

УДК 697.9+72.012.8+614.44

## Оцінювання формування комфортних теплових умов і чистоти повітря зональними місцево-центральною системою кондиціонування повітря і санаційним фітодизайном

Вадим Корбут<sup>1</sup>, Тетяна Ткаченко<sup>2</sup>, Віктор Мілейковський<sup>3</sup>, Володимир Вахула<sup>4</sup>, Вікторія Коновалюк<sup>5</sup>

<sup>1</sup>д.т.н., проф. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, [predsedatel@emw.kiev.ua](mailto:predsedatel@emw.kiev.ua), ORCID: 0000-0002-4560-5463

<sup>2</sup>д.т.н., проф. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, [tkachenkoknuba@gmail.com](mailto:tkachenkoknuba@gmail.com), ORCID: 0000-0003-2105-5951

<sup>3</sup>д.т.н., проф. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, [mileikovskiy@gmail.com](mailto:mileikovskiy@gmail.com), ORCID: 0000-0001-8543-1800

<sup>4</sup>ас. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, [v.vahula@gmail.com](mailto:v.vahula@gmail.com), ORCID: 0000-0001-7973-6421

<sup>5</sup>к.т.н., доц. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, [viktoria.konovalyuk@gmail.com](mailto:viktoria.konovalyuk@gmail.com), ORCID: 0000-0001-5115-7188

*Анотація. На сьогодні створення оптимальних мікрокліматичних умов обов'язкове для переважної більшості приміщень громадських будівель. Основною проблемою в теплий період року є мінімізація енергоспоживання. Традиційні системи з рециркуляцією вимагають повернення відпрацьованого повітря до вентиляційної установки, що вочевидь супроводжується додатковими витратами енергії на його переміщення. Цього недоліку нема в системах вентиляції з охолодженням, які складаються з системи вентиляції, що подає мінімальну витрату зовнішнього повітря, та місцевих довідників, які забирають повітря з верхньої або середньої зони, охолоджують його та подають до приміщення. У роботі розглянуто принципи аналітичного опису процесів у приміщенні при сумісній роботі вентиляції з місцевим охолодженням. Створено алгоритм розрахунку та симулятор на його базі. В основу аналітичного опису покладено спрощення, що припливне повітря та повітря після довідників спочатку змішуються, а потім суміш бере участь в асиміляції тепловологонадлишків у приміщенні. Проаналізовано вплив різних факторів на продуктивність та холодопродуктивність довідників. Показано, що для максимальної енергоефективності з мінімальними затратами необхідно виконувати розрахунок, а не користуватися укрупненими показниками. Показано, що продуктивність довідників може перевищувати витрату зовнішнього повітря. Довідники повертають відпрацьоване повітря до робочої зони, що призводить до підвищення вмісту вуглекислого газу в ній та можливості повернення хвороботворних мікроорганізмів і вірусів до неї. Показано, як обидві проблеми вирішує біотехнологічний захід – санаційний фітодизайн. Наведено рекомендований асортимент рослин.*

*Ключові слова: вентиляція з охолодженням, аналітичний опис, оброблення повітря, асиміляція тепловологонадлишків, санація, фітодизайн.*

**Вступ.** З прийняттям ДБН В.2.5-67:2013 створення оптимальних мікрокліматичних умов стало обов'язковим для переважної більшості приміщень громадських будівель. Основною проблемою, особливо в теплий період року, є мінімізація енергоспоживання.

Традиційні системи з рециркуляцією вимагають повернення відпрацьованого повітря до вентиляційної установки, що, вочевидь, супроводжується додатковими витратами енергії на його переміщення. Також значно збільшуються габарити як вентиляційної установки, так і повітроводів, повітророзподільного й витяжного обладнання тощо. Тому в Україні значно інтенсифікувалося впровадження окремих систем вентиляції з місцевим охолодженням спеціальними пристроями – довідниками. Ці системи прийнято класифікувати як зональні місцево-центральною системою кондиціонування повітря.

У невеликих приміщеннях як довідники часто застосовують спліт-системи. У великих приміщеннях для рівномірного охолодження перевагу віддають касетним кондиціонерам, рівномірно розміщеним стелею. Рекомендації виробників часто обмежені укрупненими показниками, зокрема рекомендованою площею на один пристрій. Цього явно недостатньо для правильного підбору та розрахунку, а головне, виявлення основних недоліків таких систем та методів їхнього пом'якшення. Тому необхідний якісний аналітичний опис сумісної дії систем вентиляції та охолодження.

**Актуальність дослідження.** Підвищення енергоефективності формування мікроклімату набуло особливої актуальності під час післявоєнної розбудови, адже енергонезалежність від росії є ключовою запорукою тривалого миру.

**Останні дослідження та публікації.** Місцеве охолодження привертає увагу дослідників різних країн через його енергетичну ефективність. Зокрема, японські автори запропонували натягувати під стелею з кондиціонерами тканину, що пропускає повітря і за рахунок охолодження працює як радіаційний охолоджувач [2].

У роботі [3] проаналізовано роботу різних видів місцевого охолодження в житловому будинку з практично нульовим енергоспоживанням – спліт-система, мультиспліт-система, касетні кондиціонери та радіаційне охолодження. Як висновки зазначено необхідність утилізації теплоти витяжного повітря, показано перевагу спліт-систем, а також зазначено високу ефективність комбінування конвективної та радіаційної складової охолодження.

У роботі [4] розроблено ефективний контролер для стельового кондиціонера. Він дозволяє досягти високої енергоефективності регулювання.

Значну увагу дослідники приділяють ефективності повітророзподілення [5-7]. Адже спосіб подачі повітря суттєво впливає на енергоефективність формування мікроклімату

Разом з зазначеним вище, аналітичному опису сумісної роботи вентиляції та охолодження приділено недостатню увагу. Не розглянуто недоліки функціонування таких систем. Метод розрахунку розглянуто лише в роботі [8]. Прийняті спрощення призвели до виходу точки робочої зони за межі побудови на I-d діаграми. Тому постає задача розроблення методу аналітичного опису подібних рішень.

**Формулювання цілей статті.** Метою роботи є розроблення підходу до аналітичного оцінювання процесів при зональних місцево-центральних системах кондиціонування повітря з подальшим аналізом особливостей функціонування таких систем.

**Визначення вихідних даних.** Система вентиляції приймається прямотечійною (рис. 1) і подає лише зовнішнє повітря без охолодження. Незалежно від цієї системи в приміщенні передбачаються повітроохолоджувачі – довідники. Вони забирають повітря у верхній або середній зоні, охолоджують його і подають до приміщення з верхньої зони струминами вниз, вертикально або під кутом.

Змішування охолодженого повітря з повітрям приміщення – це дуже складний процес, що складається з підмішування (ежекції) повітря верхньої зони до струмин охолодженого повітря та змішування отриманої суміші з повітрям робочої зони при розпаді в ній струмин. Останній

процес відбувається одночасно з асиміляцією тепловологонадлишків. Повний розрахунок таких процесів є складною задачею. На сьогодні це можна зробити лише методами обчислювальної гідродинаміки.

Особливістю систем є конденсація вологи в довідниках, яка або відводиться до водовідведення або збирається для потреб водопостачання. Тому вологовміст витяжного повітря заздалегідь невідомий. При визначенні холодопродуктивності довідників слід використовувати в розрахунках величину повної теплоти  $Q_{hf}$ , Вт.

За [1] у громадських будівлях необхідна утилізація теплоти витяжного повітря. Температурний коефіцієнт ефективності теплоутилізатора для прямотечійних систем вентиляції без тепловологісного оброблення повітря в теплий період року має вигляд

$$E = (t_{in} - t_{ext}) / (t_{\ell} - t_{ext}), \quad (1)$$

де  $t$  – температура повітря, °C;  $in$  – індекс, що відповідає припливному повітрю;  $ext$  – індекс, що відповідає зовнішньому повітрю,  $\ell$  – індекс, що відповідає витяжному повітрю. Звідси температуру припливного повітря можна визначити при розрахунку за градієнтом температури за формулою

$$t_{in} = t_{ext} + E (t_{\ell} - t_{ext}). \quad (2)$$

За відомими температурою  $t_{in}$ , °C, та вологовмістом  $d_{ext}$ , г/кг, визначаємо два інші параметри за табл. Параметри повітря після довідника залежать від температури холодоносія (для води 12 °C) або холодоагенту в ньому  $t_{wo}$ , °C, за формулою

$$t_f = t_{wo} + 1...3, \text{ °C}, \quad (3)$$

де індекс  $f$  відповідає повітрю після довідника, а значення температурного перепаду з діапазону вибирається залежно від конструктивних особливостей теплообмінника.

Відносна вологість повітря приймається 90...95 %. Тому ентальпію або вологовміст повітря після довідника можна визначити аналітично за табл. Параметри зовнішнього повітря визначають за двома відомими параметрами також за табл. Таким чином маємо всі необхідні вихідні дані.

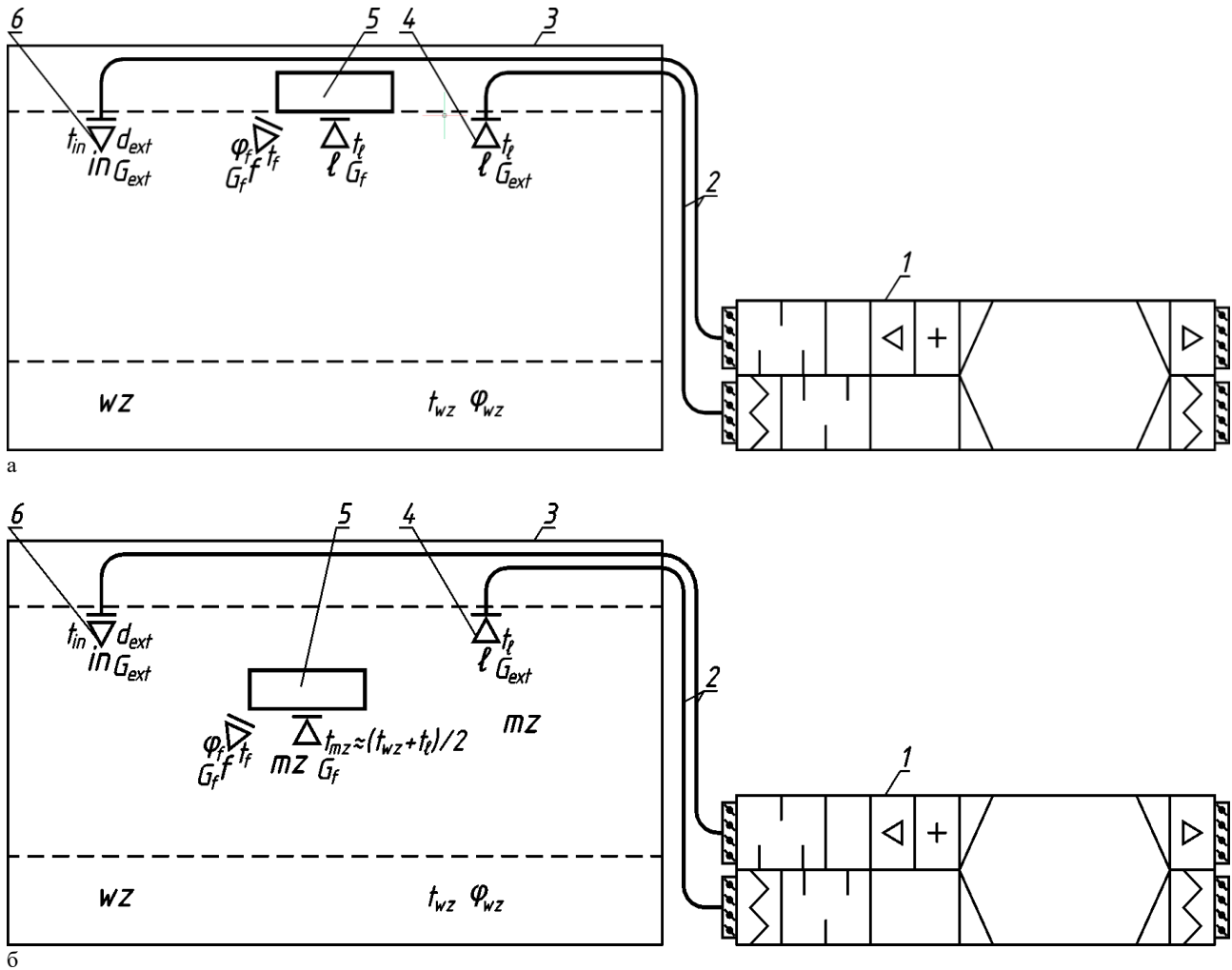


Рис. 1. Схема зональної місцево-центральної системи кондиціонування повітря:

- 1 – припливно-витяжна прямотечійна вентиляційна установка з теплоутилізатором, що подає мінімально допустиму витрату зовнішнього повітря;
- 2 – мережа повітроводів загальнообмінної припливно-витяжної вентиляції;
- 3 – приміщення, яке обслуговується;
- 4 – витяжний(і) пристрій(ої) загальнообмінної припливно-витяжної вентиляції
- 5 – повітроохолоджувач-довідник
- 6 – повітророзподільник(и) загальнообмінної припливно-витяжної вентиляції
- wz – робоча зона; mz – середня зона;  $\ell$  – витяжне повітря (верхня зона).

### Принципи аналітичного опису процесів.

При аналітичному описі повітрообміну з охолодженням приймаємо схему організації повітрообміну за рис. 1 з такими спрощеннями:

- припливне та охоложене повітря спочатку змішується «як є» до суттєвого підмішування повітря верхньої зони, а суміш (індекс mix) має ентальпію та вологовміст, відповідно,

$$I_{mix} = (G_{ext} I_{in} + G_f I_f) / (G_{ext} + G_f), \quad (4)$$

$$d_{mix} = (G_{ext} d_{ext} + G_f d_f) / (G_{ext} + G_f), \quad (5)$$

де  $G_{ext}$  і  $G_f$ , відповідно, масова витрата зовнішнього повітря (повітрообмін) і продуктивність довідника (за повітрям), що може бути замінена об'ємною витратою  $L_{ext}$  і  $L_f$ , приведеною до стандартної густини  $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$  за [1];

- суміш припливного й охоложеного повітря асимілює тепловологонадлишки відповідно до кутового коефіцієнта променя процесу

$$\begin{aligned} \varepsilon &= 3,6 \Delta Q_{hf} / W = (I_{\ell} - I_{mix}) / (d_{\ell} - d_{mix}) = \\ &= (I_{wz} - I_{mix}) / (d_{wz} - d_{mix}) = (I_{\ell} - I_{wz}) / (d_{\ell} - d_{wz}), \end{aligned} \quad \text{кДж/Г,} \quad (6)$$

Аналітичне визначення параметрів повітря – температури  $t$ , °C, ентальпії  $I$ , кДж/кг, вологовмісту  $d$ , г/кг та відносної вологості повітря  $\varphi$ , %, для атмосферного тиску  $P_0$ , гПа [9,10]

Параметр	Розрахункові формули, якщо відомо другий параметр:		
	вологовміст $d$ , г/кг	температура $t$ , °C	відносна вологість $\varphi$ , %
Ентальпія $I$ , кДж/кг	$t =$ $= (I - 2,5 d) / (1,8 \cdot 10^{-3} \cdot d + 1,006)$ $\approx (I - 2,53 d) / 1,024$ , °C; $P_{н.п.}$ – примітка 1; $\varphi = (100 \cdot d \cdot P_0) / ((623 + d) \cdot P_{н.п.})$ , %	$d =$ $= (I - 1,006 t) / (1,8 \cdot 10^{-3} \cdot t + 2,5)$ $\approx (I - 1,024 t) / 2,53$ , г/кг; $P_{н.п.}$ – примітка 1; $\varphi = (100 \cdot d \cdot P_0) / ((623 + d) \cdot P_{н.п.})$ , %	$t$ – примітка 3 $d =$ $= (I - 1,006 t) / (1,8 \cdot 10^{-3} t + 2,5) \approx$ $\approx (I - 1,024 t) / 2,53$ , г/кг;
Вологовміст $d$ , г/кг	—	$I = 1,006 t + (2,5 + 1,8 \cdot 10^{-3} t) d$ , кДж/кг; $P_{н.п.}$ – примітка 1; $\varphi = (100 \cdot d \cdot P_0) / ((623 + d) \cdot P_{н.п.})$ , %	$P_{н.п.} = (100 \cdot d \cdot P_0) / ((623 + d) \cdot \varphi)$ , гПа; $t$ – примітка 2; $I = 1,006 t + (2,5 + 1,8 \cdot 10^{-3} t) d$ , кДж/кг
Температура $t$ , °C	—	—	$P_{н.п.}$ – примітка 1; $d = 623 \cdot P_{н.п.} \cdot \varphi / (100 \cdot P_0 - P_{н.п.} \cdot \varphi)$ , г/кг; $I = 1,006 \cdot t + (2,5 + 1,8 \cdot 10^{-3} \cdot t) \cdot d$ , кДж/кг

Примітки.

1. Тиск насиченої пари розраховують за “модифікованою” формулою Бака [10] у гПа

$$\begin{cases} P_{н.п.} = EF \cdot 6,1115 \cdot e^{\left(23,036 - \frac{t}{333,7}\right) \frac{t}{t+279,82}} \approx 6,144 \cdot e^{\left(23,036 - \frac{t}{333,7}\right) \cdot t / (t+279,82)}, & t < 0; \\ P_{н.п.} = EF \cdot 6,1121 \cdot e^{\left(18,678 - \frac{t}{234,5}\right) \frac{t}{t+257,14}} \approx 6,144 \cdot e^{\left(18,678 - \frac{t}{234,5}\right) \cdot t / (t+257,14)}, & t \geq 0, \end{cases}$$

де EF – поправка [10] на вплив взаємодії молекул повітря (enhancement factor), що є відношенням тиску насиченої пари в повітря до цього тиску в системі “лише пара-рідина”:

$$\begin{cases} EF = 1 + 10^{-4} \cdot (2,2 + P_0 \cdot (0,0383 + 6,4 \cdot 10^{-6} \cdot t^2)) \approx 1,0053 \pm 0,2\%, & t < 0; \\ EF = 1 + 10^{-4} \cdot (7,2 + P_0 \cdot (0,0320 + 5,9 \cdot 10^{-6} \cdot t^2)) \approx 1,00522 \pm 0,2\%, & t \geq 0. \end{cases}$$

Наближені значення наведено усередненими для більшості країн світу ( $P_0 = 800 \dots 1060$  гПа,  $t = -67 \dots +70$  °C) з мінімальним відносним відхиленням. Для інших регіонів слід розрахувати для обох найменших та обох найбільших за модулем значень тиску і температури в кожному піддіпазоні, а потім взяти середнє значення як відношення подвійного добутку та суми результатів.

2. Розв’язання рівняння тиску насиченої пари (див. примітку 1) дає рівняння температури, °C,

$$\begin{cases} t = 166,85 \cdot \left(23,036 - A - \sqrt{A \cdot (A - 49,42615) + 530,657296}\right), & t < 0; \\ t = 117,25 \cdot \left(18,678 - B - \sqrt{B \cdot (B - 41,742183) + 348,867684}\right), & t \geq 0, \end{cases}$$

$$A = \ln(P_{н.п.} / (6,1115 \cdot EF)) \approx \ln(P_{н.п.} / 6,144); \quad B = \ln(P_{н.п.} / (6,1121 \cdot EF)) \approx \ln(P_{н.п.} / 6,144).$$

3. Щоб знайти температуру повітря за відносною вологістю та ентальпією слід чисельно розв’язати рівняння, отримане з системи трьох рівнянь для визначення параметрів за відомими ентальпією та температурою в табл., а саме

$$\begin{cases} 0 = P_0 (I - 1,006 t) - (I + 0,1154 t + 1557,5) \cdot (\varphi / 100) \times \\ \left\{ 6,1115 \cdot \left(1 + 10^{-4} (2,2 + P_0 \cdot (0,0383 + 6,4 \cdot 10^{-6} \cdot t^2))\right) \cdot e^{\left(23,036 - \frac{t}{333,7}\right) \cdot t / (t+279,82)}, & t < 0; \right. \\ \left. 6,1121 \cdot \left(1 + 10^{-4} (7,2 + P_0 \cdot (0,0320 + 5,9 \cdot 10^{-6} \cdot t^2))\right) \cdot e^{\left(18,678 - \frac{t}{234,5}\right) \cdot t / (t+257,14)}, & t \geq 0 \right. \end{cases}$$

або наближено

$$0 = P_0 \cdot (I - 1,006 \cdot t) - 6,144 (I + 0,1154 \cdot t + 1557,5) \cdot (\varphi / 100) \cdot e^{\begin{cases} \left(23,036 - \frac{t}{333,7}\right) \cdot t / (t+279,82), & t < 0; \\ \left(18,678 - \frac{t}{234,5}\right) \cdot t / (t+257,14), & t \geq 0. \end{cases}}$$

де  $\Delta Q_{hf}$  – повні теплонадлишки в приміщення, Вт;  $W$  – вологонадлишки, г/год.

• довідник забирає повітря з верхньої або середньої зони та охолоджує його з можливим

осушенням до параметрів з індексом  $f$ .

Відповідно до цих припущень процеси на  $I-d$  діаграмі відповідатимуть рис. 2. На відміну від кондиціонування повітря другий параметр стану повітря робочої зони  $wz$  заздалегідь невідомий. Відомі лише температура повітря в робочій зоні  $t_{wz}$ , °C, і температура витяжного повітря  $t_\ell$ , °C.

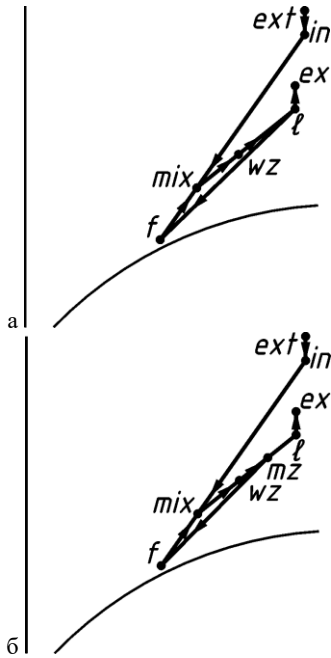


Рис. 2. Спрощена схема процесів оброблення повітря зональними місцево-центральними системами кондиціонування повітря: а – при розміщенні довідників у верхній зоні; б – те ж у середній зоні:

$ext$  – стан зовнішнього повітря;  $in$  – стан припливного повітря;  $f$  – стан повітря після довідника;  $mix$  – стан суміші припливного повітря та повітря після теплоутилізатора;  $wz$  – стан повітря робочої зони;  $mz$  – стан повітря середньої зони;  $\ell$  – стан витяжного повітря;  $ex$  – стан повітря, що викидається назовні:

$ext \rightarrow in$  – процес охолодження припливного повітря в теплоутилізаторі;  $in \rightarrow mix \leftarrow f$  – процес змішування припливного повітря і повітря після теплоутилізатора;  $mix \rightarrow wz \rightarrow \ell$  або  $mix \rightarrow wz \rightarrow mz \rightarrow \ell$  – процес асиміляції тепловологонадлишків у приміщенні;  $\ell \rightarrow ex$  – процес відбору «холоду» витяжного повітря в теплоутилізаторі;  $\ell \rightarrow f$  або  $mz \rightarrow f$  – процес охолодження в довіднику

У даній роботі розглянемо розміщення довідників у верхній зоні. Баланси теплоти та вологи в приміщенні, відповідно,

$$G_{ext} I_{in} + 3,6 \Delta Q_{hfmn} - G_f (I_\ell - I_f) - G_{ext} I_\ell = 0; \quad (7)$$

$$G_{ext} d_{ext} + W_{mn} - G_f (d_\ell - d_f) - G_{ext} d_\ell = 0. \quad (8)$$

У рівнянні (7) за допомогою системи символічної алгебри Махіма замінюємо ентальпію вологовмістом і температурою за формулою табл, а саме

$$I_{in} = 1,006 \cdot t_{in} + (2,5 + 1,8 \cdot 10^{-3} t_{in}) d_{ext}, \quad (9)$$

кДж/кг;

$$I_\ell = 1,006 \cdot t_\ell + (2,5 + 1,8 \cdot 10^{-3} t_\ell) d_\ell, \quad (10)$$

кДж/кг;

$$I_f = 1,006 \cdot t_f + (2,5 + 1,8 \cdot 10^{-3} t_f) d_f, \quad (11)$$

кДж/кг.

Отриману систему рівнянь розв'язано за допомогою Махіма. Розв'язок

$$G_f = (18000 \cdot \Delta Q_{hf} - (9 \cdot t_\ell + 12500) \cdot W + G_{ext} \cdot (9 \cdot d_{ext} + 5030) \cdot (t_{in} - t_\ell)) \div ((9 \cdot d_f + 5030) \cdot (t_\ell - t_f)), \quad (12)$$

кг/год;

$$d_\ell = (G_{ext} \cdot d_{ext} + G_f \cdot d_f + W) / (G_{ext} + G_f). \quad (13)$$

Якщо  $d_f \leq d_\ell$ , то результати розрахунків є правильними. За відомими температурою і вологовмістом витяжного повітря за табл. знаходимо два інші параметри.

Якщо  $d_f > d_\ell$ , то утворення конденсату не відбуватиметься. Тоді процес охолодження буде спрямовано вертикально вниз, тобто  $d_f = d_\ell$ . Результати розрахунків за формулами (12) і (13) слід визнати помилковими. Рівняння (8) у даному випадку дає просту залежність:

$$d_f = d_\ell = d_{ext} + (W/G_{ext}). \quad (14)$$

За даними табл. за відомою температурою повітря після довідників та витяжного повітря можна визначити два інші параметри обох станів повітря, а далі скористатися рівнянням (8) без заміни ентальпії, розв'язок якого

$$G_f = (G_{ext} (I_{in} - I_\ell) + 3,6 \Delta Q_{hf}) / (I_\ell - I_f). \quad (15)$$

Від'ємний або нульовий результат свідчить про відсутність потреби в охолодженні, що є підставою припинити розрахунок.

Вологовміст повітря робочої зони можна знайти з формули (6) після підставлення залежності (10) і аналогічної залежності для параметрів повітря робочої зони

$$I_{wz} = 1,006 \cdot t_{wz} + (2,5 + 1,8 \cdot 10^{-3} t_{wz}) d_{wz}, \quad (16)$$

кДж/кг.

Маємо

$$d_{wz} = \frac{3,6\Delta Q_{hf}d_l - (1,006(t_l - t_{wz}) + (2,5 + 1,8 \cdot 10^{-3}t_l)d_l)W}{3,6\Delta Q_{hf} - (2,5 + 1,8 \cdot 10^{-3}t_{wz})W} \quad (17)$$

У формулі (17) навмисно відсутній кутовий коефіцієнт променя процесу. Це дозволяє отримати правильний результат за умови його нескінченного значення, що відповідає  $W = 0$ , без додаткових перевірок. Цей коефіцієнт для аналітичного опису рахувати слід лише для перевірки нев'язок.

Вологовміст повітря робочої зони має опинитися між вологовмістом суміші та витяжного повітря, тобто  $(d_\ell - d_{wz})(d_{wz} - d_{mix}) \geq 0$ . У протилежному випадку досягти потрібних параметрів робочої зони даною системою неможливо. Але подібна ситуація за результатами розрахунків спостерігається лише за екстремальних умов, наприклад, близький до нуля вологовміст зовнішнього повітря (умови пустелі).

За відомими вологовмістом і температурою повітря робочої зони знаходимо інші два параметри за табл. I залишається визначити параметри повітря суміші. Це можна зробити двома способами:

- пошуком перетину променя процесу та лінії змішування (простіше за графоаналітичним методом на I-d діаграмі, який у даній роботі не розглядається);
- за формулами (4-5) (простіше для аналітичних розрахунків), після чого слід знайти інші параметри за табл. Для перевірки можна розрахувати кутовий коефіцієнт променя процесу за першим рядком формули (6) і порівняти результати.

Визначаємо холодопродуктивність довідників

$$Q_c = G_f(I_\ell - I_f)/3,6, \text{ Вт.} \quad (18)$$

Довідники продукують конденсат у кількості

$$W_c = G_f(d_\ell - d_f), \text{ Вт.} \quad (19)$$

Також для перевірки та експертного аналізу визначаємо асиміляцію теплоти та вологи вентиляційним повітрям:

$$Q_{hf,a} = G_{ext} \cdot (I_\ell - I_{in})/3,6, \text{ Вт;} \quad (20)$$

$$W_a = G_{ext} \cdot (d_\ell - d_{in}), \text{ г/год.} \quad (21)$$

Для перевірки визначаємо повну асиміляцію теплоти та вологи системами вентиляції та охолодження:

$$\Delta Q'_{hf} = Q_c + Q_{hf,a}, \text{ Вт;} \quad (22)$$

$$W' = W_a + W_c, \text{ Вт.} \quad (23)$$

Також визначаємо кутовий коефіцієнт променя процесу за формулою (9) за параметрами витяжного повітря та суміші:

$$\varepsilon' = (I_\ell - I_{mix})/(d_\ell - d_{mix}). \quad (24)$$

Формула (27) повторює один з членів формули (9), адже ми скористалися ним лише для запису рівнянь, а не для розрахунків. Тому варто його перевірити.

Під час перевірки визначаємо три нев'язки

$$RD_Q = 100 (\Delta Q'_{hf} - \Delta Q_{hf})/\Delta Q_{hf} \leq 5 \%; \quad (25)$$

$$RD_W = 100 (W' - W)/W \leq 5 \%; \quad (26)$$

$$RD_\varepsilon = 100 (\varepsilon' - \varepsilon)/\varepsilon \leq 5 \%. \quad (27)$$

Насправді, якщо всі виклади правильні, нев'язки виникатиме лише при несумірних значеннях окремих величин (наприклад,  $\varepsilon \rightarrow \infty$ ) через втрату точності при їхньому додаванні або відніманні.

У разі, якщо будь-яка з формул (25-27) дає ділення на нуль, міняємо значення в знаменнику на те ж зі штрихом. Якщо в чисельнику не нуль, то нев'язка буде біля 100 %. Якщо ж обидва результати дають помилку ділення на нуль, значить обидва значення величини дуже близькі до нуля, що дозволяє стверджувати несуттєвість тепло- або вологонадлишків. Тобто розрахунок за цим параметром правильний.

**Експертний аналіз результатів.** Результати розрахунку перед остаточним прийняттям системи вентиляції з охолодженням слід детально проаналізувати. Формула (20) і (21) у більшості випадків на території України дають від'ємне значення асиміляції теплоти та/або вологи. При цьому система вентиляції замість асиміляції відповідної шкідливості її вносить. Це є особливістю розглянутих систем, коли довідники працюють незалежно від системи вентиляції. При цьому варто розглянути варіанти оброблення припливного повітря або в центральному кондиціонері або подавання його безпосередньо до кондиціонера-довідника.

Якщо відносна вологість повітря в робочій або верхній зоні виходить за допустимі межі (понад 70 %), створюються умови для інтенсивного розвитку грибків, що виділяють найсильніші канцерогени – мікотоксини. Прийдеться приймати кондиціонування повітря з підтриманням заздалегідь заданих двох параметрів повітря робочої зони.

**Результати розрахунків.** За формулами (2-27) створено програму в системі електронних таблиць з відкритим кодом LibreOffice Calc. Алгоритм аналітичного розрахунку відповідає рис. 3-7.

Для прикладу розглянемо залу на 258 людей площею 258 м<sup>2</sup> заввишки 5,7 м з такими базовими значеннями параметрів. Теплонадлишки становлять  $Q_{hf} = 53200$  Вт, вологонадлишки  $W = 49510$  г/год, значення повітрообміну  $G_{ext} = 12960$  кг/год. Температура зовнішнього повітря  $t_{ext} = 32^\circ\text{C}$ , а відносна вологість  $\phi_{ext} = 50\%$ . За [11] температуру повітря робочої зони прийнято  $t_{wz} = 26^\circ\text{C}$ . Температура витяжного повітря за градієнтом температури  $t_\ell = t_{wz} + 1,9^\circ\text{C}$ . Відносну вологість повітря після довідників прийнято 95 %, а температуру  $t_f = 13^\circ\text{C}$ .

Розглянемо, як впливають фактори на параметри роботи системи. Зафіксуємо ентальпію зовнішнього повітря на рівні 60 кДж/кг і змінюватимемо вологовміст. Графік на рис. 8 показує, що поки не починається конденсація, холодопродуктивність лінійно спадає зі зростанням частки прихованої теплоти. У момент появи конденсату графік холодопродуктивності має злам, плавно зростає до максимуму, а потім спадає. Продуктивність довідників за повітрям лінійно спадає.

Зафіксуємо ентальпію на меншому рівні – 40 кДж/кг. Поведінка кривих (рис. 9) буде такою ж за винятком меншої кривини лінії холодопродуктивності при конденсації. Така складна поведінка кривої показує важливість виконання розрахунку, а не використання укрупнених показників.

Зафіксуємо не ентальпію, а температуру зовнішнього повітря на рівні 32 °С. При цьому продуктивність довідників залишається практично незмінною. До появи конденсації холодопродуктивність теж практично незмінна, адже теплоємність водяної пари в повітрі відіграє незначну роль, а вологообмін відсутній. Після появи конденсації холодопродуктивність практично лінійно зростає.

Виникає питання, чи можна спростити розрахунок продуктивності. Для цього приймемо температуру повітря робочої зони 22 °С, а зовнішнього повітря 28 °С (з тим же перепадом). При нульовому вологовмісті за рис. 10 продуктивність  $G_f = 5564$  кг/год, а при зазначених температурах –  $G_f = 7638$  кг/год, що на 37,3 % менше. Тепер зафіксуємо не перепад, а температуру зовнішнього повітря 32 °С, а змінимо температуру повітря робочої зони до 22 °С. Отримаємо ще більшу продуктивність –  $G_f = 9121$  кг/год. Аналогічно підтверджується суттєва залежність продуктивності від тепло- і вологонадлишків при фіксованому та змінному кутовому коефіцієнті променя процесу.

Таким чином, для досягнення найвищої енергоефективності з мінімальними затратами приймати кондиціонери-довідники слід за розрахунком, а не за укрупненими показниками (за площею, теплонадходженнями тощо). Алгоритм на рис. 3-7 достатньо просто реалізується в системах електронних таблиць або комп'ютерної алгебри.

**Проблеми функціонування зональних міцено-центрально-систем кондиціонування повітря.** На рис. 8 привертає увагу значна продуктивність довідників, що може перевищити витрату зовнішнього повітря. За результатами розрахунку прикладу маємо  $G_f = 5547$  кг/год, що відповідає 42,8 % витрати зовнішнього повітря. З урахуванням ежекції повітря верхньої зони струминами система в цьому випадку примусово повертає значний об'єм відпрацьованого повітря до робочої зони – біля половини витрати зовнішнього повітря. Це призводить до:

- підвищення в робочій зоні концентрації вуглекислого газу;
- можливості повернення пилових та аерозольних частинок з хвороботворними мікроорганізмами й вірусами.

Перше не має принципового значення, якщо розрахунок повітрообміну ведеться на забезпечення гранично допустимої концентрації  $q_{MPC}$  у витяжному повітрі, що дісталось у спадок від радянських часів.

На сьогодні більш уживаним підходом є коефіцієнт повітрообміну [12] за концентрацією або мольною часткою вуглекислого газу  $q$  (можна послугуватися різними розмірностями):

$$K_L^{CO_2} = (q_\ell - q_{in}) / (q_{wz} - q_{in}). \quad (28)$$

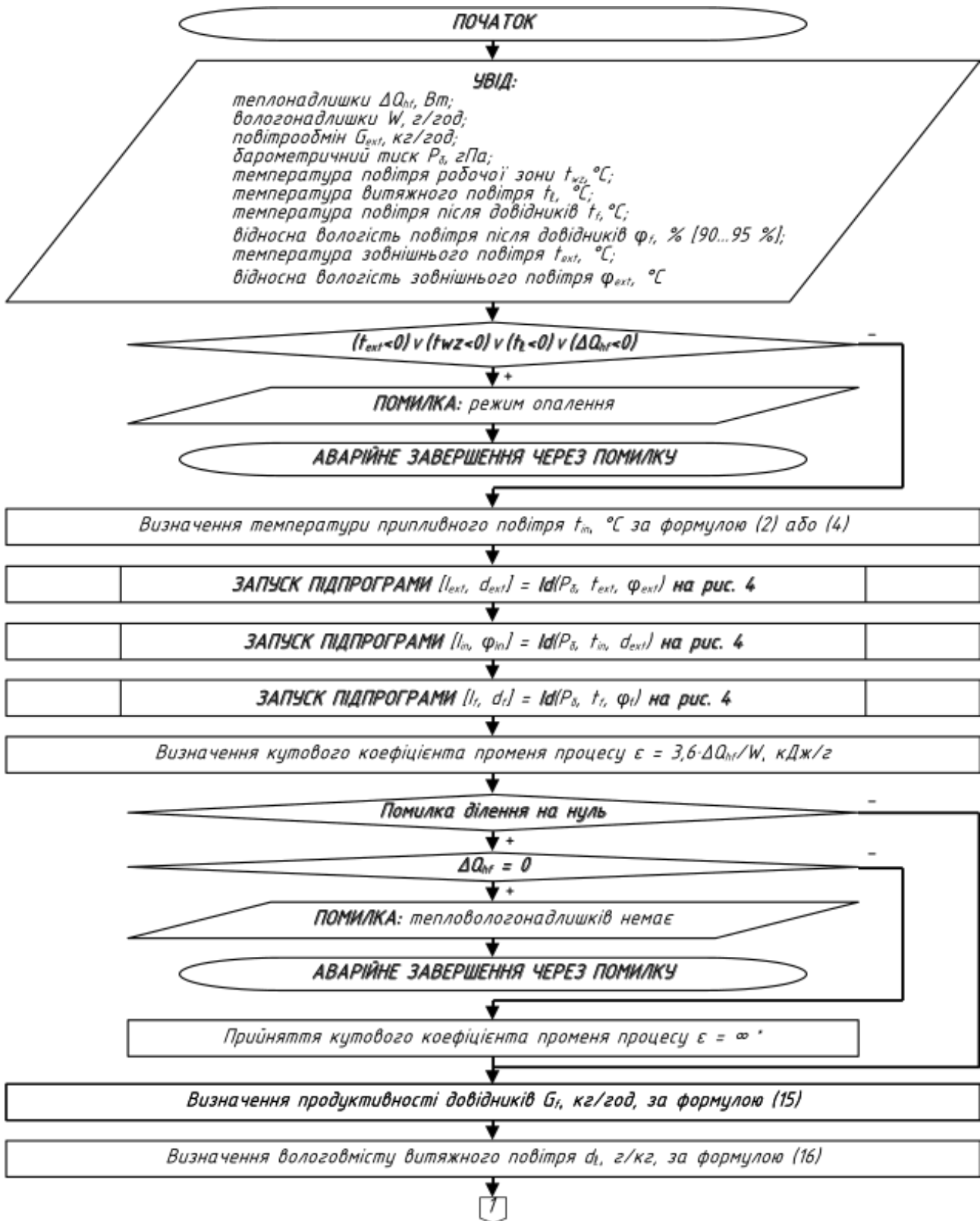
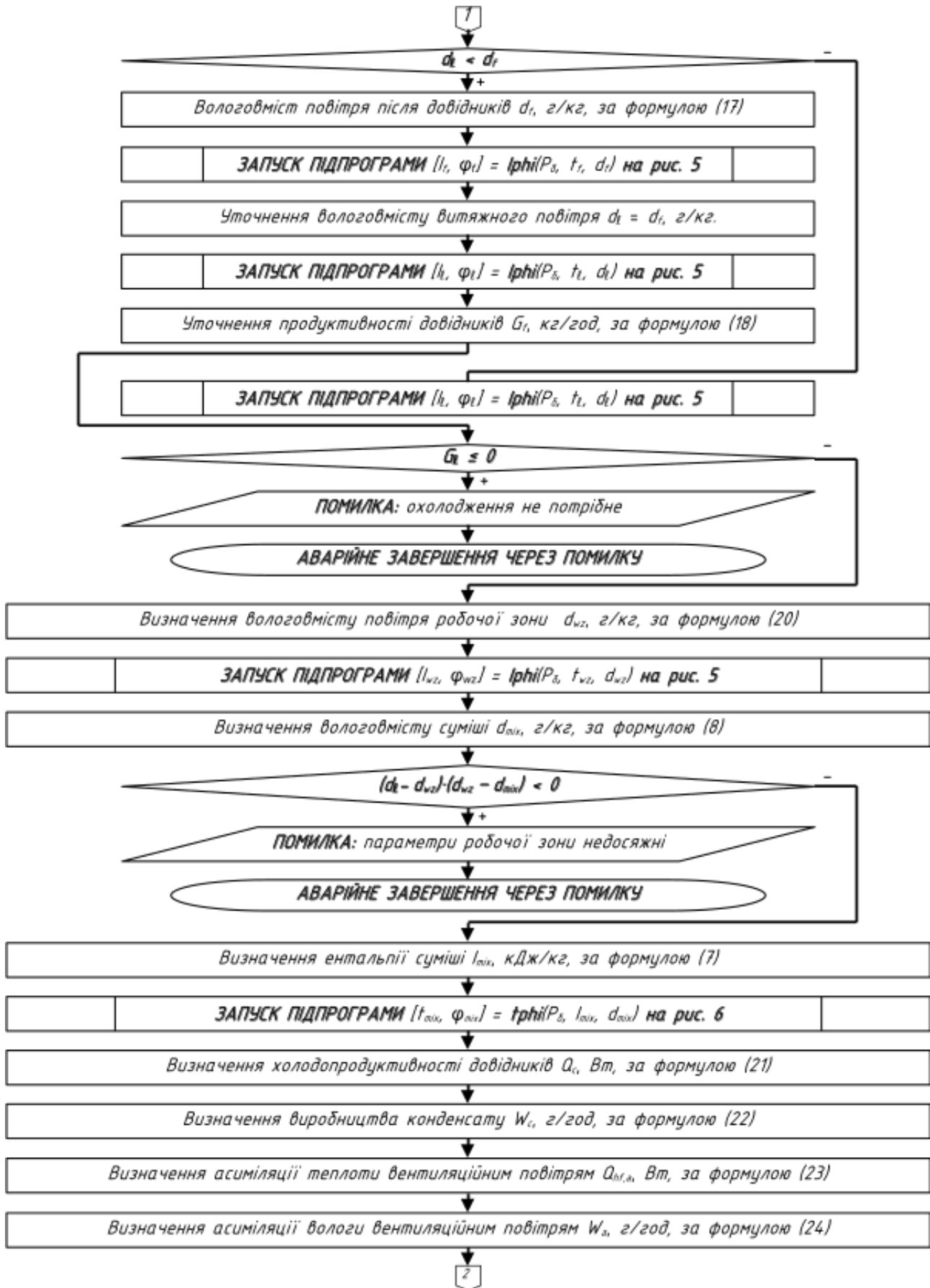


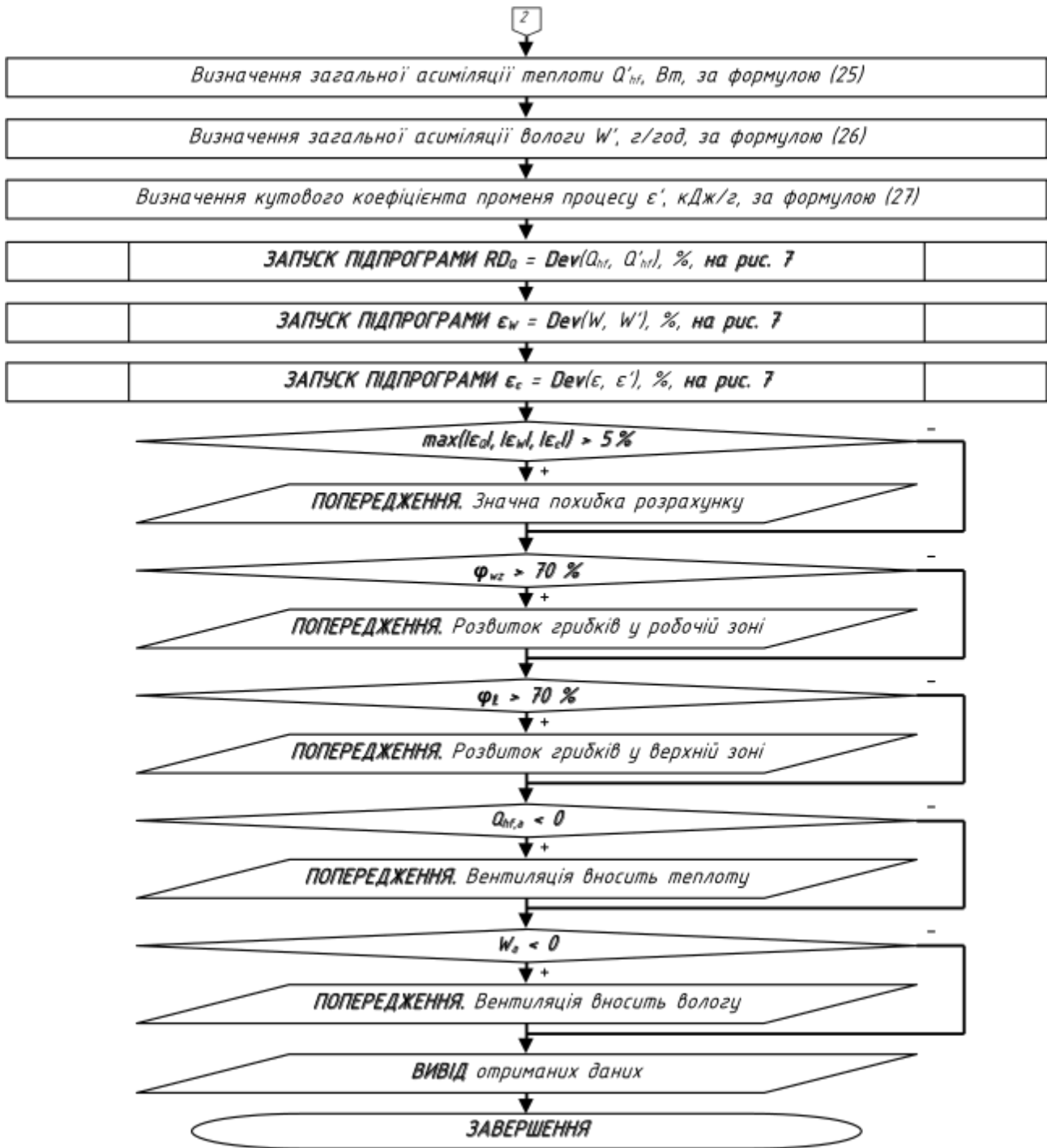
Рис. 3. Моделювання і розрахунок вентиляції з охолодженням:

\* – нескінченність в електронних таблицях та мовах програмування без жорсткої типізації представляється рядком "∞"/"∞", у системах комп'ютерної алгебри нескінченність подається спеціальною вбудованою константою inf (%inf), в інших випадках можна використати максимальне значення для даного типу змінної або окремий флаг





Продовження рис. 3



Закінчення рис. 3.

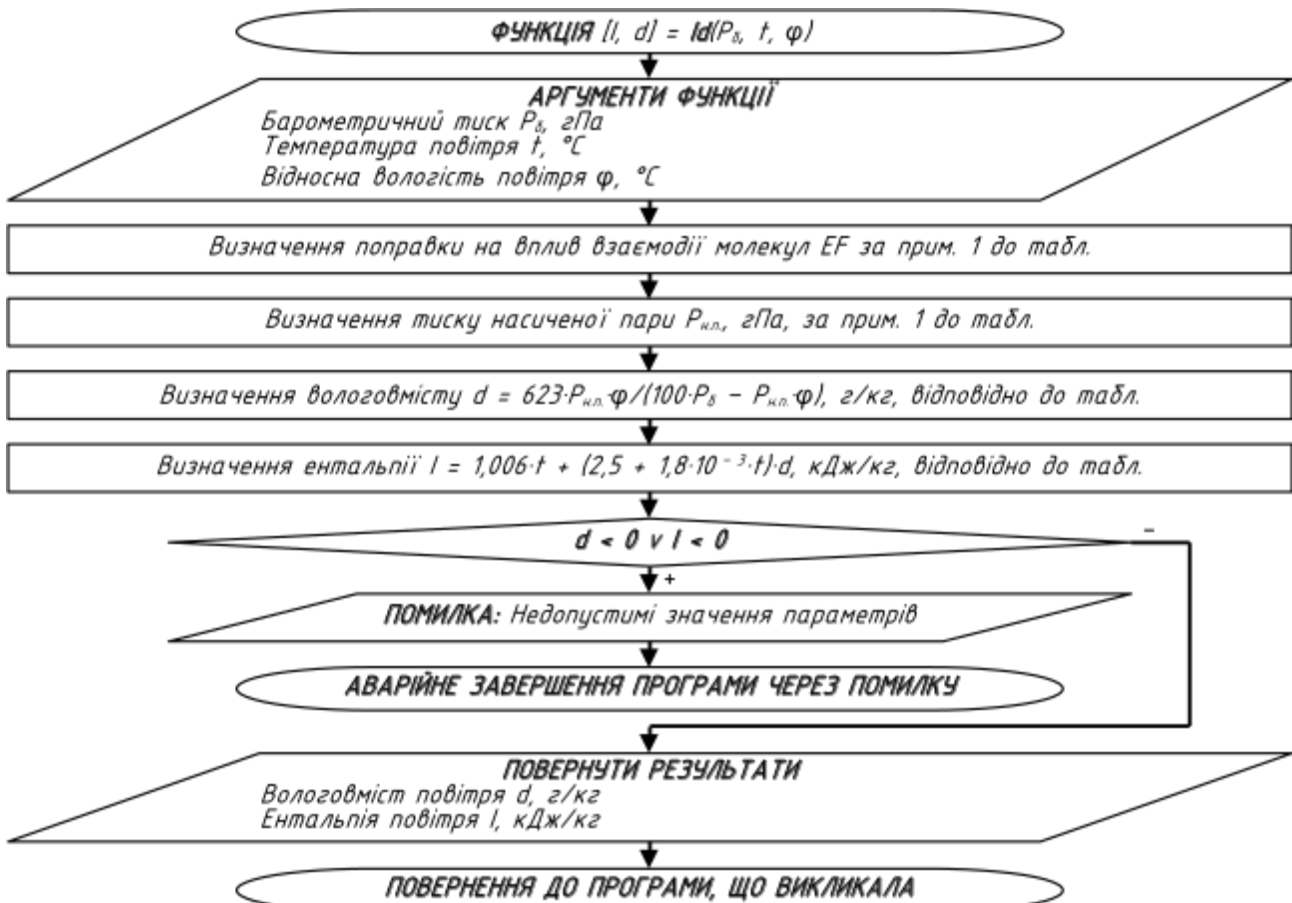


Рис. 4. Функція визначення ентальпії та вологовмісту за барометричним тиском, температурою та відносною вологістю

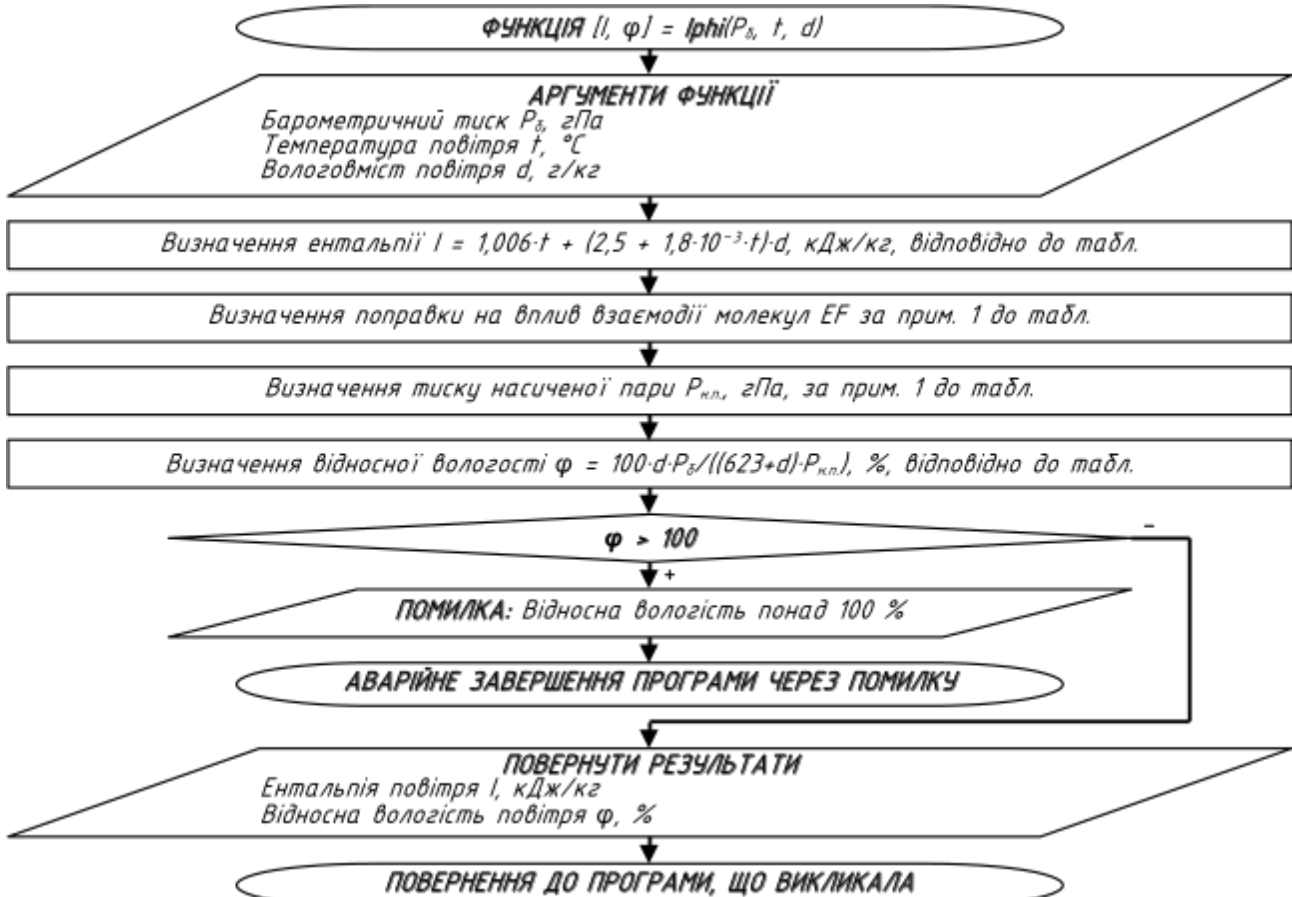


Рис. 5. Функція визначення ентальпії та відносної вологості за барометричним тиском, температурою та вологовмістом

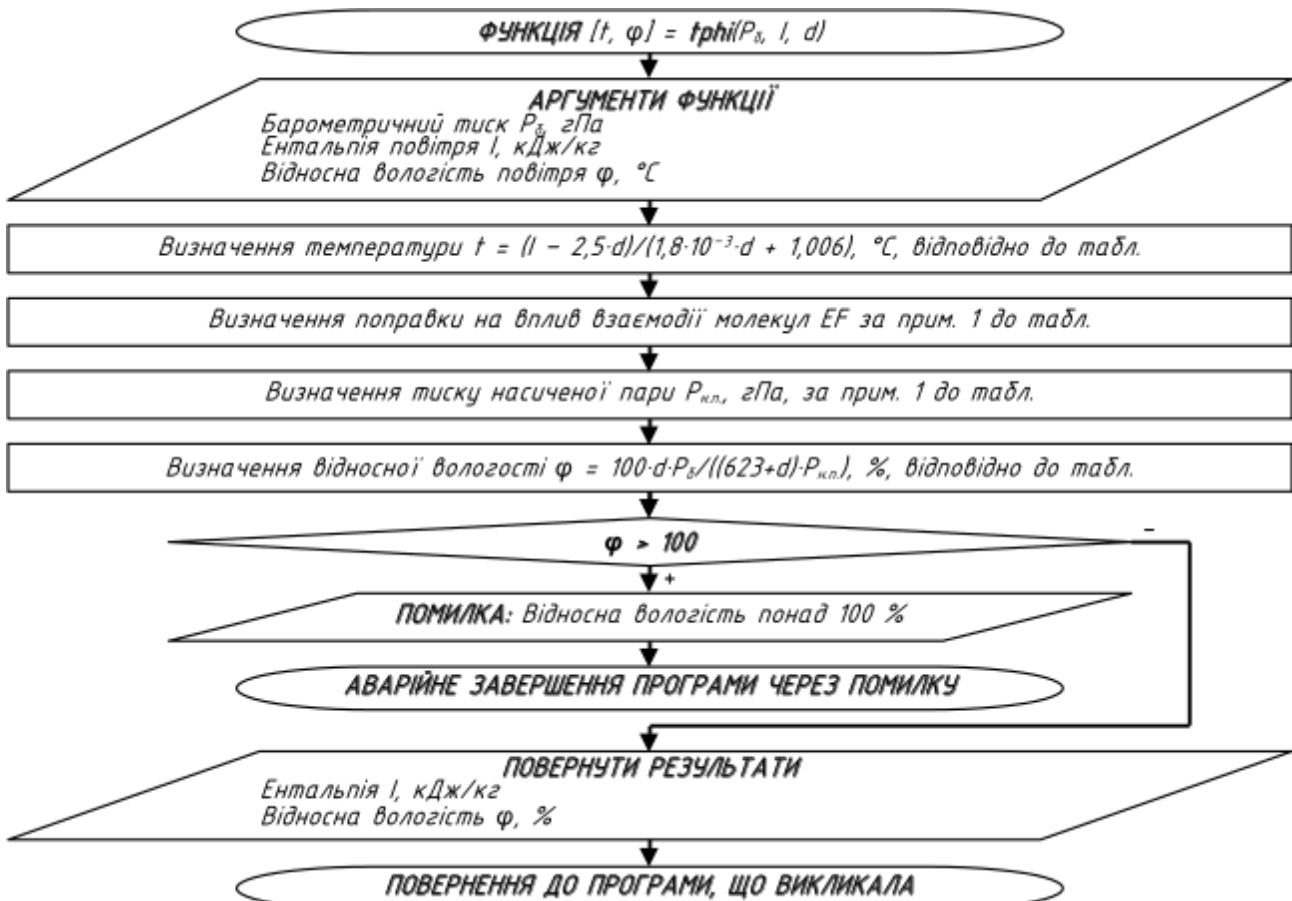


Рис. 6. Функція визначення температури та відносної вологості за барометричним тиском, ентальпією та вологовмістом

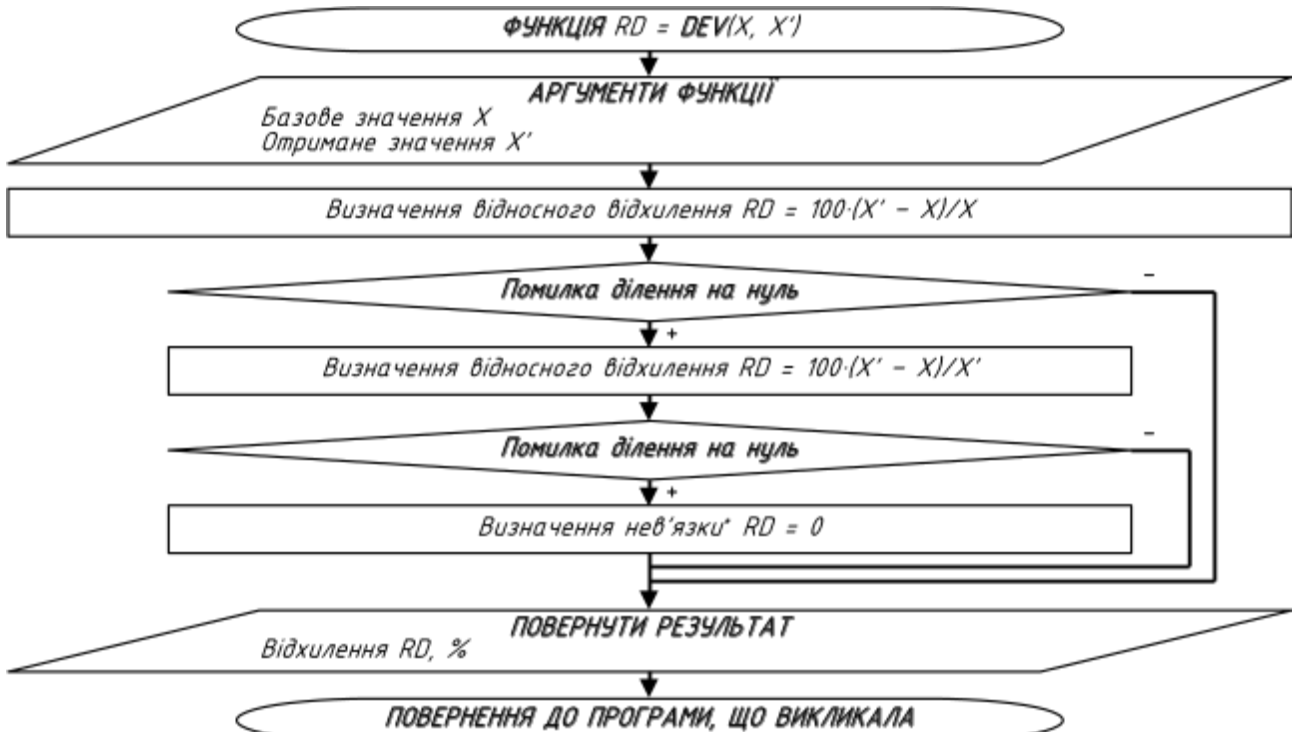


Рис. 7. Функція визначення відносного відхилення з обробленням помилки ділення на нуль:

дозволяє повернути актуальний результат навіть при отриманні максимально великого числа, що може бути представлене в пам'яті комп'ютера, чого важко досягти при перевірках значень аргументів:

\* – якщо ділення на обидва значення викликає ділення на нуль, обидва аргументи нульові, оскільки якщо хоча б один з них не нуль, а лише близький до нуля, то різниця в чисельнику не може бути за модулем несумірно більшою за більший модуль аргументу, тобто викликати в обох випадках помилку; при цьому невизначеність типу 0/0 має бути примусово розкрито як нуль, бо це означає відсутність розбіжності: для перестраховування можна повернути абсолютне відхилення  $RD = X' - X$

За відомим коефіцієнтом повітрообміну можна зменшити повітрообмін, якщо покласти  $q_{wz}$  на рівні гранично допустимої концентрації з певним коефіцієнтом запасу перепаду концентрації  $C < 1$ . Тоді потрібна концентрація або мольна частка вуглекислого газу у витяжному повітрі

$$q_{\ell} = q_{in} + C(q_{MPC} - q_{in}) K_L^{CO_2}. \quad (29)$$

Додаткове перемішування повітря в приміщенні зменшує  $K_L^{CO_2}$  і наближає його до одиниці.

На проблему повернення хвороботворних мікроорганізмів і вірусів почали звертати увагу з початком пандемії коронавірусу. І хоча стан пандемії скасовано, але ані коронавірус ані інші віруси респіраторних захворювань не зникли. У майбутньому можуть з'явитися інші віруси, що можуть спровокувати нову пандемію. Тому проблему зараження людей у приміщеннях слід вирішувати.

На сьогодні ефективним рішенням проблеми повернення зараженого повітря є незараження у спеціальних пристроях ультрафіолетового опромінення повітря в довідниках. Однак, це рішення вимагає додаткового споживання енергії та використання ламп, що при розгерметизації під час, наприклад, утилізації, можуть забруднювати довкілля ртуттю.

Обидві проблеми одночасно й ефективно вирішує біотехнологічний засіб – санаційний фітодизайн. Імунітет рослин передбачає вивільнення спеціальних летких фітоорганічних речовин – фітонцидів. Ці речовини знищують хвороботворні мікроорганізми. І хоча наявність фітонцидів відкрито Борисом Токіним ще у 20-х роках ХХ століття, до сьогодні немає їхнього точного хімічного опису та класифікації. Методи їхнього визначення є непрямими і передбачають виявлення пригнічення розвитку мікроорганізмів.

Зниження концентрації вуглекислого газу відповідає біоритму рослин, що синхронізується з режимом освітлення. Більшість рослин поглинає вуглекислий газ лише під час освітлення. Але можливості штучного подовження періоду фотосинтезу обмежені можливостями самих рослин,

які вимагають обов'язкового періоду лише дихання для відновлення.

Таким чином, при режимі роботи приміщень в одну зміну при освітленні їх у робочий час рослини здатні знизити в робочій зоні концентрацію вуглекислого газу. Вони компенсують повернення цього газу з верхньої зони.

Сукуленти мають інший тип метаболізму – САМ (Crassulacean acid metabolism – кислотний метаболізм типу товстянкових). Він передбачає накопичення енергії під час освітлення та активний газообмін під час темряви або слабкого освітлення.

Як і в будь-яких акумуляційних системах, при даному типі метаболізму виникає подвійна втрата ексергії при заряджанні та розряджанні. Тому для отримання того ж об'єму поглинутого вуглекислого газу потрібна значно більша біомаса, а самі сукуленти мають малі розміри. Тому, зазвичай, сукуленти не є ефективним рішенням проблеми освітлення.

Наприклад, сансев'єрія має як маломірні, так і відносно великі види і швидко розростається. При цьому вона не має жорстких вимог до освітлення. При сильному освітленні вона цвіте і дає сильний запах, який подобеться не всім. Навіть серед авторів даної роботи ставлення до цього запаху вкрай протилежне.

Рекомендований асортимент рослин:

- цитрусові, наприклад лимон (*Citrus Limon*) або грейпфрут (*Citrus paradisi*);
- фікус Бенджаміна (*Ficus Benjamin*);
- аспідистра (*Aspidistra*);
- аглаонема (*Aglaonema*);
- азалія (*Azalea*);
- хлорофітум (*Chlorophytum*);
- драцена (*Dracaena*);
- фуксія (*Fuchsia*);
- монстера (*Monstera*);
- філодендрон (*Philodendron*);
- сансев'єрія (*Sansevieria*);
- шеффлера (*Schefflera*);
- замиакулькас (*Zamiaculcas zamiifolia*).

Більшість з цих рослин має декілька видів, які можна обирати задля максимальної естетичної привабливості інтер'єру.

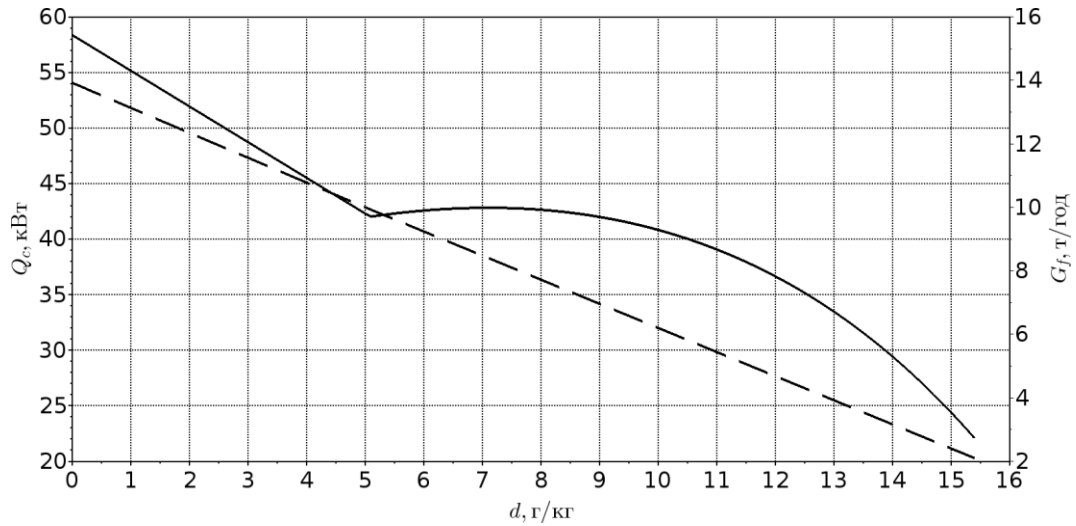


Рис. 8. Залежність холодопродуктивності  $Q_c$ , кВт (суцільна лінія), та продуктивності за повітрям  $G_f$ , т/год (пунктир), довідників від вологовмісту зовнішнього повітря  $d$ , г/кг, при постійній ентальпії зовнішнього повітря 60 кДж/кг: при вологовмісті зовнішнього повітря 14,3 і більше відносна вологість внутрішнього повітря виходить за допустимі межі

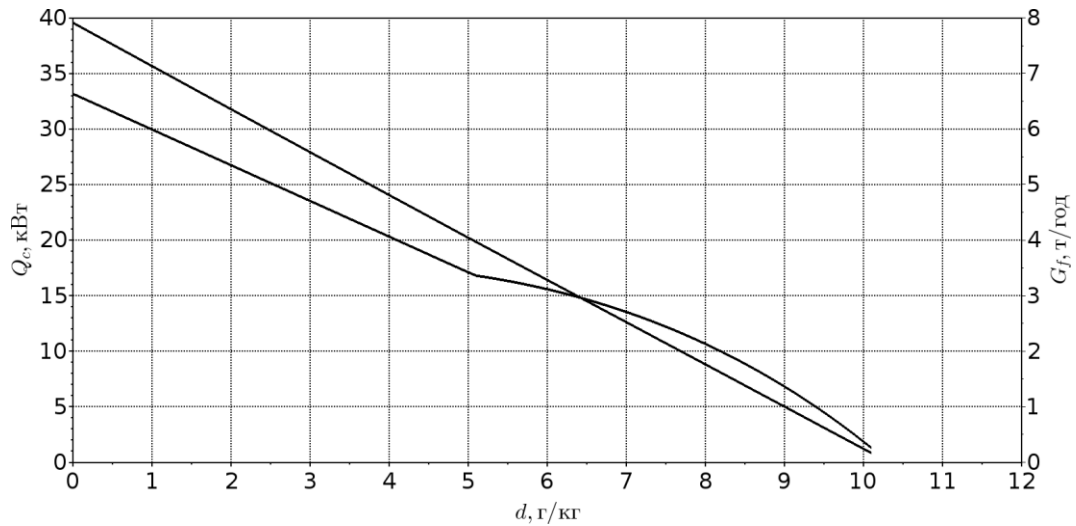


Рис. 9. Залежність холодопродуктивності  $Q_c$ , кВт (суцільна лінія), та продуктивності за повітрям  $G_f$ , т/год (пунктир), довідників від вологовмісту зовнішнього повітря  $d$ , г/кг, при постійній ентальпії зовнішнього повітря 40 кДж/кг

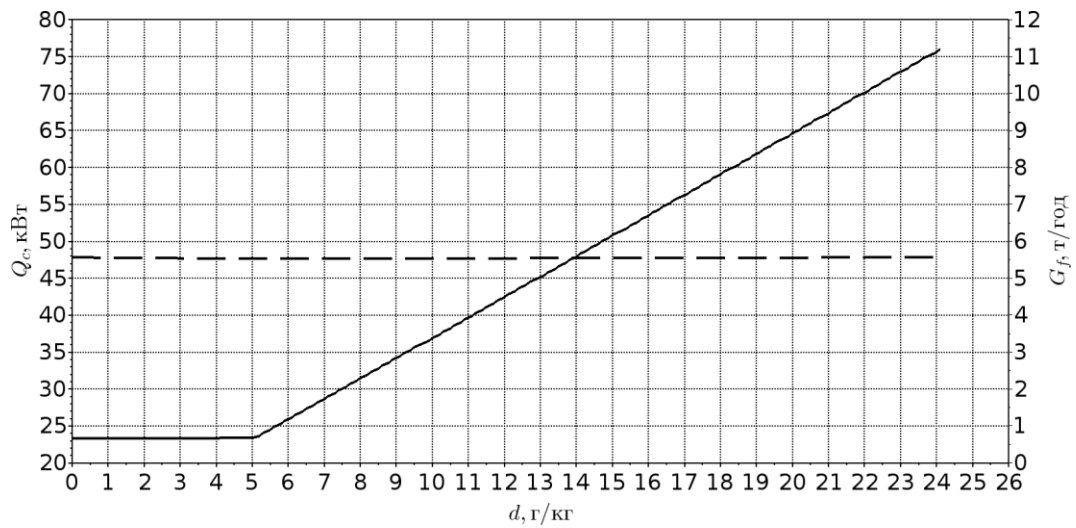


Рис. 10. Залежність холодопродуктивності  $Q_c$ , кВт (суцільна лінія), та продуктивності за повітрям  $G_f$ , т/год (пунктир), довідників від вологовмісту зовнішнього повітря  $d$ , г/кг, при постійній температурі зовнішнього повітря 32 °С: при вологовмісті зовнішнього повітря 15,8 і більше відносна вологість внутрішнього повітря виходить за допустимі межі

**Висновки.** Системи вентиляції з місцевим охолодженням повітря є ефективною заміною системам вентиляції з рециркуляцією. На відміну від останніх, перші не вимагають повернення внутрішнього повітря до припливної камери для підмішування до припливного. Це зменшує витрати енергії на переміщення повітря та габарити вентиляційної установки, повітроводів та іншого обладнання. Для досягнення максимальної енергоефективності з мінімальними затратами такі системи необхідно розраховувати, а не приймати за укрупненими показниками. Розроблений аналітичний опис дозволив скласти алгоритм розрахунку, який вирішує цю задачу. Основним недоліком таких систем є повернення відпрацьованого повітря до робочої зони, що підвищує кількість вуглекислого газу в ній та створює можливість повернення хвороботворних мікроорганізмів і вірусів. Обидві проблеми вирішує

санаційний фітодизайн з використанням асортименту фітонцидних рослин.

**Перспективи подальших досліджень.** На сьогодні завершуються експерименти щодо газообміну в рослинах, що дозволить розрахувати потрібну біомасу для компенсації повернення вуглекислого газу до робочої зони

**Подяки.** Дану роботу виконано в рамках прикладного дослідження з держбюджетним фінансуванням «Створення перспективних технологій формування безпечного середовища будівель поєднанням "зелених конструкцій", фітодизайну та інженерних систем», номер держреєстрації 0122U001197, а також грантової програми Erasmus Plus «Multilevel Local, Nation- and Regionwide Education and Training in Climate Services, Climate Change Adaptation and Mitigation – ClimEd», 619285-EPP-1-2020-1-FI-EPPKA2-CBHE-JP, 15.11.2020 – 14.11.2023.

#### References

1. *Opalennia, ventyliatsiia ta kondytsionuvannia*. DBN V.2.5-67:2013, Ukrarkhbudinform, 2013.
2. Yamanaka T., Kuranaga M., Maeda T., Kitakaze H. "Cooling performance of Ceiling Radiant Textile Air Conditioning System with Ceiling Cassette Unit of Packaged Air Conditioner". Built Environment Facing Climate Change Congress (CLIMA-2019.) Bucharest, 26-29 May 2019. *E3S Web of Conferences*, no.111, 2019. 01082. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201911101082>
3. Jiankai Dong, Haixia Lan, Yu Liu, Xiaotao Wang, Chenchen Yu. "Indoor environment of nearly zero energy residential buildings with conventional air conditioning in hot-summer and cold-winter zone". *Energy and Built Environment* vol. 3, iss. 2, 2022 pp. 129-138. <https://doi.org/10.1016/j.enbenv.2020.12.001>
4. Golinko I., Drevetskiy V. An optimization of a digital controller for a stochastic control system. *IAPGOS* vol. 3 2019. pp 74-77 <https://doi.org/10.35784/IAPGOS.240>
5. Korbut V., Voznyak O., Myroniuk K., Sukholova I. "Examining a device for air distribution by the interaction of counter non-coaxial jets under alternating mode". *Eastern European Journal of Enterprise Technologies* vol. 2 iss 8(86) 2017, pp. 30-38. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.96774>
6. Sukholova I., Vozniak O. "Modeliuvannia povitrorozpodilu v prymishchenni u zminnomu rezhymi za dopomohoiu modeli turbulentnosti Spalarta-Almarasa". *Visnyk NU "LP" "Teoriia i praktyka budivnytstva"* iss. 844 pp. 26-33. <https://science.lpnu.ua/sctp/all-volumes-and-issues/volume-844-2016/modelyuvannya-povitrorozpodilu-v-primishchenni-u>
7. Vozniak O. "Vplyv vzaiemodii strumyn na povitrorozpodil u prymishchenni". *Visnyk NU «Lvivska Politehnika»*. 2001. pp 27-31
8. Dovhaliuk V., Shyshyna M., Moskvitina A. "Rozrakhunok system ventyliatsii ta okholodzhennia povitria hromadskykh budivel". *Vents Magazine* no 2 2018, p. 70-73. [https://ukrblog.vents.ua/wp-content/uploads/2018/12/VM\\_2\\_2018\\_UA1.pdf](https://ukrblog.vents.ua/wp-content/uploads/2018/12/VM_2_2018_UA1.pdf)
9. Dziubenko V. H., Mileikovskiy V. O., Sachenko I. A. "Expansion of the Range of Wet Air I-D Diagram for Environmental Safe Heat Production". *Екологічна безпека та природокористування* vol. 26 no 2 2018, p. 15-22. <https://doi.org/10.32347/2411-4049.2018.2>
10. *Model CR-1A hygrometer with autofill: Operating manual*. Buck Research Instruments L.L.C., 2012. 26 P. URL: <http://www.hygrometers.com/wp-content/uploads/CR-1A-users-manual-2009-12.pdf>. Access date 20.02.2022. Archived 04.04.2023. URL: <http://web.archive.org/web/20230404194623/https://www.hygrometers.com/wp-content/uploads/CR-1A-users-manual-2009-12.pdf>
11. *DBN V.2.5-67:2013 Opalennia, ventyliatsiia i kondytsionuvannia*. Ukrarkhbudinform, 2013
12. Dovhaliuk V., Mileikovskiy V. New Approach for Refined Efficiency Estimation of Air Exchange Organization. *International Journal of Engineering & Technology*, 2018, Vol. 7, Iss. 3.2, p. 591-596. <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i3.2.14596>

UDC 697.9+72.012.8+614.44

## Analytical studies of the functioning of ventilation with local cooling in public buildings

Vadym Korbut<sup>1</sup>, Tetiana Tkachenko<sup>2</sup>, Viktor Mileikovskiy<sup>3</sup>, Volodymyr Vakhula<sup>4</sup>, Viktoriia Konovaliuk<sup>5</sup>

<sup>1</sup> Dr Hab., Prof. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, [predsedatel@emw.kiev.ua](mailto:predsedatel@emw.kiev.ua), ORCID: 0000-0002-4560-5463

<sup>2</sup> Dr Hab., Prof. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, [tkachenkoknuba@gmail.com](mailto:tkachenkoknuba@gmail.com), ORCID: 0000-0003-2105-5951

<sup>3</sup> Dr Hab., Prof. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, [mileikovskiy@gmail.com](mailto:mileikovskiy@gmail.com), ORCID: 0000-0001-8543-1800

<sup>4</sup> assist. prof. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, [v.vahula@gmail.com](mailto:v.vahula@gmail.com), ORCID: 0000-0001-7973-6421

<sup>5</sup> PhD, Assoc. Prof. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, [viktoria.konovalyuk@gmail.com](mailto:viktoria.konovalyuk@gmail.com), ORCID: 0000-0001-5115-7188

*Abstract. Today, the creation of optimal microclimatic conditions is mandatory for the vast majority of premises in public buildings. The main problem in the cooling period of the year is the minimization of energy consumption. Traditional systems with recirculation require the return of exhaust air to the ventilation unit, which is obviously accompanied by additional energy costs for its movement. In addition, this enlarges air handling units, airducts and other equipment. This problem is not present in ventilation systems with local cooling. They consist of a ventilation system that provides a minimum flow of outdoor air and local closers that take air from the upper or middle zone, cool it and supply it to the room. The work considers the principles of analytical description of processes in a room with the simultaneous operation of ventilation and local cooling. A calculation algorithm and a software based on it have been created. The basis of the analytical description is the simplification that the supply air and the air after the closers are first mixed, and then the mixture participates in the assimilation of excess heat and moisture in the room. The influence of various factors on the productivity and cold performance of the guides is analyzed. It is shown that for maximum energy efficiency with minimum costs, it is necessary to perform the calculation, and not to use aggregated indicators. It is shown that the performance of the closers can exceed the consumption of outside air. The closers return the exhausted air to the working area, which leads to an increase in the carbon dioxide content in it and the possibility of the return of pathogenic microorganisms and viruses to it. It is shown how both problems are solved by a biotechnological measure - remedial phytodesign. The recommended assortment of plants is given.*

*Key words: ventilation with cooling, analytical description, air treatment, assimilation of excess heat and moisture, sanitation, phytodesign.*

Надійшла до редакції / Received 25.03.2023