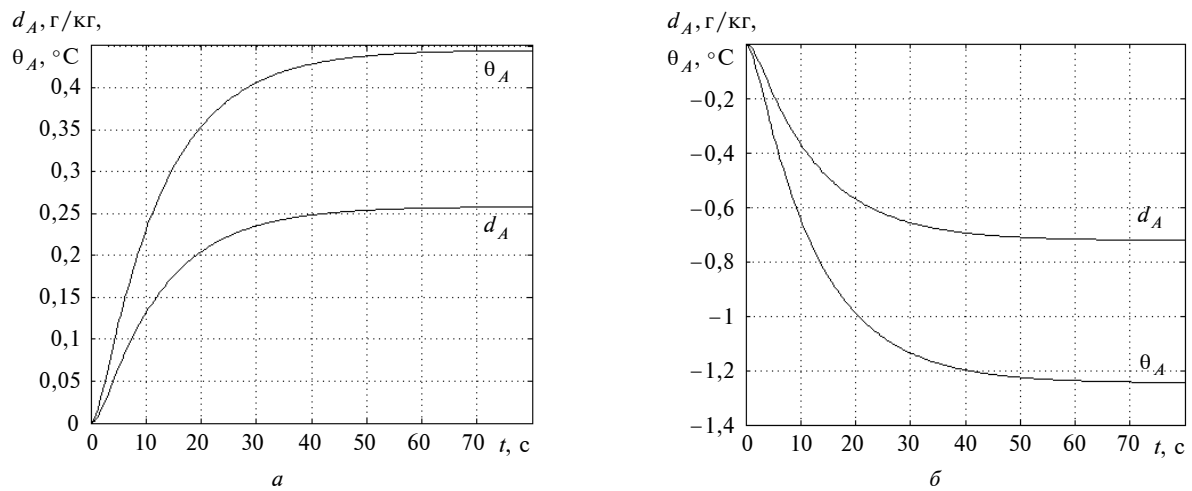


Рис. 2. Перехідні процеси в охолоджувачі CVP2-CW4 за каналами регулювання: *a* –  $\Delta\theta_{W0} \rightarrow \Delta\theta_A$ ,  $\Delta\theta_{W0} \rightarrow \Delta d_A$ ,  $\Delta\theta_{W0} = 1^\circ\text{C}$ ; *b* –  $\Delta G_{W0} \rightarrow \Delta\theta_A$ ,  $\Delta G_{W0} \rightarrow \Delta d_A$ ,  $\Delta G_{W0} = 0,1 \text{ кг/с}$

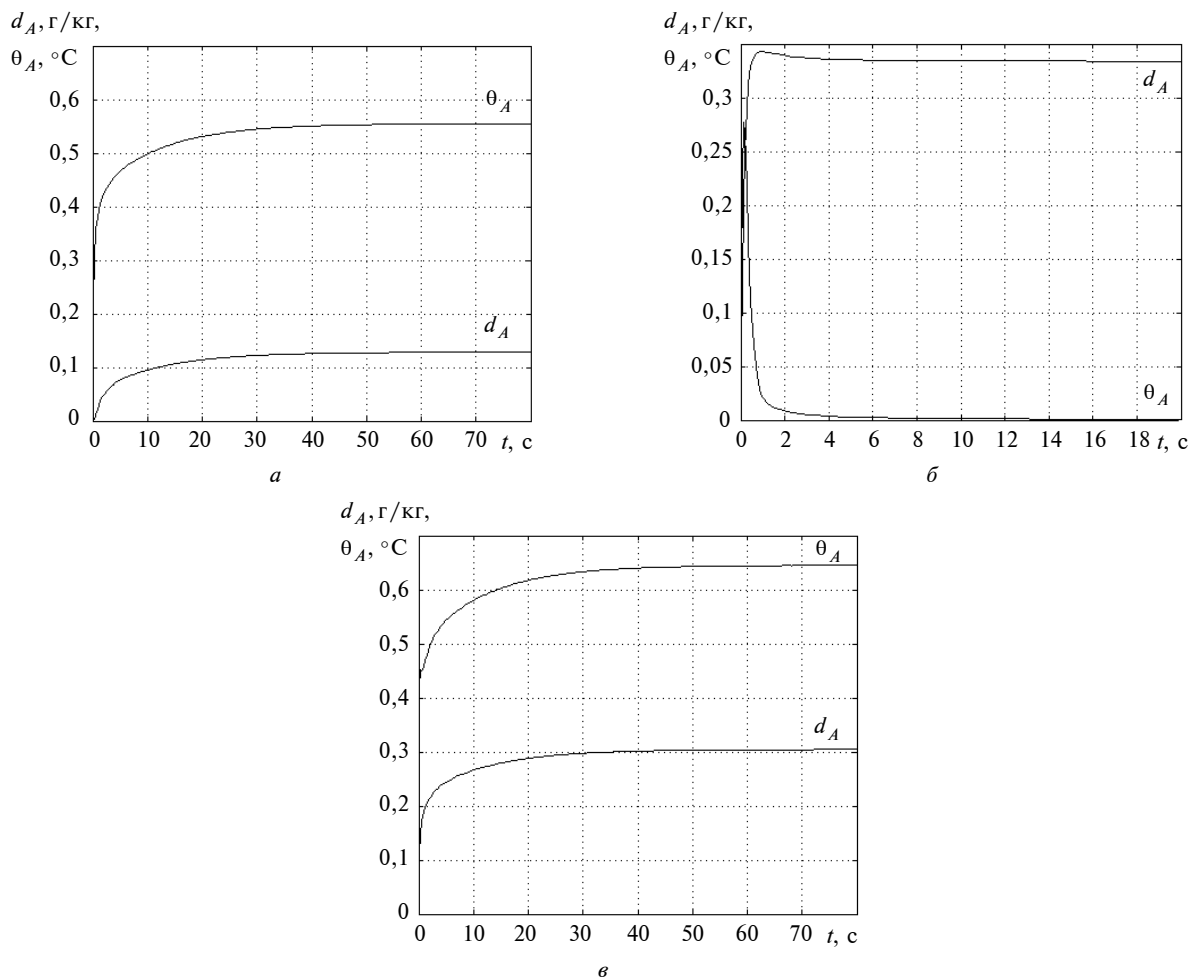


Рис. 3. Перехідні процеси в охолоджувачі CVP2-CW4 за каналами збурення: *a* –  $\Delta\theta_{A0} \rightarrow \Delta\theta_A$ ,  $\Delta\theta_{A0} \rightarrow \Delta d_A$ ,  $\Delta\theta_{A0} = 1^\circ\text{C}$ ; *b* –  $\Delta d_{A0} \rightarrow \Delta\theta_A$ ,  $\Delta d_{A0} \rightarrow \Delta d_A$ ,  $\Delta d_{A0} = 1 \text{ г/кг}$ ; *c* –  $\Delta G_{A0} \rightarrow \Delta\theta_A$ ,  $\Delta G_{A0} \rightarrow \Delta d_A$ ,  $\Delta G_{A0} = 0,1 \text{ кг/с}$

Розрахунок коефіцієнтів для моделей (13), (14) проводився у середовищі MatLAB. Числові результати розрахунків параметрів є такими:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -7,16 & -16 & 10,96 & 0 \\ 0 & -7,07 & 2,73 & 0 \\ 0,35 & 0 & -0,87 & 0,53 \\ 0 & 0 & 0,1 & -0,18 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 2,39 & 5,33 & 52,6 & 0 & 0 \\ 0 & 2,36 & 10,96 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,08 & -2,22 \end{bmatrix};$$

$$A(p) = 0,32p^4 + 4,85p^3 + 19,63p^2 + 13,42p + 1,$$

$$W_{11} = (0,76p^3 + 6,15p^2 + 5,71p + 0,55)/A(p),$$

$$W_{12} = (1,69p^3 + 1,78p^2 + 0,18p)/A(p),$$

$$W_{13} = (16,69p^3 + 79,84p^2 + 67,24p + 6,45)/A(p),$$

$$W_{14} = (0,14p + 0,45)/A(p),$$

$$W_{15} = (-4,05p - 12,46)/A(p),$$

$$W_{21} = (0,72p + 0,13)/A(p),$$

$$W_{22} = (0,75p^3 + 6,14p^2 + 4,47p + 0,33)/A(p),$$

$$W_{23} = (3,48p^3 + 28,57p^2 + 29,17p + 3,0)/A(p),$$

$$W_{24} = (0,036p + 0,26)/A(p),$$

$$W_{25} = (-1,01p - 7,23)/A(p).$$

Моделювання динамічних режимів тепло- і масообміну для водяного охолоджувача CVP2-CW4 проводилося у середовищі Simulink MatLAB. Результати моделювання перехідних процесів за каналами регулювання подані на рис. 2, за каналами збурення – на рис. 3.

#### Список літератури

1. *Выжужанин В.В.* Математические модели нестационарных режимов воздухообработки в центральной СКВ // Вісник Одеського нац. морського ун-ту: 36. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2007. – Вип. 23. – С. 172–185.
2. *Коханский А.И., Колпакчи Э.М.* Идентификация передаточных функций охладителя наддувочного воздуха // Автоматизация судовых технических средств. – 2007. – Вып. 12. – С. 68–77.
3. *Голінко І.М.* Нестационарна модель тепло- та масообміну для водяного охолоджувача // Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Тези доп. XII Між-

Отримані перехідні процеси мають аперіодичний характер без запізнення. За характером перехідних процесів для керування водяним охолоджувачем можна рекомендувати ПІ-регулятор. З урахуванням малої інерційності перехідних процесів та відсутності запізнення пропорційна частина регулятора буде швидко переводити апарат у новий режим роботи, а інтегральна забезпечить точне відстеження завдання регулятора. За практичними рекомендаціями, використання ПІД-регуляторів не виправдовує себе для керування швидкодіючими об'єктами.

#### Висновки

Динамічна модель водяного охолоджувача представлена рівноцінними залежностями (13) та (14), які дають змогу провести якісну оцінку перехідних процесів для охолоджувачів промислових кондиціонерів. Вибір моделі визначається методами синтезу системи керування та вподобаннями дослідника. В загальному випадку визначення адекватності отриманих моделей є некоректною задачею. Говорити про адекватність можна лише для конкретного об'єкта та конкретних умов протікання технологічного процесу із перевіркою відповідності на основі експериментальних досліджень [12]. У нашій роботі таке завдання не ставилося.

Коефіцієнти динамічних моделей розраховувалися за таблицею. Теплофізичні величини для моделей (13) і (14) визначені з високою точністю із довідників, окрім коефіцієнтів тепло- та масовіддачі. Коефіцієнти тепло- та масовіддачі залежать від багатьох факторів, їх можна визначити із достатньою точністю на основі експериментальних досліджень для конкретного обладнання. Щоб отримати адекватні кількісні динамічні характеристики охолоджувача, додатково необхідно провести експериментальні дослідження поверхневого теплообмінника та адаптувати математичну модель до конкретних умов функціонування. Саме таке завдання буде метою наступної публікації.

- нар. науково-практ. конф., 22–25 квітня 2014 р., Київ. – К., 2014. – С.137.
4. *Голінко І.М., Кубрак А.І.* Моделювання та оптимізація систем керування: Монографія. – Кам'янець-Подільський: Рута, 2012. – 262 с.
  5. *Голінко І.М., Ладанюк А.П., Кошелева Л.Д.* Динамічна модель теплового режиму калорифера // Інформ. технології та комп'ютерна інженерія. – 2009. – № 3 (16). – С. 59–63.
  6. *Жученко А.И., Кубрак Н.А., Голінко И.М.* Динамика объектов с распределенными параметрами. – К.: ЭКМО, 2005. – 121 с.
  7. *Рымкевич А.А., Халамайзер М.Б.* Управление системами кондиционирования воздуха. – М.: Машиностроение, 1977. – 279 с.
  8. *Стефанов Е.В.* Инженерные системы зданий. Вентиляция и кондиционирование воздуха. – СПб: АВОК Северо-Запад, 2005. – 399 с.
  9. *A. Bensoussan et al.*, Representation and Control of Infinite Dimensional Systems. Boston: Birkhduser, 2007, 575 p.
  10. *Романенко В.Д.* Методи автоматизації прогресивних технологій: Підручник. – К.: Вища школа, 1995. – 519 с.
  11. *VENTUS* – вентиляционные агрегаты и центральные кондиционеры: Каталог. – М.: VTS Group, 2003. – 156 с.
  12. *Остапенко Ю.О.* Ідентифікація та моделювання технологічних об'єктів керування. – К.: Задруга, 1999. – 424 с.

Рекомендована Радою  
теплоенергетичного факультету  
НТУУ "КПІ"

Надійшла до редакції  
6 жовтня 2014 року