

DOI: <https://doi.org/10.37129/2313-7509.2020.13.2.89-100>

УДК 697.94+519.876.5

**О.А. Онищенко**, д.т.н., проф.**А.Ю. Букарос**, к.т.н.**О.Ю. Сергєєв**, к.т.н., доц.**Т.С. Обнявко****Л.В. Лебедєва***Військова академія (м. Одеса), Україна*

## МОДЕЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ РЕЖИМІВ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ВІЙСЬКОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

*В статті отриманий математичний опис динаміки температури кипіння холодильного агента і охолоджуваного приміщення системи кондиціонування повітря (СКП) військового призначення. Запропоновано структурну схему імітаційної моделі СКП, як об'єкта керування. Основна відмінність розробленої моделі – облік змін постійних часу і коефіцієнтів передачі в режимах охолодження і утеплення. Імітаційна модель СКП дозволяє проводити оцінку зміни температури кипіння і охолоджуваного приміщення з урахуванням зміни температури навколишнього середовища і налаштувань регулятора температури. Як приклад, при різних температурах навколишнього середовища, проведено дослідження динамічних властивостей СКП пункту керування зенітно-ракетного комплексу С-300РТ. Проведено аналіз отриманих перехідних процесів у випарнику і охолоджуваному приміщенні СКП, намічені шляхи вдосконалення моделі.*

**Ключові слова:** системи кондиціонування повітря, зенітно-ракетні комплекси, температура кипіння, динамічні властивості об'єкта керування.

### Постановка проблеми

В процесі інтенсивного розвитку технологій озброєння при збереженні розмірів систем з високою щільністю розміщення електронного обладнання виникає проблема значного надлишкового тепловиділення. Підвищена чутливість радіоелектронної апаратури, використовуваної в складних зразках озброєння і військової техніки, до умов експлуатації вимагає точної підтримки в приміщеннях, що обслуговуються, параметрів мікроклімату: температурного режиму, рівня вологості, чистоти повітряних потоків тощо. Крім цього дотримання необхідних параметрів мікроклімату безпосередньо впливає на продуктивність, надійність і ефективність роботи обслуговуючого та оперативного персоналу.

Деякі з вказаних параметрів можуть підтримуватися в необхідних межах системами вентиляції і кондиціонування повітря (СКП). Забезпечити високу якість роботи СКП, яка є однією з ключових складових систем життєзабезпечення об'єктів озброєння і військової техніки, неможливо без використання сучасних засобів автоматичного керування.

Одним із завдань автоматизації роботи СКП передбачає розробку і реалізацію ефективних систем керування холодопродуктивністю кондиціонера. Створення таких систем досить ускладнено значною мінливістю динамічних властивостей СКП, як об'єкта керування. Аналіз таких властивостей при проектуванні СКП можливий за допомогою засобів імітаційного моделювання і використання законів фізики. Саме тому розробка простих і ефективних для практичного застосування в озброєнні і військовій техніці імітаційних моделей СКП є актуальним.

### Аналіз останніх досягнень і публікацій

СКП досить широко поширені на об'єктах та спорудах військового призначення: військові частини та шпиталі, польові мобільні приміщення, апаратні зв'язку та керування, транспортні засоби тилового забезпечення. Найбільший інтерес з точки зору керування представляють СКП, які працюють в широко мінливих польових умовах, та від ефективності роботи яких суттєво залежить боєздатність військ. Прикладом таких систем можуть слугувати СКП командних пунктів об'єктів протиповітряної оборони, зокрема зенітно-ракетних комплексів (ЗРК).

Питаннями кондиціювання повітря в комплексах і системах протиповітряної оборони почали займатися ще на початку 80-х років XX століття [1]. СКП, що випускалися того часу, забезпечували стійку роботу в режимі охолодження тільки в теплий період року при температурі зовнішнього повітря 5–50°C і працювали лише в двохпозиційному режимі роботи компресора. Такі СКП встановлювалися та досі працюють, наприклад, в апаратних контейнерах Ф2 ЗРК С-300 [2].

Сучасні системи СКП, незважаючи на величезну кількість систем та засобів автоматичного керування, зокрема плавного (інверторного) керування, не завжди забезпечують необхідну якість регулювання для підтримки комфортних і технологічно необхідних температурних та вологісних параметрів повітря. Це пов'язано з недостатньою вивченістю динамічних властивостей СКП, як об'єктів керування, недосконалістю існуючих моделей та методик розрахунку регуляторів температури, особливо в умовах польового застосування таких систем.

Аналіз робіт останніх років, присвячених питанням моделювання СКП, показує, що:

- найбільш ефективно і зручне представлення математичних моделей СКП здійснюється за допомогою структурних схем, що містять передавальні функції з зосередженими та/або розподіленими параметрами, в об'єктно-орієнтованих середовищах імітаційного моделювання [3];
- при проектуванні систем керування СКП охолоджувани об'єкти і елементи СКП традиційно представляються, як об'єкти з зосередженими параметрами без урахування змін коефіцієнтів теплопровідності і параметрів навколишнього середовища [4], що ставить під сумнів адекватність таких моделей.

### Постановка завдання та його розв'язання

Автоматизація СКП передбачає вирішення основної і ряду допоміжних завдань. Основне завдання полягає в стабілізації температури повітря контрольованого приміщення при дії зовнішніх збурень. До допоміжних завдань відносять завдання стабілізації тиску конденсації, заповнення випарнику, захисту від небезпечних режимів та інші. На основі аналізу основного завдання автоматизації необхідно провести оцінку основних термодинамічних процесів, циклу роботи і особливостей стабілізації температури в СКП. Саме такий аналіз є передумовою створення імітаційної моделі СКП.

Метою статті є розробка імітаційної моделі СКП, що дозволяє здійснювати достовірну оцінку її динамічних властивостей з врахуванням мінливих параметрів навколишнього середовища.

### Виклад основного матеріалу дослідження

На рис. 1 наведено структурну схему парокompресійної СКП. Зі структурної схеми випливає, що для відводу тепла  $Q_0$  з приміщення за допомогою випарника внутрішнього блоку кондиціонер споживає електричну енергію  $E$ . При цьому з навколишнього середовища в приміщення через огороження надходить тепло  $Q_n$ , а за допомогою конденсатора зовнішнього блоку від системи відводиться тепло  $Q_k$  в навколишнє середовище.

Рівняння енергетичного балансу згідно зі структурною схемою (рис. 1):

$$Q_k = Q_0 + E. \quad (1)$$

Для підтримки температури повітря охолоджуваного приміщення  $t_n$  в заданих межах, як випливає зі структурної схеми, необхідно забезпечити рівність теплових потоків  $Q_0 = Q_n$ .

Температурні режими СКП визначаються зі співвідношень [5]:

$$t_0 = t_n - \frac{Q_0}{k_B \cdot F_B} = t_n - \Delta t_B, \quad (2)$$

$$t_k = t_n + \frac{Q_0 + N_c}{k_K \cdot F_K} = t_n + \Delta t_K, \quad (3)$$

де:  $t_0$  і  $t_k$  – температури кипіння і конденсації холодильного агента (ХА), °С;  $Q_0$  – кількість тепла, яке відводиться від охолоджуваного приміщення, Вт;  $N_c = w_c \cdot m_{xa}$  – потужність стиснення компресора, Вт;  $w_c$  – питома робота стиснення, Дж/кг;  $m_{xa}$  – масова витрата ХА, кг/с;  $k_b \cdot F_b$ ,  $k_k \cdot F_k$  – відповідно, коефіцієнти теплопровідності випарника і конденсатора, Вт/°С [5];  $\Delta t_b$  і  $\Delta t_k$  – відповідно, температурні напори на випарнику і конденсаторі, °С;  $t_n$  – температура зовнішнього середовища, °С.

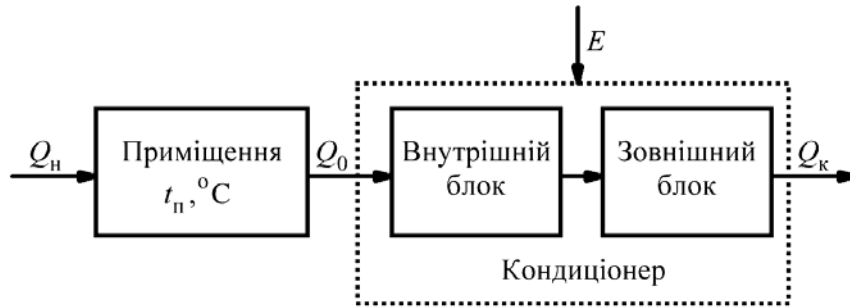


Рис. 1. Структурна схема СКП

З (2) нескладно визначити теплоприплив до випарника  $Q_0$ :

$$Q_0 = k_b \cdot F_b \cdot (t_n - t_0). \quad (4)$$

Кількість тепла  $Q_b$ , яке відводиться в випарнику [5]:

$$Q_b = \Delta h \cdot m_{xa}, \quad (5)$$

де  $\Delta h$  – різниця ентальпій ХА на виході і вході в випарник, Дж/кг.

Теплоприплив  $Q_n$  з навколишнього середовища можна визначити як:

$$Q_n = k_n \cdot F_n \cdot (t_n - t_n), \quad (6)$$

де  $k_n \cdot F_n$  – коефіцієнт теплопровідності, стін приміщення, Вт/°С.

Якщо за допомогою кондиціонера забезпечується повна рівність теплоприпливів  $Q_0 = Q_n$ , то з урахуванням 2, 4 і 5 температура повітря охолоджуваного приміщення:

$$t_n = t_0 + \Delta h \cdot \frac{m_{xa}}{k_b \cdot F_b}. \quad (7)$$

З аналізу наведених виразів випливає, що основним параметром функціонування СКП є температура повітря в приміщенні, підтримання якої в заданих межах можливо шляхом зміни:

- температури кипіння ХА  $t_0$ , °С;
- коефіцієнта теплопровідності випарника  $k_b \cdot F_b$ , Вт/°С;
- масової витрати  $m_{xa}$  ХА через компресор, кг/с.

Найбільш простий спосіб стабілізації температури повітря охолоджуваного приміщення, який використовується в СКП, – зміна середнього значення витрати ХА шляхом періодичного вмикання і вимикання компресора (рис. 2).

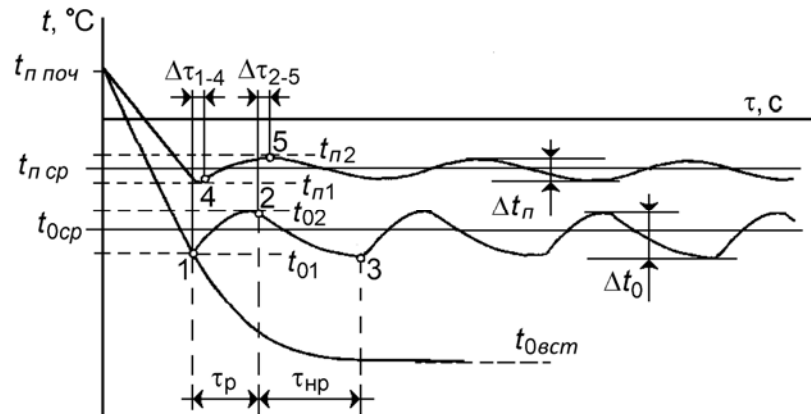
Необхідність стабілізації температури повітря в приміщенні, а, отже, і температури кипіння ХА обумовлена тим, що при заданих теплових навантаженнях, компресор кондиціонера повинен підтримувати величину тиску всмоктування достатню для повного відведення пари з випарника.

Очевидно, що при двохпозиційному регулюванні роботи компресора температура кипіння змінюється в заданих межах, і її середнє значення  $t_{0cp}$  дорівнюватиме необхідному.

Як видно з рис. 2, цикл роботи кондиціонера при двопозиційній управлінні складається з двох ділянок:

- неробочий (ділянка 1-2, компресор відключений, температура ХА підвищується від  $t_{01}$  до  $t_{02}$  за час  $\tau_{np}$ );

– робочий (ділянка 2-3, компресор працює, температура ХА знижується від  $t_{02}$  до  $t_{01}$  за час  $\tau_p$ ).



**Рис. 2. Зміна температури кипіння і повітря в приміщенні при двопозиційному регулюванні роботи кондиціонера**

Аналіз рис. 2 показує, що зміна температури кипіння і повітря охолоджуваного приміщення досить точно може бути описано аперіодичним законом, але з різними постійними часу на ділянках 1-2 і 2-3.

На робочій ділянці циклу (рис. 2), за час  $d\tau_p$ , кондиціонер відводить від приміщення тепло  $dQ_n(\tau)$  [6]:

$$dQ_n(\tau) = (k_b \cdot F_b)_p \cdot [t_n(\tau) - t_0(\tau)] d\tau_p, \quad (8)$$

де  $(k_b \cdot F_b)_p$  – коефіцієнт теплопровідності випарника на робочій ділянці циклу, Вт/°C.

У свою чергу, відвід тепла  $dQ_n(\tau)$  врівноважує теплоприток з навколишнього середовища:

$$dQ_n(\tau) = k_n \cdot F_n \cdot [t_n(\tau) - t_n(\tau)] d\tau_p \quad (9)$$

і викликає зниження температури повітря охолоджуваного приміщення:

$$dQ_n'(\tau) = -C_n \cdot dt_n(\tau), \quad (10)$$

де  $C_n$  – теплоємність охолоджуваного приміщення, Дж/°C.

Додатково кондиціонер відводить тепло  $dQ_b(\tau)$  від металу випарника й ХА:

$$dQ_b(\tau) = -C_b \cdot dt_0(\tau), \quad (11)$$

де  $C_b$  – сумарна теплоємність металу випарника й киплячого ХА, Дж/°C.

У квазівстановленому режимі сумарне відведене від системи тепло  $dQ_0(\tau)$  визначається холодопродуктивністю компресора, яка на досить невеликому діапазоні зміни температури кипіння  $\Delta t_0$  (рис. 2) може бути лінеаризована [7]:

$$dQ_0(\tau) = dQ_n(\tau) + dQ_b(\tau) = [a \cdot t_0(\tau) + c] d\tau_p, \quad (12)$$

де  $a$  та  $c$  – постійні, що визначаються за паспортними даними компресора.

З (8) і (12) можна визначити температуру кипіння, що встановилася,  $t_{0вст}$  ХА (рис. 2):

$$t_{0вст} = \frac{(k_b \cdot F_b)_p \cdot t_n - c}{(k_b \cdot F_b)_p + a}, \quad (13)$$

а з (8) і (9) можна визначити температуру повітря охолоджуваного приміщення  $t_{п вст}$ , що встановилася:

$$t_{\text{пвст}} = \frac{k_{\text{н}} \cdot F_{\text{н}} \cdot t_{\text{н}} + (k_{\text{в}} \cdot F_{\text{в}})_{\text{р}} \cdot t_0}{k_{\text{н}} \cdot F_{\text{н}} + (k_{\text{в}} \cdot F_{\text{в}})_{\text{р}}}, \quad (14)$$

Спільний розв'язок (8), (11) і (12) з урахуванням (13) дозволяє одержати рівняння, що описує динаміку температури кипіння на робочій ділянці циклу:

$$T_{\text{вр}} \frac{dt_0(\tau)}{d\tau_{\text{р}}} + t_0(\tau) = t_{0\text{вст}}, \quad (15)$$

де  $T_{\text{вр}} = \frac{C_{\text{в}}}{(k_{\text{в}} \cdot F_{\text{в}})_{\text{р}} + a}$  – постійна часу випарника на робочій ділянці циклу.

Розв'язок рівняння (15) при початковій умові  $t_0|_{\tau=0} = t_{02}$  (рис. 2) дає залежність температури кипіння у функції часу для робочої ділянки циклу, відповідну до аперіодичного закону:

$$t_0(\tau) = t_{0\text{вст}} + e^{-\tau/T_{\text{вр}}} \cdot (t_{02} - t_{0\text{вст}}). \quad (16)$$

Спільний розв'язок (8), (9), (10) і (14) дає рівняння, що описує динаміку температури повітря охолоджуваного приміщення на робочій ділянці циклу:

$$T_{\text{пр}} \frac{dt_{\text{п}}(\tau)}{d\tau_{\text{р}}} + t_{\text{п}}(\tau) = t_{\text{пвст}}, \quad (17)$$

де  $T_{\text{пр}} = \frac{C_{\text{п}}}{k_{\text{н}} \cdot F_{\text{н}} + (k_{\text{в}} \cdot F_{\text{в}})_{\text{р}}}$  – постійна часу охолоджуваного приміщення на робочій ділянці циклу.

Розв'язок рівняння (17) при початковій умові  $t_{\text{п}}|_{\tau=0} = t_{\text{п2}}$  (рис. 2) дає залежність температури повітря охолоджуваного приміщення у функції часу для робочої ділянки циклу, відповідну до аперіодичного закону:

$$t_{\text{п}}(\tau) = t_{\text{пвст}} + e^{-\tau/T_{\text{пр}}} \cdot (t_{\text{п2}} - t_{\text{пвст}}). \quad (18)$$

На неробочій ділянці циклу, за час  $d\tau_{\text{нр}}$ , від охолоджуваного приміщення продовжує відводитися тепло:

$$dQ_{\text{п}}(\tau) = (k_{\text{в}} \cdot F_{\text{в}})_{\text{нр}} \cdot [t_{\text{п}}(\tau) - t_0(\tau)] d\tau_{\text{нр}}, \quad (19)$$

де  $(k_{\text{в}} \cdot F_{\text{в}})_{\text{нр}}$  – коефіцієнт теплопровідності випарника на неробочій ділянці циклу, Вт/°С, який значно (в 2-3 рази) менше коефіцієнта теплопровідності випарника на робочій ділянці циклу за рахунок відсутності процесу кипіння.

Відповідно до теплового балансу охолоджуваного приміщення відвід тепла  $dQ_{\text{п}}(\tau)$  врівноважується теплопритоком з навколишнього середовища:

$$dQ_{\text{н}}(\tau) = k_{\text{н}} \cdot F_{\text{н}} \cdot [t_{\text{н}}(\tau) - t_{\text{п}}(\tau)] d\tau_{\text{нр}}, \quad (20)$$

який підвищує температуру повітря охолоджуваного приміщення:

$$dQ_{\text{п}}'(\tau) = C_{\text{п}} \cdot dt_{\text{п}}(\tau). \quad (21)$$

Тепло  $dQ_{\text{п}}(\tau)$  витрачається на підвищення температури металу випарника й ХА відповідно до рівняння:

$$dQ_{\text{в}}(\tau) = C_{\text{в}} \cdot dt_0(\tau), \quad (22)$$

При цьому якщо компресор кондиціонера не ввімкнеться, то температура металу випарника й ХА буде прямувати до температури повітря охолоджуваного приміщення:

$$t_{0\text{вст}} = t_{\text{п}}, \tag{23}$$

яка у свою чергу буде прямувати до температури навколишнього середовища:

$$t_{\text{пвст}} = t_{\text{н}}. \tag{24}$$

Спільний розв'язок (20) і (22) з урахуванням (23) дає рівняння, що описує динаміку температури кипіння на неробочій ділянці циклу:

$$T_{\text{внр}} \frac{dt_0(\tau)}{d\tau_{\text{нр}}} + t_0(\tau) = t_{\text{п}}, \tag{25}$$

де  $T_{\text{внр}} = \frac{C_{\text{в}}}{(k_{\text{в}} \cdot F_{\text{в}})_{\text{нр}}}$  – постійна часу випарника на неробочій ділянці циклу.

Розв'язок рівняння (25) при початковій умові  $t_0|_{\tau=0} = t_{01}$  (рис. 2) дає залежність температури кипіння у функції часу для неробочої ділянки циклу:

$$t_0(\tau) = t_{\text{п}} + e^{-\tau/T_{\text{внр}}} \cdot (t_{01} - t_{\text{п}}). \tag{26}$$

Спільний розв'язок (20), (21) і (24) дає рівняння, що описує динаміку температури повітря охолоджуваного приміщення на неробочій ділянці циклу:

$$T_{\text{нр}} \frac{dt_{\text{п}}(\tau)}{d\tau_{\text{нр}}} + t_{\text{п}}(\tau) = t_{\text{н}}, \tag{27}$$

де  $T_{\text{нр}} = \frac{C_{\text{п}}}{k_{\text{н}} \cdot F_{\text{н}} + (k_{\text{в}} \cdot F_{\text{в}})_{\text{нр}}}$  – постійна часу охолоджуваного приміщення на неробочій ділянці циклу.

Розв'язок рівняння (27) при початковій умові  $t_{\text{п}}|_{\tau=0} = t_{\text{п1}}$  (рис. 2) дає залежність температури повітря охолоджуваного приміщення у функції часу для неробочої ділянки циклу, відповідну до аперіодичного закону:

$$t_{\text{п}}(\tau) = t_{\text{н}} + e^{-\tau/T_{\text{нр}}} \cdot (t_{\text{п1}} - t_{\text{н}}), \tag{28}$$

Аналіз рівнянь (15), (17), (25) і (27) дозволяє стверджувати, що в СКП одночасно йдуть два взаємозалежні процеси зміни температури кипіння й повітря охолоджуваного приміщення, які досить точно можна описати аперіодичними законами, як показано на рис. 3.

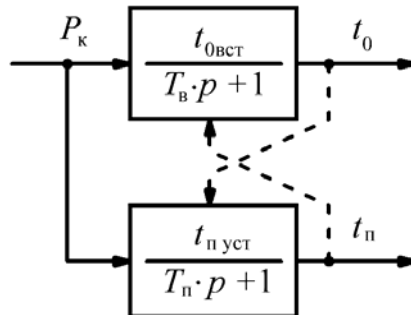


Рис. 3. Структурна модель СКП

На рис. 3 передатні функції випарника й охолоджуваного приміщення мають змінні коефіцієнти передачі й постійні часу. Постійна часу  $T_{\text{в}}$  може приймати значення  $T_{\text{вр}}$  або  $T_{\text{внр}}$ , а постійна часу  $T_{\text{п}}$  –  $T_{\text{пр}}$  або  $T_{\text{нр}}$  залежно від відносної потужності стискування компресора  $N_{\text{с}}^*$ , яка може приймати

значення  $N_c^* > 0$  (компресор включений) і  $N_c^* = 0$  (компресор виключений). При цьому значення температури кипіння  $t_{0вст}$  і повітря охолоджуваного приміщення  $t_{пвст}$ , що встановилися, залежно від  $N_c^*$  описуються рівняннями, відповідно, (13) і (14) або (23) і (24).

Значення  $N_c^*$  пропонується визначати наступним чином:

$$N_c^* = \frac{N_c}{N_{сн}} = \frac{M_{с\Sigma} \cdot \omega_2 \cdot \eta_{км}}{M_{сн} \cdot \omega_{2н} \cdot \eta_{кмн}}, \quad (29)$$

де  $N_{сн}$  – номінальна потужність стискування компресора;  $M_{сн}$  – номінальний момент опору на валу компресора;  $\omega_{2н}$  – номінальна кутова частота обертання ротора приводного електродвигуна;  $\eta_{кмн}$  – номінальний ККД компресора.

Реалізація структури, показаної на рис. 3, у будь-якому загальновідомому середовищі моделювання не викликає труднощів, якщо отримані передатні функції представити у вигляді інтеграторів, охоплених одиничними негативними зворотними зв'язками. Розглянемо побудову імітаційної моделі СКП на прикладі середовища моделювання Matlab/Simulink (рис. 4).

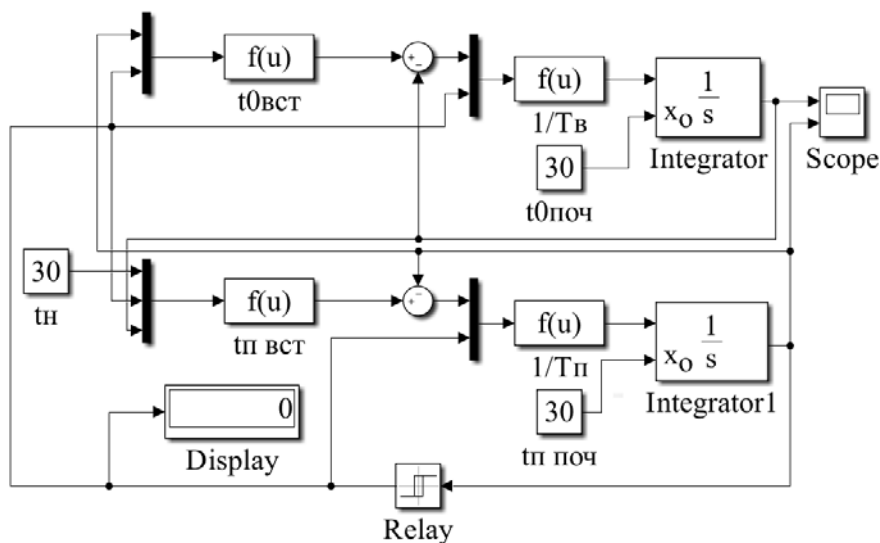


Рис. 4. Імітаційна модель СКП при двохпозиційному регулюванні температури

На рис. 4 наведена імітаційна модель СКП із двопозиційним регулюванням температури повітря охолоджуваного приміщення та прийняті наступні позначення:

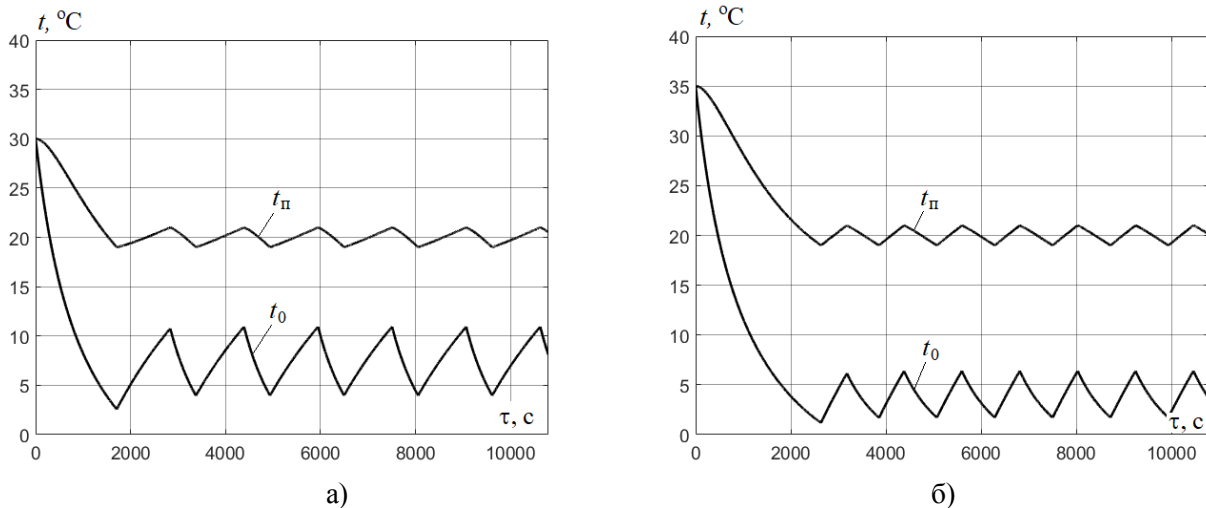
- $t_n$ ,  $t_{0поч}$ ,  $t_{п поч}$ , відповідно, блоки завдання температури навколишнього середовища  $t_n$ , початкового значення температури кипіння  $t_{0поч}$  й повітря охолоджуваного приміщення  $t_{п поч}$ ;
- $t_{0вст}$ ,  $t_{п вст}$ , відповідно, блоки розрахунку значень, що встановилися, температури кипіння  $t_{0вст}$  по формулах (13) або (23) та температури повітря охолоджуваного приміщення  $t_{п вст}$  по формулах (14) або (24);
- $1/T_v$ ,  $1/T_p$ , відповідно, блоки розрахунків постійної часу випарника  $T_v$  й охолоджуваного приміщення  $T_p$  для робочої й неробочої ділянки циклу роботи СКП;
- Integrator, Integrator1 – блоки-інтегратори з можливістю завдання початкового значення вихідного сигналу;
- Relay – блок, що імітує двопозиційне реле температури;
- Scope – блок побудови залежностей температури кипіння й повітря охолоджуваного приміщення у функції часу.

Моделювання на основі структурної схеми імітаційної моделі, наведеної на рис. 4, проведено для СКП апаратного контейнеру Ф2 ЗРК С-300 холодопродуктивністю 2,4 кВт з паспортними даними:

- теплоємність випарника  $C_b = 50$  кДж/°С;

- теплоємність приміщення апаратної  $C_n = 80$  кДж/°С;
- коефіцієнти теплопровідності випарника: на робочій ділянці циклу  $(k_b \cdot F_b)_p = 60$  Вт/°С, на неробочій ділянці циклу  $(k_b \cdot F_b)_{np} = 28$  Вт/°С;
- коефіцієнт теплопровідності огорожень контейнеру  $k_n \cdot F_n = 50$  Вт/°С;
- постійні коефіцієнти характеристики компресора:  $a = 32$  Вт/°С,  $c = 1,2$  кВт;
- температура повітря в приміщенні  $t_n = 19 \dots 21$  °С;
- початкова температура випарника й охолоджуваного приміщення прийнята рівній температурі навколишнього середовища.

На рис. 5 наведені отримані залежності температури кипіння й повітря охолоджуваного приміщення при температурі навколишнього середовища 30 і 35 °С за модельний час, що відповідає трьом годинам.



а) при  $t_n = 30$  °С; б) при  $t_n = 35$  °С

**Рис. 5. Перехідні процеси в СКП**

Аналіз рис. 5 показує, що при температурі навколишнього середовища 30 °С коефіцієнт робочого часу компресора становить 0,35, причому за годину відбувається 2 вмикання та вимикання компресора. При підвищенні температури навколишнього середовища на 5 °С коефіцієнт робочого часу компресора збільшується в 1,6 рази і становить 0,57, частота вмикань також збільшується до 3 разів на годину.

При теплових навантаженнях близьких до номінальних процес охолодження здійснюється швидше, чим процес утеплення (рис. 5, а). Це пов'язане в першу чергу зі зменшеною постійною часу випарника  $T_{vp}$  і охолоджуваного приміщення  $T_{np}$  на робочій ділянці циклу за рахунок збільшеного коефіцієнта теплопровідності випарника  $(k_b \cdot F_b)_p$  в порівнянні з неробочою ділянкою циклу.

З підвищенням температури навколишнього середовища зменшується час циклу роботи СКП за рахунок більш швидкого процесу утеплення приміщення і випарника (рис. 5, б). При цьому зростає температурний напір між випарником і охолоджуваним приміщенням, що приводить до підвищення навантаження на компресор і помітному зростанню споживання електроенергії.

Розроблена модель дозволяє проводити аналіз температурних режимів випарника та приміщення СКП при двохпозиційному керуванні продуктивністю компресора. Однак багато виробників СКП (Carrier Transicold, Mitsubishi, Daikin, Star Cool тощо) передбачають плавне (інверторне) регулювання холодопродуктивності кондиціонерів шляхом зміни частоти обертання вбудованого електродвигуна компресора. В такому випадку рівняння (15), (17), (25) і (27) моделі не враховують залежність постійних  $a$  і  $c$  характеристики компресора та коефіцієнту теплопровідності випарника  $k_b \cdot F_b$  від частоти обертання валу електродвигуна компресора.



Зміна частоти обертання  $\omega_2$  електродвигуна компресора СКП призводить до пропорційної зміни масової витрати ХА  $m_{ха}$  через компресор, що в свою чергу викликає, при незмінних інших параметрах холодильного циклу (ентальпій, температур, тисків тощо), пропорційні зміни холодопродуктивності  $Q_0$  та потужності стискування  $N_c$  компресора:

$$\frac{\omega_2}{\omega_{2н}} = \frac{m_{ха}}{m_{хан}} = \frac{Q_0}{Q_{0н}} = \frac{N_c}{N_{сн}}, \quad (30)$$

де індекс «н» позначає номінальне значення відповідної величини.

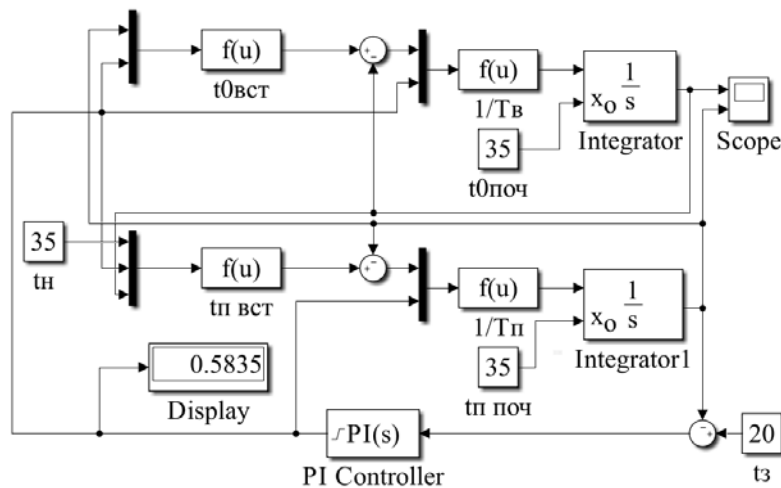
Аналіз виразу (30) з урахуванням рівняння (12) дозволяє стверджувати, що коефіцієнти  $a$  і  $c$  характеристики компресора в досить невеликому діапазоні температур кипіння пропорційно залежать від відносної потужності стискування компресора  $N_c^*$ :

$$a' = a \cdot N_c^* \quad c' = c \cdot N_c^*. \quad (31)$$

Залежність коефіцієнту теплопрохідності випарника  $k_b \cdot F_b$  від зміни масової витрати ХА, як показують дослідження [9], може бути описана степеневою функцією з показником ступеня  $n$ , що залежить від теплофізичних властивостей ХА. Враховуючи це та значення коефіцієнту теплопрохідності випарника  $(k_b \cdot F_b)_{нр}$  в неробочу частину циклу, для визначення залежності  $k_b \cdot F_b$  від відносної потужності стискування можна рекомендувати наступний вираз:

$$k_b \cdot F_b = (k_b \cdot F_b)_{нр} + [(k_b \cdot F_b)_p - (k_b \cdot F_b)_{нр}] \cdot (N_c^*)^n. \quad (32)$$

Таким чином, для остаточного побудування моделі температурних режимів СКП необхідно в рівняння (15), (17), (25) і (27) замість коефіцієнтів  $(k_b \cdot F_b)_{нр}$  та  $(k_b \cdot F_b)_p$  ввести значення  $k_b \cdot F_b$  за виразом (32), а в вирази (13) та (15) замість постійних  $a$  і  $c$  характеристики компресора ввести значення  $a'$  і  $c'$  за (31). В такому випадку імітаційна модель температурних режимів СКП набуде вигляду, представленому на рис. 6.



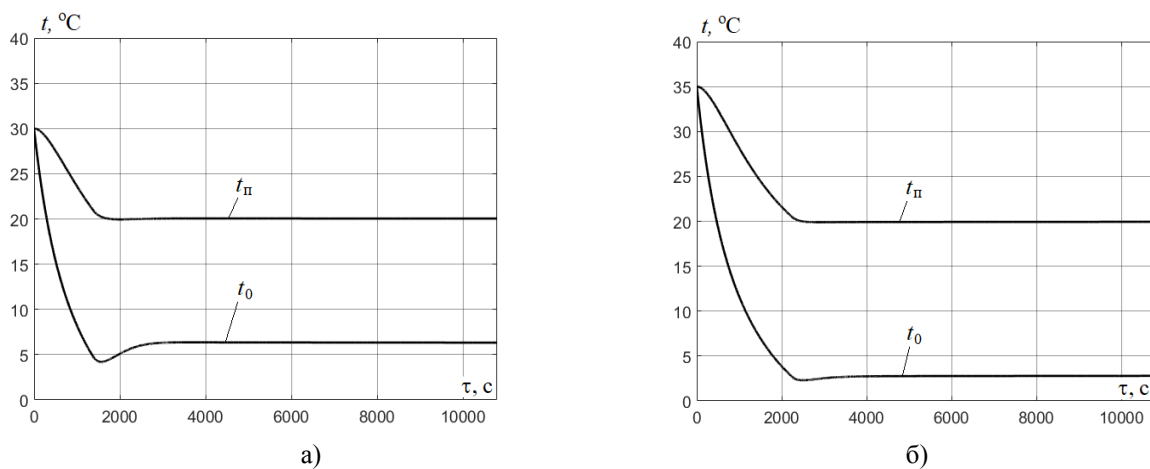
**Рис. 6. Імітаційна модель СКП при плавному регулюванні холодопродуктивності компресора**

В моделі на рис. 6 замість блоку Relay використовується блок PI Controller, який імітує частотний регулятор температури, при цьому інерційностями електроприводу компресора зневажено, оскільки вони на декілька порядків менше інерційностей випарника та приміщення. З виходу блоку PI Controller знімається сигнал, який чисельно дорівнює відносній потужності стискування

компресора  $N_c^*$ . Додатково для формування зворотного зв'язку та задаючої дії в модель уведений суматор та блок завдання температури в приміщенні  $t_z$ . Інші блоки в порівнянні з моделлю на рис. 4 залишилися без змін.

Дослідження отриманої моделі проводилося при вихідних даних, наведених вище для моделі з двохпозиційним регулюванням. В якості ХА використовувався R22 з показником ступеня  $n = 1,3$  [9]. Задане значення температури в приміщенні встановлювалося на значенні  $20$  °С. Параметри налаштування ПІ-регулятора встановлювалися засобами Matlab, використовуючи функцію pidtuner. В результаті моделювання були отримані графіки зміни температури кипіння й охолоджуваного приміщення (рис. 7) при плавному регулюванні холодопродуктивності компресора при температурі навколишнього середовища  $30$  і  $35$  °С за модельний час, що відповідає трьом годинам.

Аналіз рис. 7 показує, що при заданих налаштуваннях частотного регулятора процеси зміни температури кипіння ХА та повітря охолоджуваного приміщення відбуваються аперіодично без перегулювань. Встановлені значення температур  $t_n$  та  $t_0$  відповідають середнім значенням при двохпозиційному регулюванні.



а) при  $t_n = 30$  °С; б) при  $t_n = 35$  °С

**Рис. 7. Перехідні процеси в СКП при плавному регулюванні продуктивності**

При температурі навколишнього середовища  $30$ °С відносна потужність стискування компресора становить  $0,35$ , а при температурі навколишнього середовища  $35$ °С –  $0,58$ , що добре узгоджується з отриманими раніше даними та свідчить про адекватність отриманої моделі реальним температурним процесам.

## Висновки

1. Проведені дослідження термодинамічних властивостей СКП на прикладі СКП апаратного контейнеру Ф2 ЗРК С-300 показали адекватність отриманої моделі реальним температурним режимам охолоджуваного приміщення та кондиціонера.

2. Розроблена модель дозволяє проводити аналіз основних властивостей СКП, як об'єкта керування, в польових режимах роботи з врахуванням мінливого характеру параметрів, як самої системи, так й навколишнього середовища, і може бути основою для проектування замкнених систем керування холодопродуктивністю таких систем.

3. З метою діагностування та контролю технічного стану СКП отримана модель може слугувати цифровим двійником процесів охолодження, тобто моделювати «еталонні» температурні режими випарника та приміщення. Порівняння «еталонних» та реальних процесів охолодження за даними відповідних температурних датчиків дає змогу ідентифікувати причини та прогнозувати можливі відхилення параметрів функціонування СКП від нормальної роботи.

## Перспективи подальших досліджень

Для створення енергоефективних систем керування холодопродуктивністю СКП використання регуляторів безперервної дії може бути ускладнене через змінні параметри такі, як сталі часу і коефіцієнти передачі. Для цієї мети можливо використання адаптивних самоналагоджувальних регуляторів, що вимагає подальших досліджень. Подальше вдосконалення моделі СКП можливо шляхом урахування різних обурюючих впливів таких, як відкриття дверей приміщення, зміна температури конденсації тощо.

## Список використаних джерел

1. Леманский Д.А. Актуальные проблемы проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха в сложных образцах вооружения и военной техники / Д.А. Леманский, А.В. Терентьева // Информационные технологии в проектировании и производстве. – 2012. – № 1. – С. 60-66.
2. Зенітний ракетний комплекс «С-300ПТ» [Електронний ресурс] // ДП «Укроборонсервіс». – Режим доступу: <https://uos.ua/produktsiya/tehnika-pvo/78-zenitniy-raketniy-kompleks-s-300pt>.
3. Василец, Д.И. Анализ методов моделирования систем кондиционирования судовых помещений / Д.И. Василец, Н.А. Козьминых, О.А. Онищенко // Вестник НТУ «ХПИ», Серия: Новые решения в современных технологиях. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2017. – № 7 (1229). – С. 24-29.
4. Вынгра А. В. Использование программно-аппаратного моделирования при проектировании системы управления судовой холодильной установкой / А.В. Вынгра, Б.А. Авдеев // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова. — 2017. — Т. 9. — № 4. — С. 806-813.
5. Онищенко О.А. Расчет коэффициента теплопроводимости малых холодильных установок / О.А. Онищенко, Л.В. Мельникова // Электротехнические и компьютерные системы. – № 6(82), 2012. – С. 95-98.
6. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т.В. Морозюк – Одесса: «Негоциант», 2006. – 712 с.
7. Якобсон В. Б. Малые холодильные машины / В.Б. Якобсон – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 368 с.
8. Ейдеюс А. И. Сравнение интенсивности теплоотдачи и падения давления при кипении хладагентов R404A и R22 в горизонтальных трубах / А.И. Ейдеюс, М.Ю. Никишин, С.В. Кошелев // Вестник Международной академии холода. – 2015. – № 1. – С. 69-74.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ РЕЖИМОВ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ВОЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

О. Онищенко, А. Букарос, А. Сергеев, Т. Обнявко, Л. Лебедева

В статье получено математическое описание динамики температуры кипения холодильного агента и охлаждаемого помещения системы кондиционирования воздуха (СКВ) военного назначения. Предложена структурная схема имитационной модели СКВ, как объекта управления. Основное отличие разработанной модели - учет изменений постоянных времени и коэффициентов передачи в режимах охлаждения и утепления. Имитационная модель СКВ позволяет проводить оценку изменения температуры кипения и охлаждаемого помещения с учетом изменения температуры окружающей среды и настроек регулятора температуры. В качестве примера, при различных температурах окружающей среды, проведено исследование динамических свойств СКВ пункта управления зенитно-ракетного комплекса С-300ПТ. Проведен анализ полученных переходных процессов в испарителе и охлаждаемом помещении СКВ, намечены пути совершенствования модели.

**Ключевые слова:** системы кондиционирования воздуха, зенитно-ракетные комплексы, температура кипения, динамические свойства объекта управления.

---

**SIMULATION OF MILITARY AIR CONDITIONING SYSTEMS TEMPERATURE MODES**

O. Onishchenko, A. Bukaros, O. Serhieiev, T. Obniavko, L. Lebedieva

*The article discusses the problems of military facilities air conditioning systems simulation. The creation of such systems is quite difficult due to the significant variability of dynamic properties of an air conditioner as a control object. Analysis of such properties during designing is possible via simulation tools.*

*The authors obtained a mathematical description of the refrigerant boiling point and an air of a refrigerated room temperature dynamics of the military air conditioning system. It is shown that the change of the boiling point and refrigerated room air temperature can be quite accurately described by an aperiodic law with various time constants during the working and non-working part of the compressor operation cycle.*

*Differential equations of the boiling point and the refrigerated room temperature are obtained. On the basis of which the transfer functions of the air conditioning system are built. A structural diagram of a simulation model of the air conditioning system as an object of control is proposed. The main difference of the developed model is the accounting for changes in time constants and transmission coefficients in cooling and warming modes. The air conditioning system simulation model allows evaluating the change in boiling point and the refrigerated room air temperature taking into account the change in ambient temperature and the settings of the temperature controller.*

*As an example, at various ambient temperatures, the dynamic properties of the anti-aircraft missile system S-300PT control center air conditioning system with on-off and inverter control of the compressor cooling capacity were studied. The analysis of the obtained transients in the evaporator and the refrigerated room of the air conditioning system is carried out, ways of improving the model are outlined.*

**Keywords:** *air conditioning systems, anti-aircraft missile systems, boiling point, control object dynamic properties.*