

$$R_3 = \frac{1}{\pi d_{п.ш} h \alpha_3}, \quad (18)$$

де $d_{п.ш}$ — зовнішній діаметр покривного шару, м.

З урахуванням (17)-(18) рівняння (16) можна записати

$$\frac{dt}{d\tau} = - \frac{F_3}{\pi d_{п.ш} h V \rho c R_{зар}} (t - t_n). \quad (19)$$

Розв'язок (19) з урахуванням початкових умов при $\tau = 0, t = t_0$ становитиме

$$\frac{t - t_n}{t_0 - t_n} = \exp \left[- \frac{F_3 \tau}{\pi d_{п.ш} h V \rho c R_{зар}} \right], \quad (20)$$

де t_0 — температура охолодженої води, °С. Тоді час вистигання води в акумуляторі, ізольованому з умов допустимого теплового потоку, такий

$$\tau = \frac{\pi d_{п.ш} h V \rho c (t - t_n)}{q_{доп} F_3} \ln \frac{t_0 - t_n}{t - t_n}. \quad (21)$$

Висновки

1. Знайдено товщину теплової ізоляції відкрито встановленого добового акумулятора з умов допустимого теплового потоку і допустимої температури вистигання води.

2. Отримано оптимальні геометричні розміри акумуляторів циліндричної форми із заданим корисним об'ємом.

3. Встановлено час вистигання води в теплоізольованих акумуляторах теплоти.

1. Амерханов Р.А., Долинский А.А., Морозюк Т.В. *Аккумуляирование теплоты в системах сельского хозяйства // Промышленная теплотехника.* — 2002. — № 1. — С. 106—108. 2. Бекман Г., Гилли П. *Тепловое аккумуляирование энергии.* — М., 1987. 3. Денисова А.Е. *Аккумуляирование энергии в гелиосистемах теплоснабжения // Экотехнологии и ресурсосбережение.* — 2002. — № 2. — С. 9—14. 4. Зоколей С.В. *Архитектурное проектирование, эксплуатация объектов, их связь с окружающей средой* — М., 1984. 5. Руденко А.А., Піотровські Є. *Акумулятори теплоти для систем теплопостачання виробничих будівель // Будівництво України.* — 2000. — № 5. — С.39-41. 6. СНиП 2.04.0-85. *Внутренний водопровод и канализация зданий / Госстрой СССР.* — М., 1986. 7. СНиП 2.04.14-88. *Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов / Госстрой СССР.* — М., 1989.

УДК 629.113.06:628.83

О. Возняк

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра теплогазопостачання і вентиляції

ПОВІТРОРОЗПОДІЛ ПЛОСКИМИ НАСТИЛЬНИМИ НЕІЗОТЕРМІЧНИМИ СТРУМИНАМИ У ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРИМІЩЕННЯХ З МАЛОЮ ВИСОТОЮ

© Возняк О., 2004

In this article the results of air distribution by flat spread non-isothermal jets experimental investigations are presented. Adequate charts are composed, analytic equations are also obtained. By these results high efficiency of air distribution by flat spread non-isothermal jets in technological rooms is shown.

Постановка проблеми. Як відомо, здоров'я і працездатність людини залежать значною мірою від того, наскільки санітарно-гігієнічні параметри мікроклімату виробничих (технологічних) приміщень відповідають її фізіологічним потребам. В робочій (обслуговуваній) зоні таких приміщень повинні забезпечуватись нормовані параметри внутрішнього повітря. Фізичний стан повітряного середовища

технологічного приміщення характеризується такими параметрами, як температура, вологовміст, швидкість руху повітря, шум, запиленість, запахи тощо. Умови комфорту передовсім визначаються температурою повітря та його швидкістю руху. Ці величини підтримуються засобами вентиляційної техніки і залежать від прийнятої організації повітрообміну та схеми повітророзподілу. Слід додати, що на умови теплового комфорту людини значно впливає також ефект збурення повітряних потоків, у зв'язку з наявністю технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу, якщо висота приміщення є незначною. Це такі приміщення, в яких значна частина робочої зони знаходиться в прямому потоці припливної струмینی. Сукупність вказаних чинників визначає характер повітряних потоків та розвитку вентиляційних струмін у такому приміщенні [1—10].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Важливість врахування впливу збурення повітряних потоків, у зв'язку з наявністю технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу в приміщенні на швидкісні поля повітряних потоків та їх особливості досліджено в [1—10]. У таких умовах необхідно забезпечувати достатню велику далекобійність припливної струмینی. Одним із засобів збільшення її далекобійності є застосування ефекту Коанда, тобто настилення струмینی на внутрішні поверхні стін або стелі [2]. Крім збільшення далекобійності, явище настилення струмینی на стелю впливає на поле течії, на розширення струмینی, на підмішування і загасання швидкості в струміні. Тому найраціональнішою схемою повітророзподілу у випадку з наявністю технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу у виробничому приміщенні з малою висотою є застосування способу подачі повітря в робочу зону настільними струміними. Доцільно запропонувати застосування повітророзподільвачів з великою інтенсивністю загасання швидкості і температури припливного повітря, тобто пристроїв, які забезпечують інтенсивне перемішування припливного повітря з навколишнім [1].

Сьогодні існує значна кількість різноманітних конструкцій повітророзподільвачів та схем роздачі припливного повітря, як у верхню, так і в робочу зону приміщень [5; 7; 8], де використовується ефект настилення струмін на внутрішні поверхні стін або стелі [2; 5; 7; 8], що є достатньо поширеним явищем у вентиляційній техніці.

Отже, при кондиціюванні повітря у виробничих приміщеннях з малою висотою за наявності технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу вартий уваги такий спосіб подачі повітря, як зосереджений приплив настільними на внутрішню поверхню стелі плоскими охолодженими струміними. Повітророзподільником може служити пристрій із прямокутним щільним отвором із співвідношенням сторін, не меншим за 1 : 15 [1; 2].

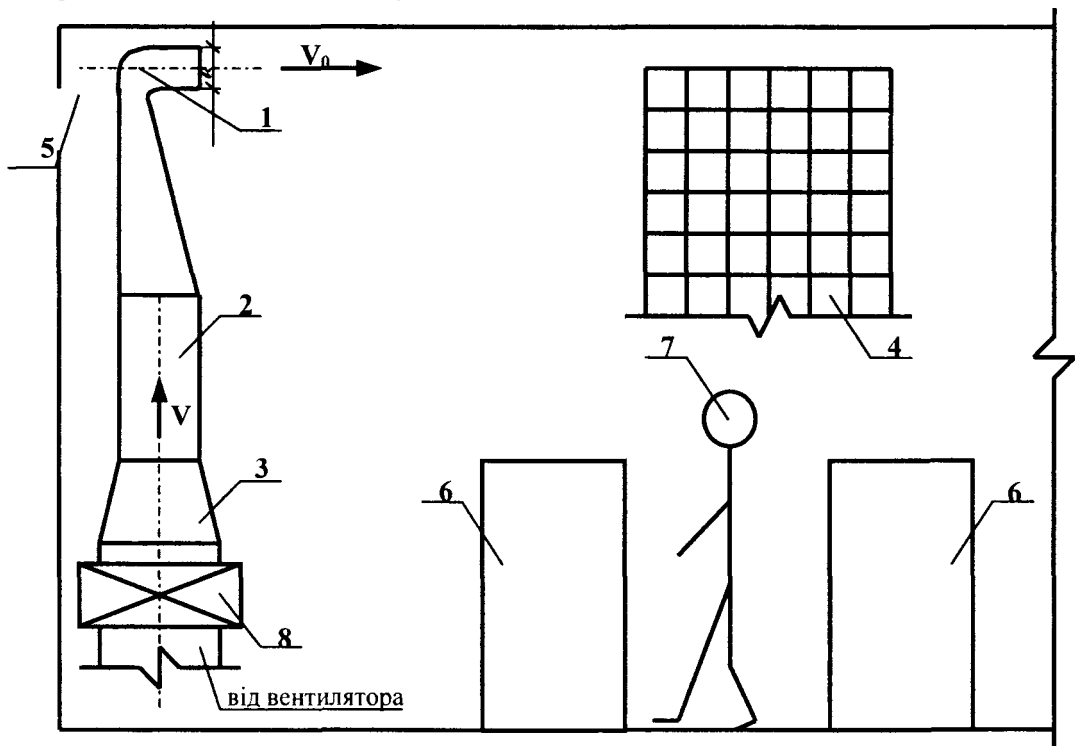


Рис. 1. Схема експериментального стенда: 1 — насадок з плоскою повітровипускною щільною; 2 — повітропровід; 3 — конфузор; 4 — координатник; 5 — витяжний отвір; 6 — технологічне обладнання; 7 — обслуговуючий персонал; 8 — охолоджувач повітря

Характерною особливістю такої схеми повітродозподілу є обмеження простору розвитку прямого та зворотного потоку струмینی стінами, стелею та підлогою приміщення, а також технологічним обладнанням та обслуговуючим персоналом, що створює певне обмеження простору для розвитку повітряної струмینی, тобто так зване “стиснення” припливної струмینی. Повітряний потік, рухаючись в обмеженому просторі цього приміщення, тобто у “стиснених” умовах, формує плоску стиснену струмину і надходить в обслуговувану зону.

Вплив обмеження простору при розвитку стиснених струмін зручно враховувати введенням у розрахункові формули вільних струмін відповідних поправних безрозмірних коефіцієнтів стиснення, які являють собою співвідношення швидкості V , витрати L або кількості руху I у цій самій точці простору, яка розглядається за умов відповідно стисненої та вільної струмینی [2].

Розвиток стиснених струмін в обмеженому просторі може відбуватись за тупиковою або протічною схемою [2; 7; 8]. В цій роботі розглядається плоска настільна охолоджена струмина, яка спрямовується вздовж виробничого приміщення малої висоти за наявності технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу за тупиковою схемою, в якій витяжний отвір розміщений у тій самій площині, що і припливний (рис. 1).

Варто зауважити, що донедавна у вентиляційно-опалювальній техніці, розглядаючи стиснені припливні струмینی, враховували вплив збурення повітряного потоку у зв'язку з наявністю технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу в приміщенні на розрахунок лише швидкісних характеристик припливної струмینی. Можна припустити, що цей фактор вносить корективи також і в їхні температурні параметри.

У зв'язку з цим пропонуємо розглянути поправний безрозмірний коефіцієнт стиснення по температурі k_{ct} . Для розв'язання поставленої задачі слід діяти аналогічно, як і у випадках, зазначених вище, і виразити коефіцієнт стиснення по температурі k_{ct} у вигляді співвідношення надлишкової температури в цій самій розрахунковій точці простору, яка розглядається в умовах відповідно стисненої Δt_{xc} та вільної Δt_x струмینی [2]

$$k_{ct} = \frac{\Delta t_{xc}}{\Delta t_x}. \quad (1)$$

Основна увага в цій роботі приділена саме дослідженню коефіцієнта стиснення струмینی по температурі k_{ct} та характеру зміни осьової надлишкової температури Δt_{xc} .

Мета цієї роботи — дослідження характеру поширення плоских настільних неізотермічних струмін в обмеженому просторі виробничого приміщення малої висоти з наявністю в ньому технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу, визначення коефіцієнта стиснення струмینی по температурі k_{ct} та характеру зміни осьової надлишкової температури Δt_{xc} .

Експериментальні дослідження здійснювались в натурних умовах на стенді, схема якого подана на рис. 1, за таких умов та спрощень:

- плоска струмина є неізотермічною (охолодженою);
- коефіцієнт загасання швидкості припливних насадків з плоскими повітровипускними щілинами становив $m = 2,5$;
- ширина щілинного отвору змінювалась і становила: $l_o = 300$ мм; $l_o = 450$ мм; $l_o = 600$ мм;
- висота щілини була змінною, а саме: $b_o = 20$ мм; $b_o = 30$ мм; $b_o = 40$ мм;
- витрата повітряного потоку L , змінювалась і становила: $L_1 = 900$ м³/год; $L_2 = 700$ м³/год; $L_3 = 500$ м³/год; $L_4 = 300$ м³/год;
- початкова швидкість повітря при витіканні з припливного насадка коливалася в межах: $V_0 = 5 — 15$ м/с.

Швидкості і температури руху повітря вимірювали термоелектроанемометром ТА-9. Швидкості повітряного потоку, які перевищували 5 м/с, вимірювались мікроманометром з пневмометричною трубкою Піто—Прандтля.

Заміри температур і швидкостей руху повітря в розрахункових точках здійснювались з використанням координатника із сіткою точок 5×5 см у п'яти поперечних перерізах.

У ході експериментальних досліджень були визначені межі припливної струмини в зоні її прямого та зворотного потоків.

Внаслідок слабконеізотермічного характеру припливної струмини в приміщенні (перепад температур Δt при кондиціонуванні повітря досягає не більше ніж 10°C , а критерій $Ar \leq 5 \cdot 10^{-4}$) дією гравітаційних сил можна знехтувати [1]. Отже, швидкості руху повітря визначаються за такими самими аналітичними залежностями, як і для ізотермічних струмин.

У разі плоскої вільної струмини надлишкова температура в основній ділянці розраховується за формулою [2]:

$$\Delta t_x = \Delta t_0 \cdot n \cdot \sqrt{\frac{b_0}{x}}, \quad (2)$$

де Δt_0 , Δt_x — початкова та поточна надлишкові температури припливного і навколишнього повітря, $^\circ\text{C}$; n — теплова характеристика струмини, $n = 2$; b_0 — висота припливного щілинного отвору, м; x — поточна координата, м.

Для стиснених плоских струмин поправний коефіцієнт на стиснення по температурі k_{ct} пропонується ввести у вигляді: $k_{ct} = f \cdot \left(\frac{l}{n} \cdot \sqrt{\frac{x}{l_0}} \right)$. З урахуванням (2) розрахунок стисненої плоскої неізотермічної струмини слід виконувати за (3):

$$\Delta t_{xc} = \Delta t_0 \cdot n \cdot \sqrt{\frac{l_0}{x}} \cdot k_{ct}. \quad (3)$$

За результатами експериментальних досліджень побудовано графік у вигляді:

$$k_{ct} = f_1 \cdot \left(\frac{l}{n} \cdot \sqrt{\frac{x}{l_0}} \right) \quad (\text{рис. 2}).$$

За цими самими експериментальними даними будемо таку графічну залежність $\overline{\Delta t}_{xc} = f \cdot (\overline{x})$ (рис. 3),

де $\overline{\Delta t}_{xc} = \frac{\Delta t_{xc}}{\Delta t_0}$ — відносна надлишкова температура;

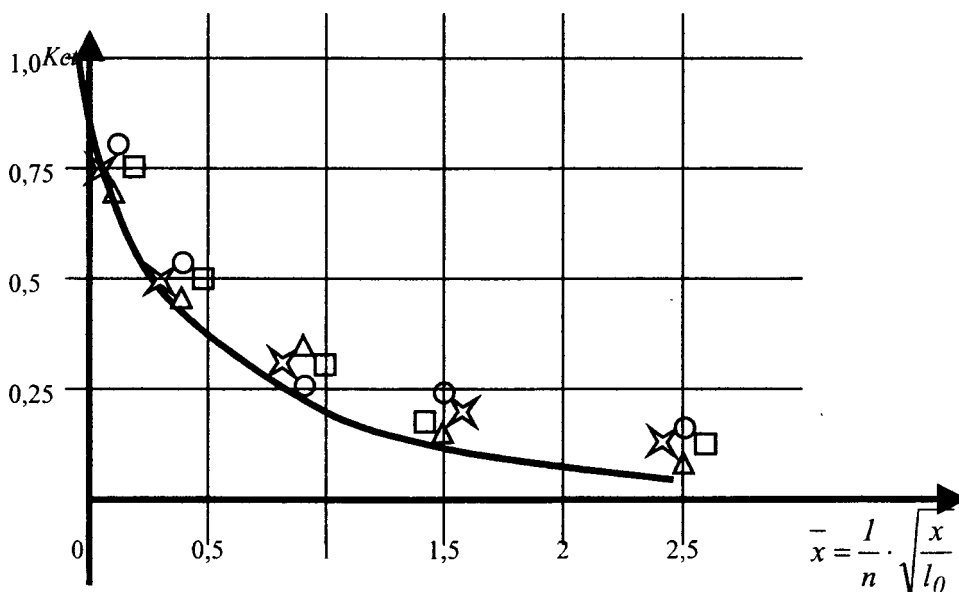


Рис. 2. Коефіцієнт стиснення по температурі k_{ct} . \circ \square \triangle \star — значення параметрів плоскої струмини при продуктивності відповідно: 900; 700; 500; 300 $\text{м}^3/\text{год}$

$\bar{x} = \frac{x}{l_0}$ — відносна координата (l_0 — напівширина щілини, м).

На рис. 3 подана графічна залежність $\Delta \bar{t}_{xc} = f_2 \cdot \left(\frac{l}{n} \cdot \sqrt{\frac{x}{l_0}} \right)$ за даними експериментальних

натурних досліджень характеру зміни відносної осьової надлишкової температури $\Delta \bar{t}_{xc}$ при розвитку плоскої стисненої охолодженої струмини в технологічному приміщенні.

Графічна залежність (рис. 3) апроксимується виразом (4):

$$\Delta \bar{t}_{xc} = \left(\frac{6,5}{x + 6,5} \right)^2. \quad (4)$$

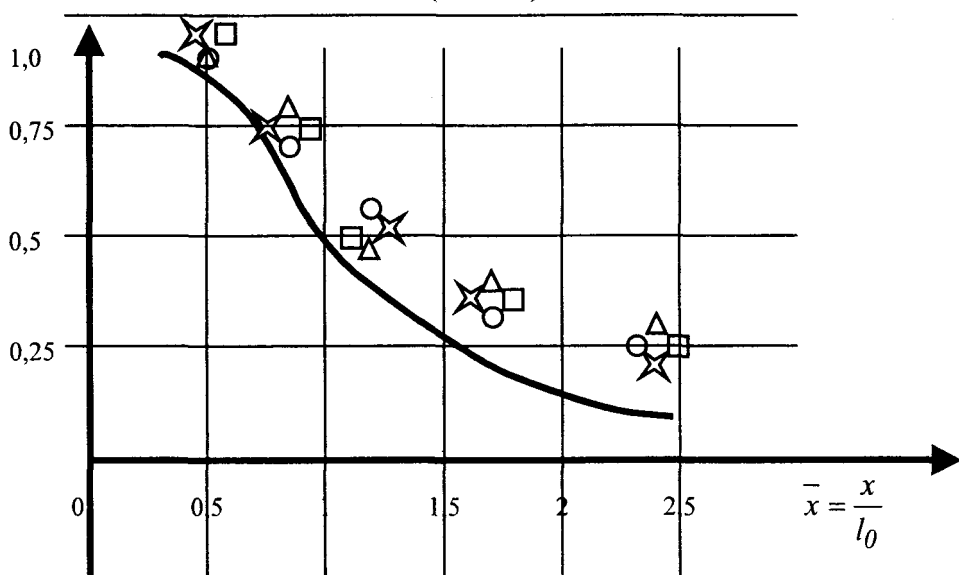


Рис. 3. Осьова відносна надлишкова температура $\Delta \bar{t}_{xc}$ (позначення ті самі, що і на рис. 2)

Висновки. На основі отриманих результатів констатуємо:

- для плоских настільних стиснених неізотермічних струмин одержано розрахункові залежності для визначення поправного коефіцієнта стиснення по температурі k_{ct} ;
- кількісно встановлено вплив ефекту настилання на закономірності розвитку плоских настільних стиснених неізотермічних струмин у технологічному приміщенні;
- встановлено в кількісній формі зменшення початкової ділянки плоскої стисненої струмини та інтенсивність падіння осьової надлишкової температури на основній ділянці;
- обгрунтовано, що ефективність застосування плоских настільних неізотермічних струмин для подання повітря в робочу зону технологічного приміщення є високою.

Отримані результати дають змогу розраховувати перепад температур у виробничому приміщенні незначної висоти з наявністю технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу і визначати початкові теплові параметри струмини як доповнення до розрахунку динамічних характеристик.

Застосування повітророзподілювачів із використанням ефекту настилання плоских охолоджених струмин дає змогу значно підвищити критерій ADPI при подачі в технологічне приміщення значної кількості повітря і зменшити внаслідок цього матеріалоемність припливної системи.

1. Талиев В. Н. *Аэродинамика вентиляции*. — М., 1978. 2. Гримитлин М.И. *Распределение воздуха в помещениях*. — М., 1982. 3. Возняк О.Т. *Вплив взаємодії струмин на повітророзподіл у приміщенні* // Вісн. Нац. ун-ту "Львівська політехніка". — 2001. — С. 27—31. 4. Банхиди Л. *Тепловой микроклимат помещений*. — М., 1981. 5. Возняк О., Ковальчук А. *Ефективність повітророзподілу зустрічними неспіввісними струминами*. Вісн. Нац. ун-ту "Львівська політехніка". — 2002. — № 460. — С. 157—161. 6. *Vozniak O., Kovalchuk A. Air distribution by opposite non-coaxial air jets. Zbornik prednasok: VII Vedecka Konferencia s medzinarodnou ucastou Kosicko — Lvovsko — Rzeszowska, 2002 r.* — S. 173—178. 7. Возняк О., Ковальчук А., Іванусь Є., Кіц А. *Повітророзподіл у приміщенні при взаємодії зустрічних неспіввісних струмин*. Вісн. Нац. ун-ту "Львівська політехніка". — 2001. — № 432. — С. 31—37. 8. Возняк О., Ковальчук А., Іванусь Є. *Взаємодія зустрічних неспіввісних струмин* // *Efektynosc dystrybucji i wykorzystania ciepła. Polytechnika Rzeszowska, Solina, 2001 r.* — S. 397—403. 9. *Vozniak O., Dovbush O. Influence of indoor climate on a person heat exchange in a room. Zeszyty naukowe Politechniki Rzeszowskiej "Aktualne problemy budownictwa i Inzynierii srodowiska"; czesc 2 — inzynieria srodowiska*. — Rzeszow. — 2000. — S. 441—447. 10. Губернский Ю.Д., Исмаилова Д.И. *Экономия энергии и топлива при управлении микроклиматом*. — *Водоснабжение и санитарная техника*. — 1985. — № 3. — С. 11—12.

УДК 532.542

Б. Горобець, Б. Малиш, Ю. Омельчак
Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра гідравліки та сантехніки

ТРАНСФОРМАЦІЯ ШВИДКІСНОЇ СТРУКТУРИ ПОТОКУ У ВОДОСХОВИЩІ-ОХОЛОДЖУВАЧІ ПІД ДІЄЮ ПОВІТРЯНИХ МАС

© Горобець Б., Малиш Б., Омельчак Ю., 2004

The experimental results concerning the interaction between the water and air flows in the nature and model water storage-coolant are presented in the paper.

The enrvs of the velocity distribution on the verticales at the various direction of the wind are obtained.

Постановка проблеми. Механічна енергія потоку води, яка скидається в водосховище-охолоджувач, поступово передається по всьому його об'єму, перерозподіляючись в ньому шляхом простого переносу енергії потоком рідини, що називається конвекцією, та шляхом внутрішньомолекулярного переносу, що називається дифузією.

Одночасне розв'язання гідродинамічної, дифузійної та теплової задачі з врахуванням взаємозв'язку процесів пов'язане із значними труднощами, особливо якщо врахувати для конкретних випадків множину визначальних чинників, зміна в часі яких має випадковий характер.

Для встановлення охолоджувальної здатності водосховища-охолоджувача та чинників, що на нього впливають, необхідно знати, як розподіляються в плані та по об'єму течії. Вони є розподільними елементами, що формують температурні поля, від яких залежить тепло- та вологовіддача з поверхні води в атмосферу із всієї водойми чи окремих її фрагментів (заток, коловоротних зон), внаслідок дифузійних процесів, тобто кожного елемента площі водосховища-охолоджувача.

Після попадання циркуляційної води у водосховище-охолоджувач відбувається складне гідротермічне явище. Температура води, що скидається, вища від температури води у водоймі. Внаслідок цього потік формується з прямою термічною стратифікацією та ефектом плавучості.

У ближній зоні водоскиду, як правило, утворюються коловоротні зони. Просторова структура потоку на початку формується динамічною взаємодією транзитного потоку та коловоротних зон. Зале-