

УДК 697.92

Повітроділення опуклими напівобмеженими струминами при вентиляції з постійною витратою повітря

В. П. Корбут¹, В. О. Мілейковський²

¹д.т.н., проф. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, predsedatel@emw.kiev.ua, ORCID: 0000-0002-4560-5463

²д.т.н., доц. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, v_mil@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8543-1800

Анотація. Обґрунтовано схему організації повітрообміну з подачею повітря над робочою зоною опуклими напівобмеженими струминами, які взаємодіють між собою. Ця схема доцільна у випадках, якщо неможливо подати повітря безпосередньо до робочої зони. Виконано математичне моделювання організації повітрообміну з подачею повітря над робочою зоною у виставковій залі при вентиляції з постійною витратою. Дана схема забезпечує оптимальні параметри мікроклімату з мінімальною рециркуляцією відпрацьованого повітря з верхньої зони. У виставковій залі Міжнародного виставкового центру в місті Києві повітрообмін зменшився удвічі до мінімальної витрати зовнішнього повітря. Розрахункова витрата холоду знизилася на 65,58 Вт/м² або 29 %, розрахункова витрата теплоти на другий підігрів – на 7,17 Вт/м² або 18 %. У цінах лютого 2020 р. заощадження капітальних вкладень становить 792,16 грн/м² або 55 %, а експлуатаційних витрат за період охолодження – 6,61 грн/м² або 15 %. Отже, система економічно вигідна з самого початку її створення. У подальшому буде змодельовано її роботу в режимі зі змінною витратою.

Ключові слова: вентиляція, кондиціонування повітря, опукла напівобмежена струмина, організація повітрообміну.

Вступ. Концепція сталого розвитку [1] передбачає відповідальне споживання ресурсів, серед яких енергетичні. В Україні прийнято Закон “Про енергетичну ефективність будівель” [2], який регулює стосунки у сфері енергоефективності житлових і громадських будівель. Зокрема, Стаття 3 встановлює енергоефективність як пріоритет державної політики. Також прийнято Методику [3] визначення енергоефективності будівель. Одним з основних споживачів енергії є системи формування мікроклімату, що враховано в [3]. Вони займають понад 30 % енергетичного балансу держави та понад 60 % енергетичного балансу будівель. На забезпечення мікроклімату споживається 50 % енергетичних потреб Європейського Союзу [4]. Тому розроблення енергоефективних систем формування мікроклімату є пріоритетом розвитку будівництва.

Актуальність дослідження. Підвищення енергоефективності вентиляції та кондиціонування повітря передбачає використання ефективних схем організації повітрообміну, особливо з подачею повітря безпосередньо до робочої зони або якомога ближче до неї. Тому розроблення й дослідження таких схем є актуальною задачею

Останні дослідження та публікації. Енергоефективність вентиляції та кондиціонування повітря визначається ефективною роботою обладнання для обробки та переміщення

повітря (припливно-витяжні вентиляційні установки, кондиціонери, повітроводи тощо) й правильною організацією повітрообміну. На сьогодні розроблено великий спектр ефективного обладнання для формування мікроклімату приміщень [5-29]. Однак, зусилля розробників можуть бути зведені нанівець неефективною організацією повітрообміну.

Для організації повітрообміну розроблено типові схеми [36] та різноманітне повітроділення обладнання [31-40]. Однак, через особливості різних приміщень (форма, розподілення надлишків шкідливостей тощо) організація повітрообміну вимагає нестандартних рішень. Прикладом є виставкові зали для комерційних виставок. Через різноманітне розташування виставкових стендів подача повітря в робочу зону неможлива. Адже завжди існує ймовірність затуляння повітроділення стендом. Тому найбільш ефективною є подача повітря якомога ближче до робочої зони.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є дослідження ефективності організації повітрообміну у виставкових залах з подачею повітря опуклими напівобмеженими струминами.

Основна частина. На кафедрі теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури створено повітроділення (рис. 1) ежекційний сопловий (ПЕС-Д). На циліндричному повітроводі тангенціально встановлюються сопла під кутом до горизонту.

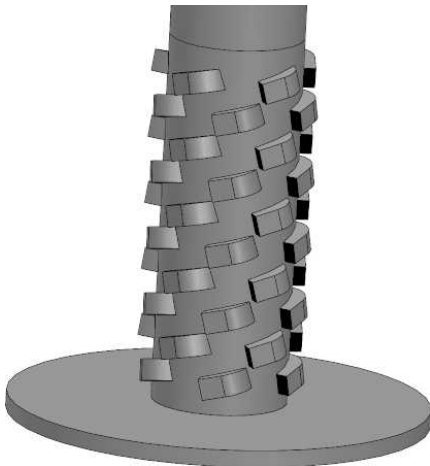


Рис. 1. Повітророзподільник ежекційний сопловий з диском ПЕС-Д

Після відриву струмина різко знижує темп затухання. Тому для подачі повітря безпосередньо над робочою зоною на заглушеному торці передбачено диск для посилення затухання струмини після відриву.

Зазначену подачу повітря розглянуто для виставкової зали Міжнародного виставкового центру в місті Києві. Площа підлоги становить 5258 м², висота дорівнює 19 м, мінімальна витрата зовнішнього повітря становить $L_{ext} = 21,667 \text{ м}^3/\text{с}$ (78000 м³/год).

Проектна схема організації повітрообміну є зональною (рис. 2 а). Загальний повітрообмін становить $L_{\Sigma} = 43,3333 \text{ м}^3/\text{с}$ (156000 м³/год). Рециркуляція прийнята 50 %.

У верхню та середню зони подається,

відповідно, $L_{in,\ell} = 22,5 \text{ м}^3/\text{с}$ (81000 м³/год) та $L_{in,mid} = 20,833 \text{ м}^3/\text{с}$ (75000 м³/год) повітря з температурою $T_{in} = 291,65 \text{ К}$ (18,5 °С) закрученими струминами вертикально вниз 65 повітророзподільниками типу Trox VDL-A-H-L-D-E3/800/0/0/0/RAL 9010 діаметром 800 мм.

Колова швидкість обертання повітряної струмини на виході, м/с, автоматично регулюється поворотом лопаток за допомогою електроприводу. Видалення повітря виконано з верхньої та середньої зон.

При витраті повітря 0,765 м³/с (2754 м³/год) і, відповідно, швидкості $0,765/(\pi \cdot 0,8^2/4) = 1,52 \text{ м/с}$ номінальні втрати тиску [41] становлять 47 Па. Тоді при нормативній густині повітря [42] 1,2 кг/м³ динамічний тиск у патрубку дорівнює $p_a = 1,2 \cdot 1,52^2 / 2 = 1,39 \text{ Па}$. Коефіцієнт місцевого опору $\zeta = 47/1,39 = 33,8$.

Обслуговує залу шість кондиціонерів AI-ko AT4 32×16 – три по 7,5 м³/с (27000 м³/год) і три по 6,9444 м³/с (25000 м³/год). Кількість кондиціонерів обумовлена обмеженням маси одного кондиціонера носійною здатністю конструкцій.

Створено тривимірну модель зали (рис. 3) для $k - \epsilon$ моделювання організації повітрообміну. Штучне освітлення виконано багатьма кулеподібними світильниками загальною потужністю 101066 Вт. Це відповідає рівномірному теплонадходженню до відповідного об'єму верхньої зони. Теплонадлишки до робочої зони (139500 Вт) задано рівномірно в її об'ємі.

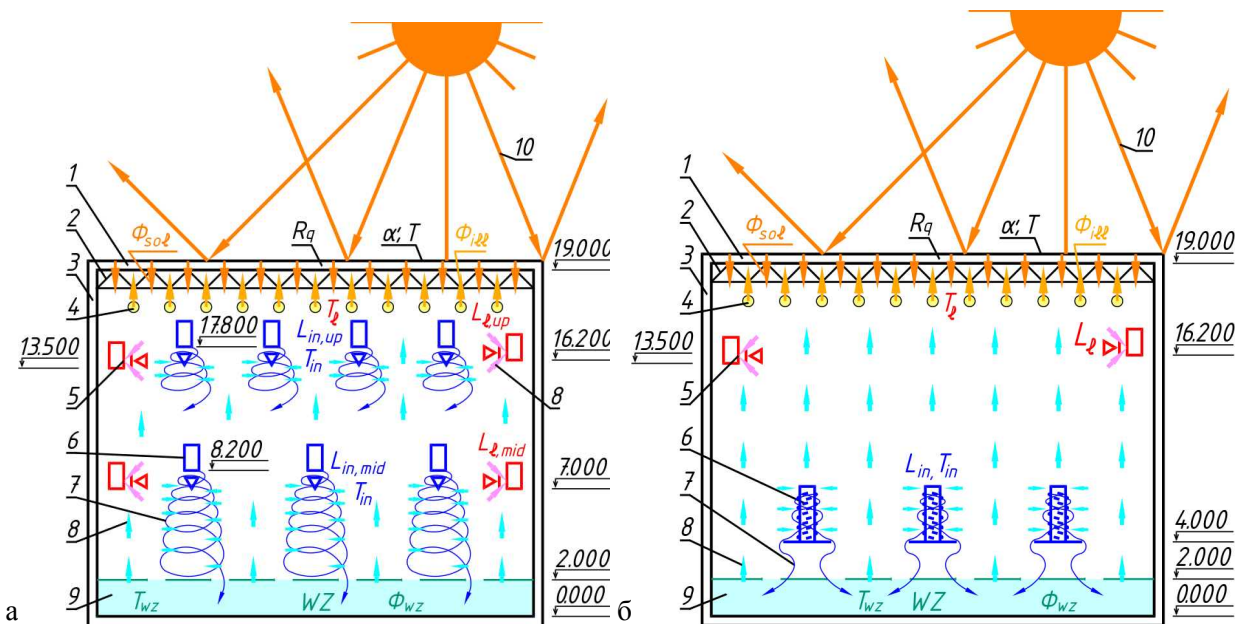


Рис. 2. Схема організації повітрообміну виставкової зали:

а – проектна; б – пропонована:

1 – дах будівлі; 2 – ферма; 3 – стіни приміщення; 4 – світильники; 5 – витяжні решітки; 6 – припливні повітророзподільники; 7 – припливні струмини; 8 – потоки повітря в приміщенні; 9 – робоча зона;

10 – сонячна радіація: Φ_{sol} – теплонадходження від сонячної радіації, Вт; Φ_{ill} – теплонадходження від штучного освітлення, Вт; R_q – опір теплопередачі покрівлі, (м² К)/Вт; α' – коефіцієнт поглинання сонячної радіації; T – температура поверхні, К; $L_{\ell,up}$ та $L_{\ell,mid}$ – витрата витяжного повітря з верхньої та середньої зон, м³/с

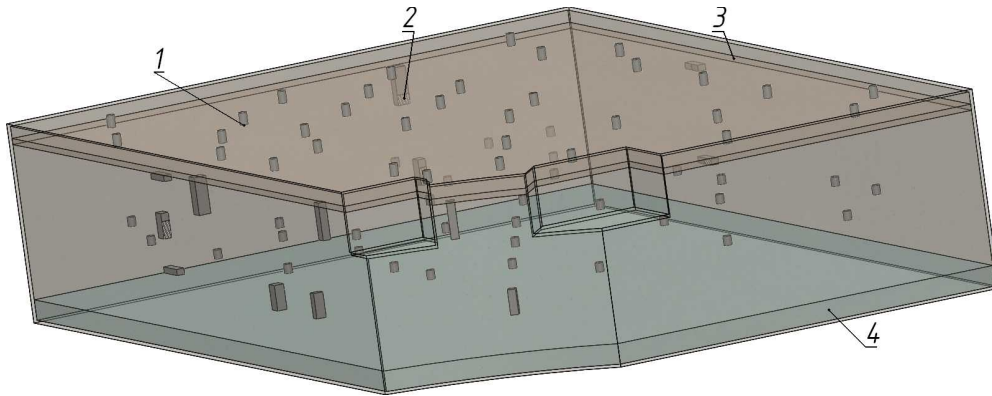


Рис. 3. Тривимірний модель проектної схеми організації повітрообміну виставкової зали:

- 1 – повітророзподільник Trox VDL-A-H-L-D-E3/800/0/0/0/RAL 9010;
 2 – витяжна решітка; 3 – об’єм, до якого застосовано теплонадходження від штучного освітлення, Вт;
 4 – об’єм робочої зони з відповідними теплонадходженнями, Вт

Розподільні повітроводи та ферму не враховано, оскільки вони практично не впливають на рух повітря в приміщенні.

Побудовано лише підвідні повітроводи до повітророзподільників та витяжних решіток, щоб змодельувати умови підтікання повітря до припливних струмин та факелів всмоктування.

У верхній зоні немає людей. Тому подача повітря в цю зону необов’язкова. Однак, відмова від неї підвищить температуру, К, в середній зоні та збільшить значення критерію Архімеда в струминах. У результаті для досягнення нормативної швидкості повітря при вході до робочої зони $0,3 \cdot 1,2 = 0,36$ м/с [42] буде необхідне занадто сильне закручування повітряної струмини. Як показало моделювання, для достатнього затухання струмини й нормативної швидкості повітря, м/с, на вході до робочої зони підібрано початкову кутову швидкість обертання припливних струмин $59,3 \text{ с}^{-1}$.

Нормальна швидкість виходу повітря дорівнює 1,27 м/с. Однак, результатна швидкість на виході з урахуванням закручування досягає 22,6 м/с. Це викликає недопустимий рівень шуму (свист).

За результатами моделювання (рис. 4) градієнт температури за висотою практично відсутній (рис. 4 а,в), що свідчить про низьку ефективність організації повітрообміну. Витрата холоду становить 1180 кВт, а витрата теплоти на другий підігрів дорівнює 213 кВт.

65 зазначених повітророзподільників [43] коштують 245700 €. З урахуванням курсу Євро Національного банку України на 10.02.2020 р. це відповідає $245700 \cdot 26,9048 = 6610510$ грн. Для здешевлення базового варіанта організації повітрообміну можливо застосувати аналогічні повітророзподільники з ручним налаштуванням, наприклад, Systemair DGV-630 [44] загальною вартістю $16335 \cdot 65 = 1061775$ грн. Для коректного порі-

вняння варіантів будемо використовувати вартість не застосованих дорогих імпорتنих кондиціонерів, а їхніх вітчизняних аналогів.

За даними українського виробника вентиляційного обладнання Вентсервіс, наданими на запит автора, вартість аналогічних кондиціонерів становить $20945,24 \cdot 6 = 125671,44$ €. З урахуванням курсу Євро Національного банку України на 10 лютого 2020 р. це відповідає $125671,44 \cdot 26,9048 = 3381165$ грн.

Пропонується змінити схему організації повітрообміну на таку (рис. 2 б). Конструкції на виставках мають висоту до 3...3,5 м. Тому подача повітря може здійснюватися з висоти не нижче 4 м. Приймаємо на відмітці 4,0 м 24 рівномірно розташовані повітророзподільники ПЕС-Д.

Вибір типорозміру серед можливих варіантів здійснюється таким чином, щоб забезпечити мінімальні втрати тиску, Па (зазвичай, мінімальну швидкість виходу повітря, м/с), при нормативній швидкості, м/с, та температурі, К, повітря на вході до робочої зони.

Якщо є два варіанти повітророзподільника, які забезпечують нормативні параметри повітряного середовища:

- з більшою швидкістю виходу повітря, м/с, і меншим коефіцієнтом m ,
- з меншою швидкістю повітря на виході й більшим коефіцієнтом m ,

то доцільно обирати другий варіант.

Зазначеним умовам відповідає повітророзподільник ПЕС-Д-8-10/15-0,9 діаметром циліндричної поверхні та вхідного патрубку 8 дм (800 мм). Він має 10 рядів сопел під кутом $\pi/12$ (15°) до горизонту. Загальна площа виходу повітря дорівнює 0,9 площі перерізу вхідного патрубка.

Площа вихідного перерізу кожного сопла становить 9048 мм^2 , всього за повітророзподільником – $0,4524 \text{ м}^2$.

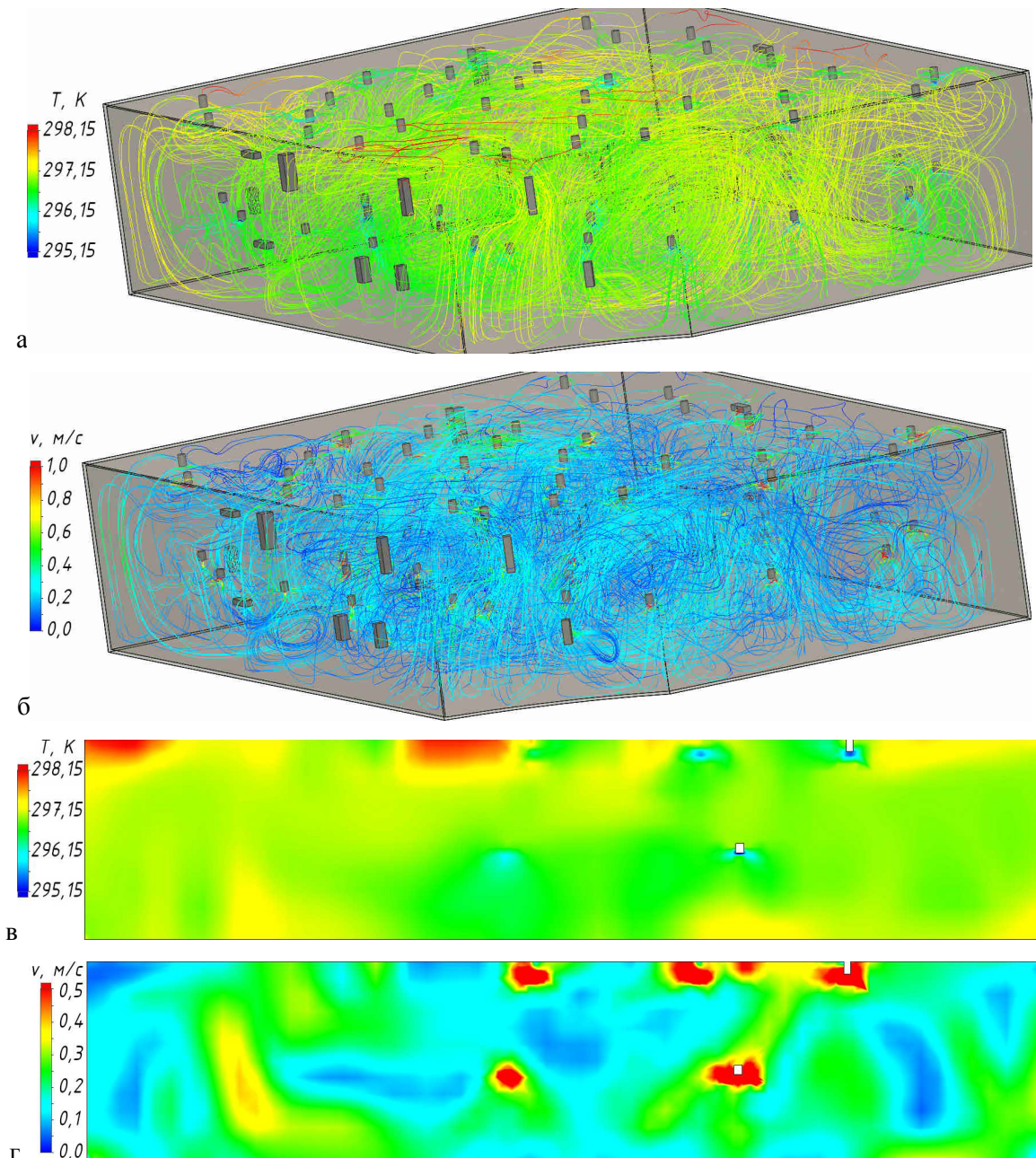


Рис.4. Результати моделювання проектної схеми організації повітрообміну: а, б – лінії течії; в – поле температури T, K , у розрізі; г – те ж швидкості $v, m/c$

Видалення повітря здійснюватимемо лише з верхньої зони. Повітрообмін зменшуємо до мінімальної витрати зовнішнього повітря – $L_{\Sigma} = L_{in} = L_{ext} = 21,67 \text{ м}^3/\text{с}$ (78000 $\text{м}^3/\text{год}$), тобто заощаджується 50 % повітрообміну.

Температуру припливного повітря слід при цьому знизити на 3,3 K до 288,35 K (15,2 °C). Для забезпечення повітрообміну достатньо трьох кондиціонерів замість шести. Рециркуляція відбувається лише за відсутності відвідувачів обсягом 100 %.

Швидкість виходу повітря з сопел повітророзподільника становить 2,83 м/с. Наведені параметри не призводять до появи суттєвого шуму, а також знижують аеродинамічний опір

повітророзподільників.

Створено тривимірну модель зали з запропонованою схемою організацією повітрообміну (рис. 5). Результати моделювання (рис. 6) показали мінімальне перетікання відпрацьованого повітря з верхньої зони до робочої.

Підвищену ефективність підтверджує суттєва зміна температури, K, повітря за висотою. При цьому утворюється температурне перекриття. Під стелею температура повітря становить 300,15 K (27,0 K).

У робочій зоні температура становить 295,15...298,15 K (22,0...25,0 °C), тобто знаходиться в нормативних межах [42] для оптимальних параметрів мікроклімату.

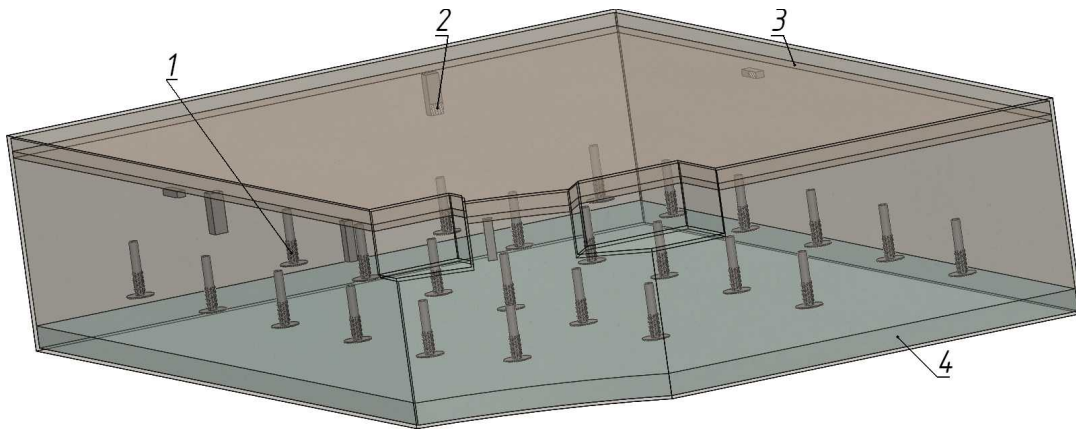


Рис. 5. Тривимірний модель запропонованої схеми організації повітрообміну виставкової зали:
 1 – повітророзподільник ПЕС-Д-8-10/15-0,635; 2 – витяжна решітка;
 3 – об'єм, до якого застосовано теплонадходження від штучного освітлення, Вт;
 4 – об'єм робочої зони з відповідними теплонадходженнями, Вт

Коефіцієнт затухання швидкості припливних струмин на відстані 2,0 м від повітророзподільника становить $m = 0,565$.

На цій відстані коефіцієнт затухання температури дорівнює $n = 0,705$. У даному випадку в пригоді стало порушення співвідношення $m > n$ опуклими напівобмеженими струминами.

Коефіцієнт місцевого опору $\zeta = 3,335$. Швидкість у патрубку кожного повітророзподільника дорівнює 1,80 м/с. Втрати тиску становлять $3,335 \cdot (1,2 \cdot 1,80^2 / 2) = 6,48$ Па.

Витрата холоду становить 835,2 кВт або $860100/5000 = 167,04$ Вт/м². Витрата теплоти на другий підігрів дорівнює 175,3 кВт. Вартість повітророзподільників – $4106 \cdot 24 = 98544$ грн.

Вартість трьох кондиціонерів за даними Вентсервіс становить $21474,93 \cdot 3 = 64424,79$ €. З урахуванням курсу Євро Національного банку України на 10 лютого 2020 р. це відповідає $64424,79 \cdot 26,9048 = 1733336$ грн.

Площа вихідного перерізу кожного сопла становить 9048 мм², всього за повітророзподільником – 0,4524 м². Видалення повітря здійснюватимемо лише з верхньої зони.

Повітрообмін зменшуємо до мінімальної витрати зовнішнього повітря –

$$L_{\Sigma} = L_{in} = L_{ext} = 21,67 \text{ м}^3/\text{с} \text{ (78000 м}^3/\text{год),}$$

тобто заощаджується 50 % повітрообміну.

Температуру припливного повітря слід при цьому знизити на 3,3 К до 288,35 К (15,2 °С). Для забезпечення повітрообміну достатньо трьох кондиціонерів замість шести. Рециркуляція відбувається лише за відсутності відвідувачів обсягом 100 %.

Швидкість виходу повітря з сопел повітророзподільника становить 2,83 м/с. Наведені параметри не призводять до появи суттєвого шуму, а також знижують аеродинамічний опір повітророзподільників.

Створено тривимірну модель зали з за-

пропонованою схемою організації повітрообміну (рис. 13). Результати моделювання (рис. 14) показали мінімальне перетікання відпрацьованого повітря з верхньої зони до робочої.

Підвищену ефективність підтверджує суттєва зміна температури, К, повітря за висотою. При цьому утворюється температурне перекрыття. Під стелею температура повітря становить 300,15 К (27,0 К).

У робочій зоні температура становить 295,15...298,15 К (22,0...25,0 °С), тобто знаходиться в нормативних межах [42] для оптимальних параметрів мікроклімату. Коефіцієнт затухання швидкості припливних струмин на відстані 2,0 м від повітророзподільника становить $m = 0,565$.

На цій відстані коефіцієнт затухання температури дорівнює $n = 0,705$. У даному випадку в пригоді стало порушення співвідношення $m > n$ опуклими напівобмеженими струминами.

Коефіцієнт місцевого опору $\zeta = 3,335$. Швидкість у патрубку кожного повітророзподільника дорівнює 1,80 м/с. Втрати тиску становлять $3,335 \cdot (1,2 \cdot 1,80^2 / 2) = 6,48$ Па.

Витрата холоду становить 835,2 кВт або $860100/5000 = 167,04$ Вт/м². Витрата теплоти на другий підігрів дорівнює 175,3 кВт. Вартість повітророзподільників – $4106 \cdot 24 = 98544$ грн.

Вартість трьох кондиціонерів за даними Вентсервіс становить $21474,93 \cdot 3 = 64424,79$ €. З урахуванням курсу Євро Національного банку України на 10 лютого 2020 р. це відповідає $64424,79 \cdot 26,9048 = 1733336$ грн.

Пропонована схема організації повітрообміну рекомендується до широкого впровадження, оскільки дозволяє забезпечити:

- подачу повітря якомога ближче до робочої зони задля мінімізації підтікання відпрацьованого повітря верхньої зони до струмини;
- несуттєву рециркуляцію повітря верхньої зони;

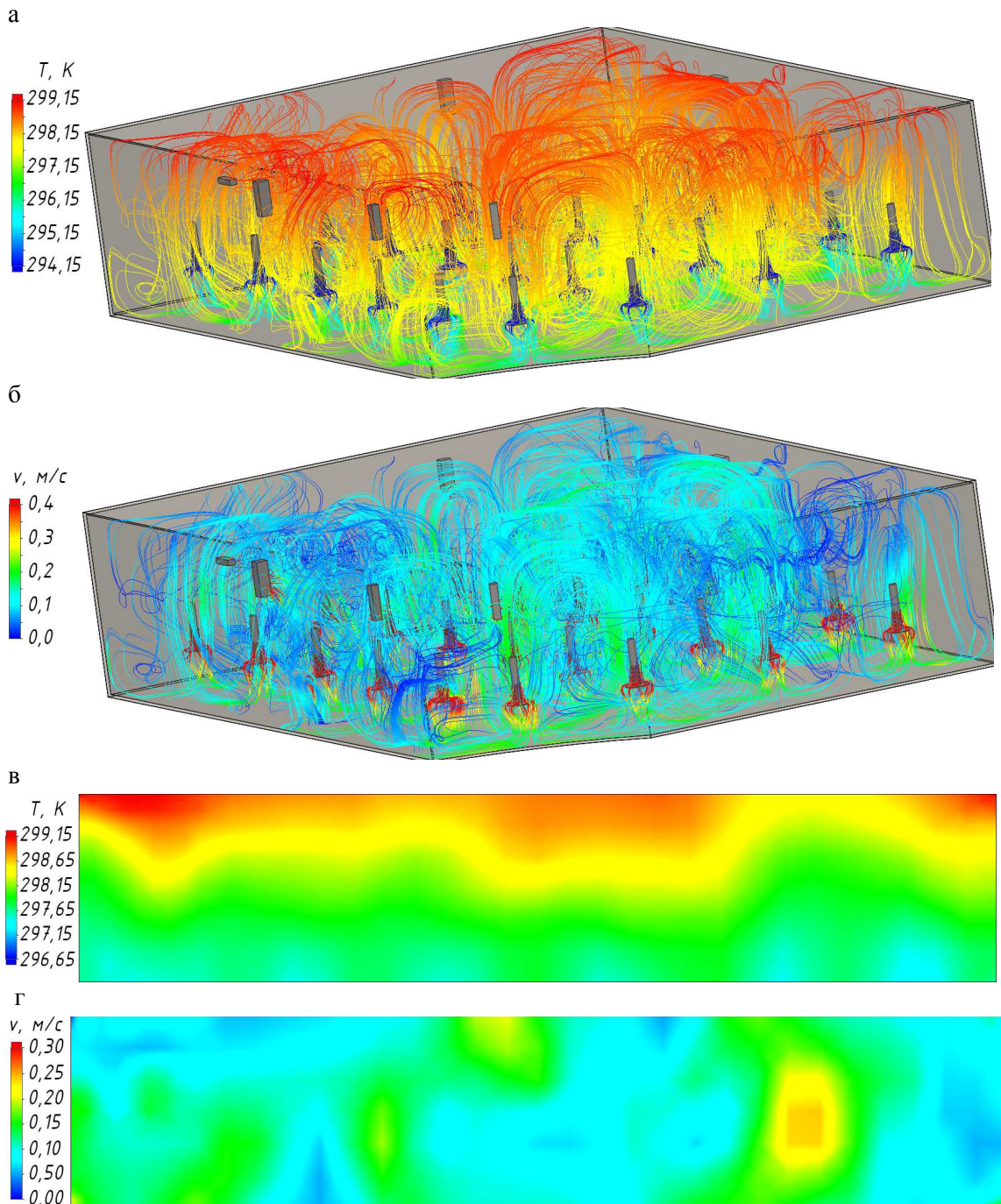


Рис.6. Результати моделювання запропонованої організації повітрообміну:
а, б – лінії течії; в – поле температури T , К, у розрізі; г – те ж швидкості v , м/с

- мінімальну витрату припливного повітря та енергії;
- зменшення капітальних вкладень.

На сьогодні активно розбудовуються об'єкти, подібні до розглянутого. Це – великі торговельно-розважальні заклади, виставкові центри тощо. На них можна отримати суттєве зниження витрати енергії та заощадити як капітальні, так і експлуатаційні витрати.

Виконано розрахунок (табл. 1 і 2) капітальних та експлуатаційних витрат для обох варіантів. Результати дозволяють орієнтовно визначити питому економію ресурсів для майбут-

ніх об'єктів будівництва.

Висновки. Розроблена схема організації повітрообміну з подачею повітря над робочою зоною опуклими напівобмеженими струминками дозволяє зменшити витрату холоду на $65,58 \text{ Вт/м}^2$ або 29 %, розрахункову витрату теплоти на другий підігрів – на $7,17 \text{ Вт/м}^2$ або 18 %. Заощадження капітальних вкладень становить $792,16 \text{ грн/м}^2$ або 55 %, а експлуатаційних витрат за період охолодження – $6,61 \text{ грн/м}^2$ або 15 %. Ця схема рекомендується до широкого впровадження.

Заощадження енергії та експлуатаційних витрат за період охолодження

Показник	Варіант				Заощадження		
	проектний		пропонований		загаль- не	на м ² площі	відносно, %
	загаль- ний	на 1 м ² площі	загаль- ний	на 1 м ² площі			
1	2	3	4	5	6	7	8
Площа приміщення, м ²	5258	—	5258	—	—	—	—
Загальний повітрообмін L_{Σ} , м ³ /с (м ³ /год)	43,333 (156000)	0,00824 (29,669)	21,667 (78000)	0,00412 (14,835)	21,667 (78000)	0,00412 (14,835)	50 (50)
Переміщення повітря повітроводами							
Кількість повітророзподільників	65	—	24	—	—	—	—
Коефіцієнт місцевого опору повітро- розподільника ζ	33,8	—	3,34	—	—	—	—
Витрата повітря в повітророзподіль- нику L_i , м ³ /с (м ³ /год)	(табл.3)	—	0,9028 (3250)	—	—	—	—
Швидкість повітря в патрубку пові- тророзподільника v , м/с	(табл.3)	—	1,80	—	—	—	—
Втрати тиску в повітророзподільни- ку $\Delta p_i = 1,2 \zeta v^2/2$, Па	(табл.3)	—	1,94	—	—	—	—
Механічна потужність для подачі по- вітря повітророзподільниками $Q_{diff} = \Sigma \Delta p_i L_i$, Вт	1561	0,2969	42	0,00801	1519	0,2889	97
Втрати тиску в мережі повітроводів і кондиціонері Δp_{ahu+d} , Па	250	—	250	—	—	—	—
Механічна потужність для перемі- щення повітря в кондиціонері та по- вітроводах $Q_{ahu+d} = \Sigma \Delta p_{ahu+d} L_{\Sigma}$, Вт	10833	2,060	5417	1,030	5417	1,030	50
Загальна механічна потужність на переміщення повітря $Q_{mv} = Q_{diff} + Q_{ahu+d}$, Вт	12395	2,357	5459	1,038	6936	1,319	56
Коефіцієнт корисної дії вентилятора η аналогічно [45]	0,58	—	0,58	—	—	—	—
Електрична потужність на перемі- щення повітря повітророзподільни- ком $P_{diff} = Q_{diff} / \eta$, Вт	2673	0,5085	72	0,01372	2601	0,4947	97
Електрична потужність на перемі- щення повітря у кондиціонері та по- вітроводах $P_{ahu+d} = Q_{ahu+d} / \eta$, Вт	18550	3,528	9275	1,764	9275	1,764	50
Загальна електрична потужність на переміщення повітря $P_{mv} = P_{diff} + P_{ahu+d}$, Вт	21224	4,036	9347	1,778	11876	2,259	56
Теплова обробка повітря							
Холодильна потужність Φ_{cool} , Вт	1180000	224,42	835200	158,84	344800	65,58	29
Холодильний коефіцієнт* $\epsilon_{cool} \eta_{comp}$	4	—	4	—	—	—	—
Теплова потужність на другий підіг- рів Φ_{reheat} , Вт	213000	40,510	175300	33,340	37700	7,170	18
Електрична потужність на охоло- дження $P_{cool} = \Phi_{cool} / (\epsilon_{cool} \eta_{comp})$, Вт	295000	56,105	208800	39,711	86200	16,394	29

1	2	3	4	5	6	7	8
Загальна потужність							
– електроенергії $P_{\Sigma} = P_{cool} + P_{mv}$, Вт	316224	60,141	218147	41,489	98076	18,653	31
– теплової енергії $\Phi_{\Sigma} = \Phi_{reheat}$, Вт	213000	40,510	175300	33,340	37700	7,170	18
Показники за період охолодження							
Тривалість періоду охолодження (для Києва) Z_c , год	740	—	740	—	—	—	—
Середня температура зовнішнього повітря за період охолодження, К (°С)	295,85 (22,7)	—	295,85 (22,7)	—	—	—	—
Середня відносна вологість зовнішнього повітря за період охолодження, %	54	—	54	—	—	—	—
Холодильна потужність при середніх параметрах зовнішнього повітря Φ'_{cool} , Вт	694300	132,0	596900	113,5	97400	18,5	14
Холодильний коефіцієнт* $\epsilon_{cool}\eta_{comp}$	4	—	4	—	—	—	—
Середня електрична потужність на охолодження $P'_{cool} = \Phi'_{cool} / (\epsilon_{cool}\eta_{comp})$, Вт	173575	33,012	149225	28,381	24350	4,631	14
Теплова потужність на II підігрів при середніх параметрах зовнішнього повітря Φ'_{reheat} , Вт	213000	40,510	175300	33,340	37700	7,170	18
Загальна середня потужність електроенергії $P'_{\Sigma} = P'_{cool} + P_{mv}$, Вт	194799	37,048	158572	30,158	36226	6,890	19
Загальна середня потужність теплової енергії $\Phi'_{\Sigma} = \Phi'_{reheat}$, Вт	173575	33,012	149225	28,381	24350	4,631	14
Загальна витрата електроенергії за період охолодження $0,0036 Z_c P'_{\Sigma}$, МДж	518944	98,696	422436	80,342	96507	18,354	19
Загальна витрата електроенергії за період охолодження $E' = 10^{-6} Z_c P'_{\Sigma}$, МВт·год	144,2	0,02742	117,3	0,02232	26,808	0,00510	19
Загальна витрата теплової енергії $\Phi'_{reheat} = 0,0036 Z_c \Phi'_{\Sigma}$, МДж	462404	87,943	397535	75,606	64868	12,337	14
Загальна витрата теплової енергії $E'' = Z_c \Phi'_{\Sigma} / 1163000$, Гкал	110,443	0,02100	94,950	0,01806	15,494	0,00295	14
Тариф на електроенергію на лютий 2020 р. RT_{el} , грн/(МВт·год)	340,03	—	340,03	—	—	—	—
Тариф на теплову енергію станом на лютий 2020 р. RT_h , грн/Гкал	1654,41	—	1654,41	—	—	—	—
Вартість електроенергії за період охолодження $E' RT_{el}$, грн	49016	9,32	39901	7,59	9115	1,73	19
Вартість теплової енергії за період охолодження $E'' RT_h$, грн	182718	34,75	157086	29,88	25633	4,87	14
Загальні експлуатаційні витрати за період охолодження $E' RT_{el} + E'' RT_h$, грн	231734	44,07	196986	37,46	34748	6,61	15

* прийнято з урахуванням коефіцієнта корисної дії компресора η_{comp}

Таблиця 2

Вартість елементів, грн, та заощадження капітальних вкладень, грн,
від запропонованого варіанта організації повітрообміну

Показник	Варіант				Заощадження		
	проектний (шість кондиціонерів)		пропонований (три кондиціонери)		загальне, грн	на 1 м ² площі, грн/м ²	відносне, %
	загальний, грн	на 1 м ² площі, грн/м ²	загальний, грн	на 1 м ² площі, грн/м ²			
1	2	3	4	5	6	7	8
Вартість повітророзподільника	16335	—	4106	—	—	—	—
Загальна вартість усіх повітророзподільників	1061775	201,94	98544	18,74	963231	183,19	91
Вартість усіх повітророзподільників з урахуванням додаткових витрат	1471015	279,77	136526	25,97	1334489	253,80	91
Загальна вартість повітроводів з прокладанням і кріпленнями	992518	188,76	597183	113,58	395335	75,19	40
Те ж з урахуванням додаткових витрат	1375065	261,52	827356	157,35	547709	104,17	40
Вартість кондиціонера	563528	—	577779	—	—	—	—
Загальна вартість кондиціонерів	3381168	643,05	1733337	329,66	1647831	313,40	49
Те ж з урахуванням додаткових витрат	4684372	890,90	2401418	456,72	2282954	434,19	49
Капітальні вкладення	7530452	1432,19	3365300	640,03	4165152	792,16	55

Таблиця 3

Визначення витрати енергії на переміщення повітря повітророзподільниками
Трох VDL-A-H-L-D-E3/800/0/0/RAL 9010 площею перерізу патрубку $A = \pi \cdot 0,8^2 / 4 = 0,50265 \text{ м}^2$

Витрата повітря $L, \text{ м}^3/\text{с}$	Кількість повітророзподільників N	Швидкість повітря $v = L / A, \text{ м/с}$	Динамічний тиск $p_d = \rho v^2 / 2, \text{ Па}$	Втрати тиску $\Delta p = \zeta p_d, \text{ Па}$	Витрата енергії на повітророзподільник $\Delta p \cdot L, \text{ Вт}$	Загальна витрата енергії $\Delta p \cdot L \cdot N, \text{ Вт}$
0,5556	3	1,11	0,733	24,8	13,76	41,3
0,6111	6	1,22	0,887	30,0	18,32	109,9
0,6389	16	1,27	0,969	32,8	20,93	334,9
0,6944	40	1,38	1,145	38,7	26,88	1075,2
Всього	65	—	—	—	—	1561,3

Література

1. Цілі сталого розвитку: Україна: Національна доповідь 2017 / Міністерство економічного розвитку і торгівлі України. – Київ: United Nations Ukraine, 2017. – 174 с. URL: https://issuu.com/mineconomdev/docs/sdgs_nationalreportua_web
2. Про енергетичну ефективність будівель: Закон України від 22.06.2017 № 2118-VIII. Відомості Верховної Ради. – 2017. – №33. – С. 359. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2118-19#Text>
3. Про затвердження Методики визначення енергетичної ефективності будівель: Наказ Міністерства регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України від 11.07.2018 № 169. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0822-18#Text>
4. New report: District energy can decarbonize the EU heating and cooling sector [Electronic Resource]. – December 5, 2019. <https://www.danfoss.com/en/about-danfoss/news/cf/new-report-district-energy-can-decarbonize-the-eu-heating-and-cooling-sector/>
5. Безродний М. К. Теплонасосна система повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти і рециркуляцією відпрацьованого повітря / М. К. Безродний, Н. О. Прутула, І. Ю. Опанасюк // KPI Science News. – 2019. – Вип. 3. – С. 7-15.

6. Bezrodny M. Efficiency of heat pump systems of air conditioning for removing excessive moisture / M. Bezrodny, N. Prytul, M. Tsvietkova // Archives of Thermodynamics. – 2019. – Vol. 40. – No. 2. – С. 151-165.
7. Безродний М. К. Енергоефективність теплонасосно-рекуператорної системи водяного опалення і вентиляції з використанням теплоти ґрунту та вентиляційних викидів / М. К. Безродний, С. О. Ословський // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2018. – №3. – С. 95-103. <https://doi.org/10.20535/1813-5420.3.2018.163643>
8. Безродний М. К. Термодинамічна ефективність рециркуляційної теплонасосної системи кондиціювання повітря в закритому плавальному басейні / М. К. Безродний, Д. С. Кутра // Промышленная теплотехника. – 2016. – Вип. 38. – № 3. – С. 75-83. <https://doi.org/10.31472/ihe.3.2016.10>
9. Безродний М. К. Термодинамічна ефективність теплонасосної системи кондиціювання повітря в закритому плавальному басейні в спекотний період року / М. К. Безродний, Д. С. Кутра, І. В. Сергієнко // Наукові вісті Національного технічного університету України Київський політехнічний інститут. – 2015. – Вип. 1. – С. 13-19.
10. Безродний М. К. Термодинамічний аналіз теплонасосної системи вентиляції для підтримання комфортних умов в виробничих приміщеннях з вологовиділенням / М. К. Безродний, Н. О. Притула, М. О. Цветкова // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2018. – №13(1289). – С. 77-82. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2018.13.14>
11. Redko A. Entropy generation analysis and thermal characteristics of radiation heating system / A. Redko, I. Redko, S. Pavlovskii, N. Kulikova, A. Cherednik, O. Redko // Thermal Science. – 2019. – OnLine-First Issue 00. – P. 327-327. <https://doi.org/10.2298/TSCI190216327R>
12. Redko A. Optimization of parameters of heating system /with low-temperature water panels by changes of entropy International / A. Redko, A. Cherednik, N. Lantsberg, N. Kulikova, A. Redko // Journal of Energy and Environment. – 2017. – Vol. 8. – Iss. 2. – p. 175-188.
13. Шепітчак В. Б. Дослідження інфрачервоних систем опалення при їх застосуванні у виробничих приміщеннях / В. Б. Шепітчак, В. М. Желих, А. О. Редько // Енергоефективність в будівництві та архітектурі. – 2017. – Вип. 9. – С. 254-258.
14. Шепітчак В. Б. Техніко-економічне обґрунтування системи теплозабезпечення з використанням інфрачервоних електричних поворотних нагрівачів / В. Б. Шепітчак, А. О. Редько, Н. А. Сподинок // Науковий вісник будівництва. – 2017. – Т. 88. – № 2. – С. 212-215.
15. Редько А. А. Моделирование и оптимизация параметров процесса теплообмена инфракрасных низкотемпературных водяных потолочных панелей / А. А. Редько, А. Д. Чередник, Н. Г. Ланцберг, Н. В. Куликова, А. Ф. Редько // Енергоефективність в будівництві та архітектурі. – 2016. – Вип. 8. – С. 313-318.
16. Чередник А. Д. Эффективность систем лучистого отопления с низкотемпературными водяными панелями / А. Д. Чередник, А. А. Редько, А. В. Гвоздецкий // Вісник Криворізького національного університету. – 2015. – Вип. 39. – С. 48-51.
17. Басок Б. І. Використання повітряно-ґрунтових теплообмінників в системі геотермальної вентиляції / Б. І. Басок, О. М. Недбайло, М. В. Ткаченко, І. К. Божко // Відновлювана енергетика та енергоефективність у ХХІ столітті: матеріали ХХ міжнародної науково-практичної конференції (Київ, 15-16 травня 2019 р.). – Київ. Інтерсервіс, 2019. – С. 541.
18. Basok B. Research into energy efficiency of the underfloor heating system, assembled dry / B. Basok, M. Tkachenko, A. Nedbailo, I. Bozhko // Technology Audit and Production Reserves. – 2018. – Vol. 3. – No. 1(41). – P. 52-57. <https://doi.org/10.15587/2312-8372.2018.135783>
19. Басок Б. І. Модернізація системи опалення будівлі з використанням теплового насоса типу "повітря-рідина" / Б. І. Басок, О. М. Недбайло, М. В. Ткаченко, І. К. Божко, О. М. Лисенко, А. О. Луніна // Промышленная теплотехника. – 2015. – Т. 37. – № 5. – С. 68-74. <https://doi.org/10.31472/ihe.5.2015.08>
20. Пат. 93904 Україна МПК2006.01 F 24 F 3/14. Пристрій тепловологісної обробки повітря / Є. С. Корженко, С. Й. Ткаченко, Т. Ю. Румянцева ; опублік. 27.10.2014, Бюл. № 20.
21. Cherpurniy M. Peculiarities of Application of Steam Compressing Heat Pump Plants / M. Cherpurniy, S. Tkachenko, N. Resyent // Scientific Works of Vinnytsia National Technical University. – 2013. – № 2. – 9 p. URL: <https://works.vntu.edu.ua/index.php/works/article/download/375/373>
22. Gorobets V. G. The Numerical Simulation of Heat and Mass Transfer Processes in Tunneling Air Ventilation System in Poultry Houses / V. G. Gorobets, V. I. Trokhaniak, Yu. O. Bohdan // INMATEH-Agricultural Engineering. – 2018. – Vol. 55. – No. 2. – P. 87-96.
23. Горобець В. Г. Енергоефективна система підтримання мікроклімату у птахових приміщеннях: монографія / В. Г. Горобець, В. І. Троханяк. – Київ. "ЦП "КОМПРИНТ". 2017. – 193 с.
24. Горобець В. Г. Розробка нової конструкції та математичне моделювання процесів тепло- і масопереносу для теплообмінників вентиляційних систем енергозберігаючого будинку / В. Г. Горобець, М. Ю. Масюк // Енергетика і автоматика. – 2016. – Вип. 1. – С. 90-98.
25. Ulewicz M. Application of Thermosiphon Solar Collectors for Ventilation of Premises / M. Ulewicz, V. Zhelykh, Kh. Kozak, Y. Furdas // Proceedings of CEE 2019. Advances in Resource-Saving Technologies and Materials in Civil and Environmental Engineering. Cham: Springer, 2019. – P. 180-187. https://doi.org/10.1007/978-3-030-27011-7_23
26. Savchenko O. Analysis of the systems of ventilation of residential houses of Ukraine and Estonia / O.

Savchenko, V. Zhelykh, H. Voll // SSP - Journal of Civil Engineering. – 2017. – Vol. 12. – Iss. 2. – P. 23-30.
<https://doi.org/10.1515/sspjce-2017-0015>

27. Zhelykh V. Improving efficiency of heat exchange of horizontal ground-air heat exchanger for geothermal ventilation systems / V. Zhelykh, O. Savchenko, V. Matusyevych // Fyzyka budowli w teorii i praktyce. – 2016. – Vol. VIII. – No. 4. – P. 43-46.

28. Gładyszewska-Fiedoruk K. Simulation and Analysis of Various Ventilation Systems Given in an Example in the Same School of Indoor Air Quality / K. Gładyszewska-Fiedoruk, V. Zhelykh, A. Pushchynskiy // Energies. – 2019. – Vol. 12. – Iss. 15. – P. 2845.

29. Zhelykh V. Horizontal earth-air heat exchanger for preheating external air in the mechanical ventilation system / V Zhelykh., O. Savchenko, V. Matusyevych // Selected Scientific Papers-Journal of Civil Engineering. – 2018. – Vol. 13. – Iss. 1. – P. 71-76. <https://doi.org/10.1515/sspjce-2018-0021>

30. Довгалюк В. Б. Аеродинаміка вентиляції / В. Б. Довгалюк. – Київ: ІВНВКП «Укреліотех», 2015. – 366 с.

31. Voznyak O. Enhancing efficiency of air distribution by swirled-compact air jets in the mine using the heat utilizers / O. Voznyak, N. Spodyniuk, Yu. Yurkevych, I. Sukholova, O. Dovbush // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. – 2020. – Iss. 5. – P. 89–94. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2020-5/089>

32. Voznyak O. Research of device for air distribution with swirl and spread air jets at variable mode / O. Voznyak, I. Sukholova, K. Myroniuk // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2015. – Vol. 6. – Iss. 7. – P. 15-23. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.56235>

33. Skotnicka-Siepsiak A. The Applicability of Coanda Effect Hysteresis for Designing Unsteady Ventilation Systems / A. Skotnicka-Siepsiak // Energies. – 2021. – Vol. 14. – No. 1. – ArticleID: 34. – 21 p. <https://doi.org/10.3390/en14010034>

34. Hurnik M. Study of Radial Wall Jets from Ceiling Diffusers at Variable Air Volume / M. Hurnik, J. Kaczmarczyk, Z. Popiolek // Energies. – 2021. – Vol. 14. – No. 1. – ArticleID: 240. – 18 p. <https://doi.org/10.3390/en14010240>

35. Nocente A. CFD Study of Diffuse Ceiling Ventilation through Perforated Ceiling Panels / A. Nocente, T. Arslan, S. Grynning, F. Goia // Energies. – 2020. – Vol. 13. – No. 8. – ArticleID: 1995. – 14 p. <https://doi.org/10.3390/en13081995>

36. Bennis A. Experiments and Large-Eddy Simulations of Lobed and Swirling Turbulent Thermal Jets for HVAC's Applications / A. Bennis, H. Fellouah, A. Khelil, L. Loukarfi, H. Naji // Journal of applied fluid mechanics. – 2020. – Vol. 13. – No. 1. – pp. 103-117. <https://doi.org/10.29252/jafm.13.01.29970>

37. Braikia M. An experimental investigation of interacting swirling multiple jets / M. Braikia, A. Khelil, H. Naji, L. Loukarfi // Thermal science. – 2020. – Vol. 24. – No. 3B. – P. 1963-1975. <https://doi.org/10.2298/TSCI180604247B>

38. Demirpolat H. Modern Diffusers for Interior Design / H. Demirpolat // ICONARP international journal of architecture and planning. – 2019. – Vol. 7. – No. 2. – P. 626-638. <https://doi.org/10.15320/ICONARP.2019.101>

39. Jaszczur M. Numerical and experimental analysis of the air stream generated by square ceiling diffusers / M. Jaszczur, P. Madejski, S. Kleszcz, M. Zych, P. Palej // E3S Web of conferences. – 2019. – Vol. 128. – ArticleID: 08003. – 5 p. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912808003>

40. Mikola Alo. Air change efficiency of room ventilation units / Mikola Alo, Rehand Juhan, Kurnitski Jarek // E3S Web of conferences. – 2019. – Vol. 111. – ArticleID: 01017. – 8 p. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201911101017>

41. Ceiling swirl diffusers. Type VDL. 04.2019 [Electronic Resource]. URL: https://www.trox.de/en/downloads/a7196dc3aea3dd80/PD_2019_04_VDL_DE_en.pdf?type=product_info

42. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. [Чинний від 01.01.2014]. Київ: Укрархбу-дінформ, 2013. – 141 с. (Державні будівельні норми України).

43. Trox Technik. VDL. Configure your product [Electronic Resource]. URL: <https://www.trox.de/en/ceiling-swirl-diffusers/type-vdl-924acd99ba48f598>. Access date 28.01.2020.

44. Vencon. Дифузор Systemair DGV-630 Diffuser [Electronic Resource]. URL: [vencon.ua/ua/products/systemair-dgv-630-diffuser](https://www.vencon.ua/ua/products/systemair-dgv-630-diffuser). Access date 28.01.2020.

45. Geräteventilatoren. Ruck Ventilatoren [Electronic Resource]. URL: <https://www.ruck.eu/ventilatoren/geraeteventilatoren1?filterFrequency=50>. Access date 28.01.2020.

References

1. *Tsili staloho rozvytku: Ukraina: Natsionalna dopovid 2017* / Ministerstvo ekonomichnoho rozvytku i torhivli Ukrainy. Kyiv: United Nations Ukraine, 2017. 174 с. URL: https://issuu.com/mineconomdev/docs/sdgs_nationalreportua_web

2. *Pro enerhetychnu efektyvnist budivel: Zakon Ukrainy vid 22.06.2017 № 2118-VIII*. Vidomosti Verkhovnoi Rady. 2017. №33. С. 359. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2118-19#Text>

3. *Pro zatverdzhennia Metodyky vyznachennia enerhetychnoi efektyvnosti budivel: Nakaz Ministerstva rehionalnoho rozvytku, budivnytstva ta zhytlovo-komunalnoho hospodarstva Ukrainy vid 11.07.2018 № 169*. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0822-18#Text>

4. *New report: District energy can decarbonize the EU heating and cooling sector* [Electronic Resource]. December 5, 2019. URL: <https://www.danfoss.com/en/about-danfoss/news/cf/new-report-district-energy-can-decarbonize-the-eu-heating-and-cooling-sector/>

5. Bezrodnyi M. K., Prytula N. O., Opanasiuk I. Yu. “Teplonasosna systema povitrianoho opalennia ta ventyliatsii

z rekuperatorom teploty i retyrkuliaciieiu vidpratovanoho povitria.” *KPI Science News*. 2019. Вип. 3. С. 7-15.

6. Bezrodnyi M., Prytula N., Tsvietkova M. “Efficiency of heat pump systems of air conditioning for removing excessive moisture.” *Archives of Thermodynamics*. 2019. Vol. 40. No. 2. P. 151-165.

7. Bezrodnyi M. K., Oslovskiy S. O. “Enerhoefektyvnist teplonasosno-rekuperatornoi systemy vodianoho opalennia i ventyliatsii z vykorystanniam teploty gruntu ta ventyliatsiinykh vykydiv.” *Enerhetyka: ekonomika, tekhnologii, ekolohiia*. 2018. №3. P. 95-103. <https://doi.org/10.20535/1813-5420.3.2018.163643>

8. Bezrodnyi M. K., Kutra D. S. “Termodynamichna efektyvnist retyrkuliaciinoi teplonasosnoi systemy kondytsiuvannia povitria v zakrytomu plavalnomu baseini.” *Promyshlennaia teplotekhnika*. 2016. Vyp. 38. № 3. P. 75-83. <https://doi.org/10.31472/ihe.3.2016.10>

9. Bezrodnyi M. K., Kutra D. S., Serhienko I. V. “Termodynamichna efektyvnist teplonasosnoi systemy kondytsiuvannia povitria v zakrytomu plavalnomu baseini v spekotnyi period roku.” *Naukovi visti Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu Ukrainy Kyivskiy politekhnichnyi instytut*. 2015. Vyp. 1. P. 13-19.

10. Bezrodnyi M. K., Prytula N. O., Tsvietkova M. O. “Termodynamichni analiz teplonasosnoi systemy ventyliatsii dlia pidtrymannia komfortnykh umov v vyrobnychkykh prymishchenniakh z volohovydilenniam.” *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Seriya: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannia*. 2018. №13(1289). P. 77-82. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2018.13.14>

11. Redko A., Redko I., Pavlovskiy S., Kulikova N., Cherednik A., Redko O. “Entropy generation analysis and thermal characteristics of radiation heating system.” *Thermal Science*. 2019. OnLine-First Issue 00. P. 327-327. 19 p. <https://doi.org/10.2298/TSCI190216327R>

12. Redko A., Cherednik A., Lantsberg N., Kulikova N., Redko A. “Optimization of parameters of heating system with low-temperature water panels by changes of entropy”. *International Journal of Energy and Environment*. 2017. Vol. 8. Issue 2. P. 175-188.

13. Shepichak V. B., Zhelykh V. M., Redko A. O. “Doslidzhennia infrachervonykh system opalennia pry yikh zastosuvanni u vyrobnychkykh prymishchenniakh.” *Enerhoefektyvnist v budivnytvi ta arkhitekturi*. 2017. Vyp. 9. P. 254-258.

14. Shepichak V. B., Redko A. O., Spodyniuk N. A. “Tekhniko-ekonomichne obruntuvannia systemy teplozabezpechennia z vykorystanniam infrachervonykh elektrychnykh povorotnykh nahrivachiv.” *Naukovyi visnyk budivnytstva*. 2017. T. 88, № 2. P. 212-215.

15. Redko A. A., Cherednik A. D., Lantsberg N. H., Kulikova N. V., Redko A. F. “Modelirovanie i optimizatsiia parametrov protsesa teploobmena infrakrasnykh nyzkotemperaturnykh vodianykh potolochnykh panelei.” *Enerhoefektyvnist v budivnytvi ta arkhitekturi*. 2016. Vyp.8. P. 313-318.

16. Cherednik A. D., Redko A. A., Gvozdetskii A. V. “Effektivnost sistem luchistogo otopleniia s nyzkotemperaturnymi vodianyimi paneliami.” *Visnyk Kryvorizkoho natsionalnoho universytetu*. 2015. Vyp. 39. С. 48-51.

17. Basok B. I., Nedbailo O. M., Tkachenko M. V., Bozhko I. K. “Vykorystannia povitriano-hruntovykh teploobminnykh v systemi heotermalnoi ventyliatsii.” *Vidnovliuvana enerhetyka ta enerhoefektyvnist u XXI stolitti: materialy XX mizhnarodnoi nauково-praktychnoi konferentsii (Kyiv, 15-16 travnia 2019 r.)*. Interservis, 2019. С. 541.

18. Basok B., Tkachenko M., Nedbailo A., Bozhko I. “Research into energy efficiency of the underfloor heating system, assembled dry.” *Technology Audit and Production Reserves*. 2018. Vol. 3. No. 1(41). P. 52-57. <https://doi.org/10.15587/2312-8372.2018.135783>

19. Basok B. Y., Nedbailo O. M., Tkachenko M. V., Bozhko I. K., Lysenko O. M., Lunina A. O. “Modernizatsiia systemy opalennia budivli z vykorystanniam teplovoho nasosa typu "povitria-ridyna".” *Promyshlennaia teplotekhnika*. 2015. T. 37. № 5. P. 68-74. <https://doi.org/10.31472/ihe.5.2015.08>

20. Korzhenko Ye. S., Tkachenko S. Y., Rumiantseva T. Yu. “Prystrii tepvolohisnoi obrobky povitria.” Patent of Ukraine 93904. 27.10.2014.

21. Chepurnyi M., Tkachenko S., Resydent N. “Peculiarities of Application of Steam Compressing Heat Pump Plants.” *Scientific Works of Vinnytsia National Technical University*. 2013. № 2. 9 p. URL: <https://works.vntu.edu.ua/index.php/works/article/download/375/373>

22. Gorobets V. G., Trokhaniak V. I., Bohdan Yu. O. “The Numerical Simulation of Heat and Mass Transfer Processes in Tunneling Air Ventilation System in Poultry Houses.” *INMATEH-Agricultural Engineering*. 2018. Vol. 55, No. 2. P. 87-96.

23. Horobets V. H., Trokhaniak V. I. *Enerhoefektyvna sistema pidtrymannia mikroklimatu u ptakhivnychkykh prymishchenniakh*. TsP “KOMPRYNТ”. 2017. 193 p.

24. Horobets V. H., Masiuk M. Yu. “Rozrobka novoi konstruktsii ta matematychno modeliuвання protsesiv teplo i masoperenosu dlia teploobminnykh ventyliatsiinykh system enerhozberihaiuchoho budynku.” *Enerhetyka i avtomatyka*. 2016. Vyp. 1. P. 90-98.

25. Ulewicz M., Zhelykh V., Kozak Kh., Furdas Y. “Application of Thermosiphon Solar Collectors for Ventilation of Premises”. *Proceedings of CEE 2019. Advances in Resource-Saving Technologies and Materials in Civil and Environmental Engineering*. Cham: Springer, 2019. P. 180-187. https://doi.org/10.1007/978-3-030-27011-7_23

26. Savchenko O., Zhelykh V., Voll H. “Analysis of the systems of ventilation of residential houses of Ukraine and Estonia”. *SSP - Journal of Civil Engineering*. 2017. Vol. 12, Iss. 2. P. 23-30. <https://doi.org/10.1515/sspjce-2017-0015>

27. Zhelykh V., Savchenko O., Matusyevych V. “Improving efficiency of heat exchange of horizontal ground-air

- heat exchanger for geothermal ventilation systems”. *Fizyka budowli w teorii i praktyce*. 2016. Vol. VIII. Nr. 4. P. 43-46.
28. Gładyszewska-Fiedoruk K, Zhelykh V, Pushchinskyi A. “Simulation and Analysis of Various Ventilation Systems Given in an Example in the Same School of Indoor Air Quality.” *Energies*. 2019. Vol. 12. Iss. 15. P. 2845.
29. Zhelykh V, Savchenko O., Matuskevych V. “Horizontal earth-air heat exchanger for preheating external air in the mechanical ventilation system.” *Selected Scientific Papers-Journal of Civil Engineering*. 2018. Vol. 13. Iss. 1. P. 71-76. <https://doi.org/10.1515/sspjce-2018-0021>
30. Dovhaliuk V. B. *Aerodynamika ventyliatsii*. IVNVKP «Ukrheliotekh», 2015.
31. Voznyak O., Spodyniuk N., Yurkevych Yu., Sukholova I., Dovbush O. “Enhancing efficiency of air distribution by swirled-compact air jets in the mine using the heat utilizers”. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2020. Iss. 5. P. 89–94. URL: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2020-5/089>
32. Voznyak O., Sukholova I., Myroniuk K. “Research of device for air distribution with swirl and spread air jets at variable mode.” *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2015. Vol. 6, Iss. 7. P. 15-23. URL: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.56235>
33. Skotnicka-Siepsiak A. “The Applicability of Coanda Effect Hysteresis for Designing Unsteady Ventilation Systems.” *Energies*. 2021. Vol. 14, No. 1. ArticleID: 34. 21 p. URL: <https://doi.org/10.3390/en14010034>
34. Hurnik M., Kaczmarczyk J., Popielek Z. “Study of Radial Wall Jets from Ceiling Diffusers at Variable Air Volume.” *Energies*. 2021. Vol. 14, No. 1. ArticleID: 240. 18 p. URL: <https://doi.org/10.3390/en14010240>
35. Nocente A., Arslan T., Gynning S., Goia F. “CFD Study of Diffuse Ceiling Ventilation through Perforated Ceiling Panels.” *Energies*. 2020. Vol. 13, No. 8. ArticleID: 1995. 14 p. URL: <https://doi.org/10.3390/en13081995>
36. Bennia A., Fellouah H., Khelil A., Loukarfi L., Naji H. ‘Experiments and Large-Eddy Simulations of Lobed and Swirling Turbulent Thermal Jets for HVAC's Applications.” *Journal of applied fluid mechanics*. Vol. 13. No. 1. pp. 103-117. URL: <https://doi.org/10.29252/jafm.13.01.29970>
37. Braikia M., Khelil A., Naji H., Loukarfi L. An experimental investigation of interacting swirling multiple jets. *Thermal science*. Vol. 24, No. 3 Part B. P. 1963-1975. URL: <https://doi.org/10.2298/TSC1180604247B>
38. Demirpolat H. “Modern Diffusers for Interior Design.” *ICONARP international journal of architecture and planning*. Vol. 7, No. 2. P. 626-638. <https://doi.org/10.15320/ICONARP.2019.101>
URL: https://www.researchgate.net/publication/338230975_Modern_Diffusers_for_Interior_Design.
39. Jaszczur M., Madejski P., Kleszcz S., Zych M., Palej P. “Numerical and experimental analysis of the air stream generated by square ceiling diffusers.” *E3S Web of conferences*. Vol. 128. ArticleID: 08003. 5 p. URL: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912808003>
40. Mikola Alo, Rehand Juhan, Kurmitski Jarek. “Air change efficiency of room ventilation units.” *E3S Web of conferences*. Vol. 111. ArticleID: 01017. 8 p. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201911101017>
41. *Ceiling swirl diffusers. Type VDL*. 04.2019 [Electronic Resource]. URL: https://www.trox.de/en/downloads/a7196dc3aea3dd80/PD_2019_04_VDL_DE_en.pdf?type=product_info
42. *Opalennia, ventyliatsiia ta kondytsionuvannia*. DBN V.2.5-67:2013, Ukrarkhbudinform, 2013.. URL: <https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/1-1-0-1018#load>
43. *Trox Technik. VDL. Configure your product* [Electronic Resource]. URL: <https://www.trox.de/en/ceiling-swirl-diffusers/type-vdl-924acd99ba48f598>. Access date 28.01.2020.
44. *Vencon. Difuzor Systemair DGV-630 Diffuser* [Electronic Resource]. URL: vencon.ua/ua/products/systemair-dgv-630-diffuser. Access date 28.01.2020.
45. *Geräteventilatoren. Ruck Ventilatoren* [Electronic Resource]. URL: <https://www.ruck.eu/ventilatoren/gerateventilatoren1?filterFrequency=50>. Access date 28.01.2020.

УДК 697.92

Воздухораспределение выпуклыми полуограниченными струями при вентиляции с постоянным расходом воздуха

В. П. Корбут¹, В. А. Милейковский²

¹д.т.н., проф. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, predsedatel@emw.kiev.ua,

ORCID: 0000-0002-4560-5463

²д.т.н., доц. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, v_mil@ukr.net,

ORCID: 0000-0001-8543-1800

Аннотация. Обоснована схема организации воздухообмена с подачей воздуха над рабочей зоной выпуклыми полуограниченными струями, которые взаимодействуют между собой. Эта схема целесообразна в случаях, если невозможно подать воздух непосредственно в рабочую зону. Выполнено математическое моделирование организации воздухообмена с подачей воздуха над рабочей зоной в выставочном зале при вентиляции с постоянным расходом. Данная схема обеспечивает оптимальные параметры микроклимата с минимальным рециркуляцией отработанного воздуха из

верхней зоны. В выставочном зале Международного выставочного центра в Киеве воздухообмен уменьшился в два раза до минимального расхода наружного воздуха. Расчётный расход холода снизился на 65,58 Вт/м² или 29 %, расчётный расход теплоты на второй подогрев – на 7,17 Вт/м² или 18 %. В ценах февраля 2020 г. экономия капитальных вложений составляет 792,16 грн/м² или 55 %, а эксплуатационных расходов за период охлаждения – 6,61 грн/м² или 15 %. Таким образом, система экономически выгодна с самого начала её создания. В дальнейшем будет смоделирована её работа в режиме с переменным расходом.

Ключевые слова: вентиляция, кондиционирование воздуха, выпуклая полуограниченная струя, организация воздухообмена.

UDC 697.92

Air distribution in convex wall jets for ventilation with a constant air flow

V. Korbut¹, V. Mileikovskiy²

¹Dr. Hab., Prof. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, predsedatel@emw.kiev.ua,
ORCID: 0000-0002-4560-5463

²Dr. Hab., Assoc. Prof. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, v_mil@ukr.net,
ORCID: 0000-0001-8543-1800

Abstract. The scheme of air exchange organization using air supply above a working zone by convex wall jets that interact with each other has been substantiated. This scheme is advisable in cases where it is impossible to supply air directly to the working zone. It provides optimal microclimate parameters with minimal recirculation of polluted air from the upper zone. Simulation of the air exchange organization in an exhibition hall in International Exhibition Centre in Kyiv with ventilation at a constant air volume (CAV) has been performed. The floor area is 5258 m², the height is 19 m, the minimum outdoor air flow is 21.667 m³/s (78000 m³/h). The current design scheme of air exchange organization is zonal. General air exchange is 43.3333 m³/s (156000 m³/h). Recirculation is accepted 50 %. The air flow supplied in the upper and middle zones is, respectively, 22.5 m³/s (81000 m³/h) and 20.833 m³/s (75000 m³/h). Inlet air has temperature 291.65 K (18.5 °C). It is supplied downward by twisted jets. There are 65 Trox VDL-AHLD-E3/800/0/0/0/RAL 9010 air diffusers with a diameter of 800 mm. The proposed scheme is single-zonal using 24 diffusers PES-D-8-10/15-0,9 4 m above the floor and air removal from the upper zone. This scheme allows halving the air exchange to the minimum outdoor air without recirculation. The air temperature should be decreased by 3.3 K to 288.35 K (15.2 °C). The number of air-conditioners is decreased twice. The calculated consumption of cold decreased by 65.58 W/m² or 29 %, the calculated consumption of heat for the second heating – by 7.17 W/m² or 18 %. Saving of capital investments in prices of February 2020 is 792.16 UAH/m² or 55 %, and decrease of operating costs for the cooling period is 6.61 UAH/m² or 15 %. Thus, the system is economically beneficial from the beginning of its installation. In the future, its operation will be simulated in a mode with a variable flow rate.

Keywords: ventilation, air conditioning, convex wall jet, air exchange organization.

Надійшла до редакції / Received 04.01.2021