

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТЕПЛОПОВІТРЯНИХ ПРОЦЕСІВ У ПРИМІЩЕННІ ВИРОБНИЧОГО ПІДПРИЄМСТВА

© Клименко Г.М. 2013

Вказано на актуальність забезпечення нормативних параметрів повітряного середовища в приміщеннях приватних виробничих об'єктів невеликого об'єму зі щільним компонуванням обладнання. Розглянуто теоретичні основи оцінки ефективності повітрообміну. Зазначено відсутність енергоефективних ПР, що забезпечують швидке загасання струменя. Зазначено доцільність подачі повітря в робочу зону приміщення. Розглянуто застосування малошвидкісних панельно-секційних повітровозподільників у приміщенні приватного виробничого об'єкту. Розроблено наближену математичну модель теплоповітряних процесів у досліджуваному приміщенні приватного підприємства з джерелами тепловиділень. Проаналізовано методику визначення коефіцієнта повітрообміну з урахуванням теплоповітряних процесів приміщення приватного виробничого підприємства малого об'єму з джерелами тепловиділень.

Ключові слова: повітророзподільник, тепловий баланс, конвективний струмінь, математична модель.

The article shows the importance of ensuring that the air of small-size rooms at private production facilities where equipment is arranged densely has specified parameters. Theoretical grounds of ventilation performance evaluation are considered. It is pointed out that a power saving air distributor ensuring a prompt cease of the airflow has not been developed yet. The advisability of air delivery to the room's working area is stressed. The using of low-speed panel-section air distributors in a private production facility room is considered. An approximate mathematical model of thermal-air processes in the researched private enterprise room with heat sources is developed. Methods of defining ventilation coefficient with the consideration of thermal-air processes of the researched small-size private enterprise room with heat generation sources are analyzed.

Key words: Air, heat balance, convective stream, mathematical model.

Постановка проблеми

Останнім часом у зв'язку з виникненням приватних виробничих підприємств невеликого об'єму із щільним компонуванням обладнання, яке є джерелом тепловиділень, постала необхідність проаналізувати забезпечення в цих приміщеннях нормативних параметрів повітряного середовища. Сьогодні відсутні оптимальні рішення, які повною мірою забезпечували нормативні параметри мікроклімату у виробничих приміщеннях невеликого об'єму із щільним компонуванням обладнання.

Аналіз публікацій і натурних досліджень

Організацію повітрообміну в гарячих цехах розглянуто в роботах М.Й. Гримітліна, Г.М. Позіна [1–5], А.Я. Ткачука [6], В.П. Корбута [7], В.Б. Довгалоюка [8] та багатьох інших науковців. Але вплив припливних струмін на ефективність організації повітрообміну у приміщеннях приватних підприємств малого об'єму із стисненим компонуванням обладнання розглянуто недостатньо.

Наявність джерел теплоти у виробничому приміщенні зумовлює те, що конвективні потоки визначають циркуляцію повітря. Конвективний теплообмін теоретично та емпірично досліджений

на достатньо високому рівні. Досліджували вільні конвективні потоки виконували Л. Прандтль [9], Г.Н. Абрамович [10], І.А. Шепелев [11]. Серед останніх робіт щодо розвитку конвективних струмин у стиснутих умовах згадаємо роботи В.П. Корбута [8], В.Б. Довгалюка та В. О. Мілейковського [8]. Результати їх досліджень дають змогу враховувати особливості конвективних струменів при проектуванні та розробці систем вентиляції.

Проте недостатньо вирішеним залишається питання вибору типу притічних струменів і, відповідно, повітророзподільних пристроїв. Особливо на сучасному етапі це стосується відділень приватних виробничих підприємств малого об'єму із щільним компонуванням обладнання.

Вплив характеру припливних струменів на розподіл параметрів повітряного середовища у теплонапружених приміщеннях у стиснутих умовах досліджений недостатньо. Вважається, що конвективні потоки визначають розподіл параметрів повітря у теплонапружених приміщеннях, а припливні струмені відіграють другорядну роль. Рекомендації щодо характеру припливних струминних течій обмежуються необхідністю унеможливити знос конвективних потоків [5]. Ці рекомендації недостатні для вентиляції теплонапружених приміщень малого об'єму зі стисненим компонуванням обладнання.

Натурні дослідження параметрів внутрішнього повітря, проведені на одному з приміщень приватного виробничого підприємства Львівщини, показали, що у виробничому приміщенні не передбачено систему повітророзподілення на належному рівні. Зокрема, на рис. 1, де наведено фрагмент досліджень розподілу температур у теплий період року, спостерігаються зони підвищених тепловиділень.

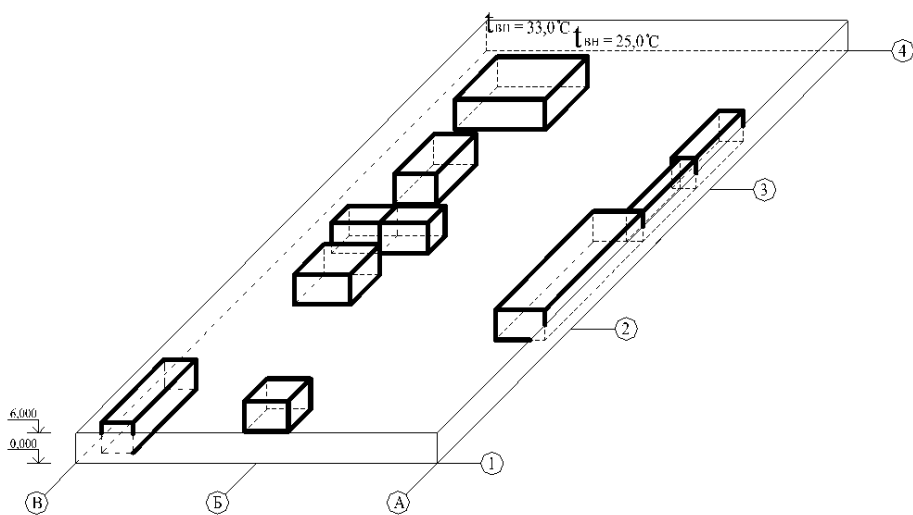


Рис. 1. Зони підвищених тепловиділень виробничого відділення на відмітках: 0.000 ... +6.000.
Дослідження виконано 02.06.2011 з 915 до 1500 год

Досить щільне розташування виробничого обладнання створює стиснені умови для компонування мереж повітропроводів. Отже, заданий об'єм повітря слід подати компактними вентиляційними пристроями. Крім цього, слід передбачити високу ефективність цих пристроїв за відносно невеликих затрат на їх проектування, виготовлення та експлуатацію.

Враховуючи, що спосіб подачі повітря безпосередньо в робочу зону, що застосовується в приміщеннях із зосередженими тепłodжерелами, рекомендується як найефективніший для забезпечення нормативних параметрів мікроклімату [12], як повітророзподільний пристрій запропоновано малошвидкісний панельно-секційний повітророзподільник (МП-СПР) [13]. Масштабну модель МП-СПР досліджено в лабораторії Національного університету «Львівська політехніка» [14]. Натурну модель МП-СПР досліджено і впроваджено на одному з підприємств Львівщини.

Для визначення повітрообміну в приміщенні за наявності механічної вентиляції використано коефіцієнт повітрообміну k_L [5].

Раніше він називався коефіцієнтом ефективності повітрообміну k_e : що вищий k_e , то менша кількість припливного повітря L_0 і то краще організований повітрообмін у приміщенні. Сьогодні коефіцієнт повітрообміну трактують як параметр, що впливає на витрати тепла і холоду в приміщенні і необхідний для визначення кількості притічного повітря [3].

Коефіцієнт повітрообміну вводиться в рівняння для визначення кількості припливного повітря з метою заміни невідомого значення температури витічного повітря нормованим значенням температури робочої зони [5]. Коефіцієнт повітрообміну являє собою безрозмірний симплекс, що зв'язує температури повітря: витічного, притічного і робочої зони [3].

$$k_L = \frac{t_{\text{ВИТ}} - t_0}{t_{\text{РЗ}} - t_0}, \quad (1)$$

де $t_{\text{РЗ}}, t_{\text{ВИТ}}, t_0$ – температури повітря відповідно, внутрішнього в РЗ, витічного і притічного.

Розроблення наближеної математичної моделі теплоповітряних процесів у приміщенні приватного виробничого підприємства. Розрахунок теплоповітряних процесів у різноманітних приміщеннях ґрунтується на використанні наближених математичних моделей, які складаються із систем рівнянь збереження енергії, витрати і тиску [16]. Розроблення математичної моделі містить чотири етапи: 1. Визначення розрахункової схеми теплообміну. 2. Складання системи рівнянь збереження тепла і маси. 3. Приведення системи балансових рівнянь до розрахункового вигляду. 4. Постановка конкретного завдання і розв'язання системи рівнянь. Розроблення розрахункової схеми передбачає знання картини циркуляції повітряних течій у приміщенні. У розрахунковій схемі виявлено всі характерні об'єми і поверхні, що беруть участь в теплообміні, враховують потоки тепла і маси, взаємодія яких формує мікроклімат в приміщенні.

У досліджуваному вентиляованому приміщенні (рис. 2, 3) як характерні об'єми прийнято: робочу зону – I, рециркуляційні зони – II; конвективні струмені – III. Повітря подається до робочої зони малошвидкісними панельно-секційними повітророзподільвачами.

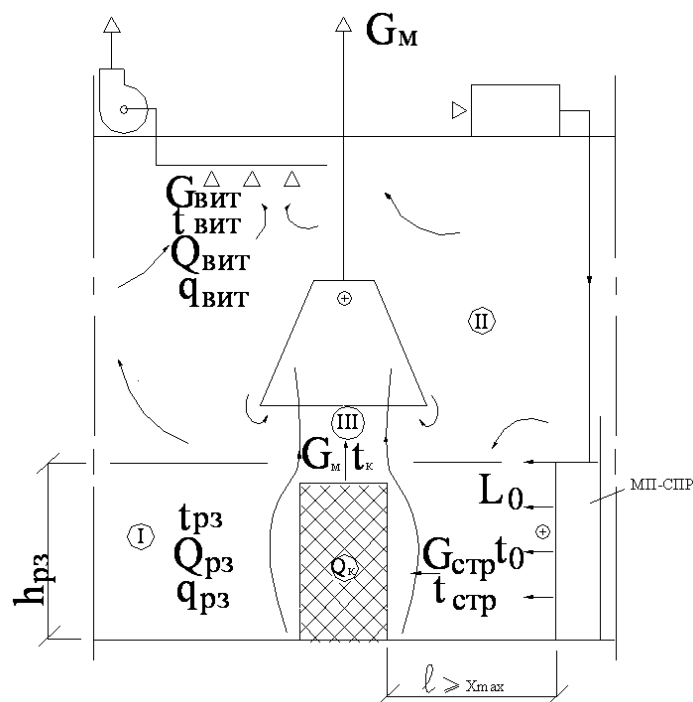


Рис. 2. Розрахункова схема теплоповітряних процесів у виробничому приміщенні з джерелами тепловиділень, обладнаних місцевими відсмоктувачами

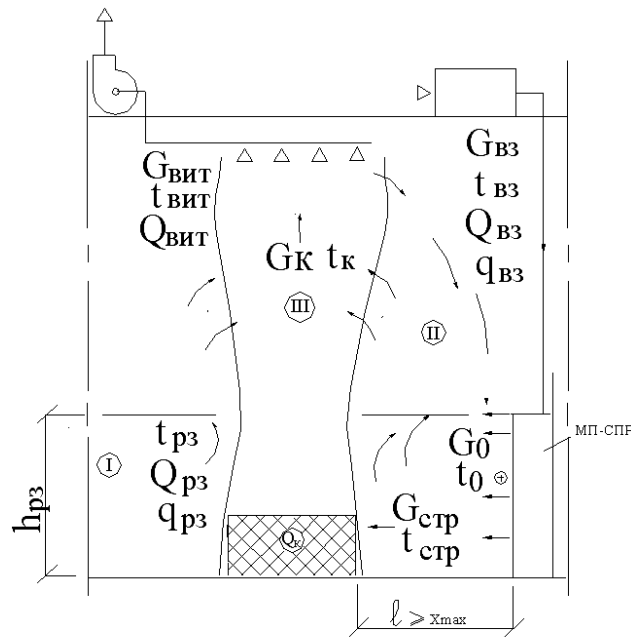


Рис. 3. Розрахункова схема теплоповітряних процесів у виробничому приміщенні з джерелами тепловиділень без місцевих відсмоктувачів

Повітря надходить крізь перфоровані панельно-секційні повітророзподільники в кількості G_0 з температурою t_0 .

Видалення повітря відбувається:

- місцевою вентиляцією від гарячого технологічного обладнання в кількості G_M ;
- загальною вентиляцією з верхньої зони в кількості $G_{ВИТ} = G_0 - G_M$. Теплонадходження в приміщення складається з:

– конвективних тепловиділень від гарячого технологічного обладнання Q_K частина яких $h \cdot Q$ видаляється місцевою вентиляцією (рис. 2), а решта $(1-h) \cdot Q$ йде на утворення конвекційних струменів (рис. 2);

- тепловиділення в робочій зоні $Q_{рз}$;
- тепловиділення у верхній зоні $Q_{вз}$.

Тепловтрати приміщення визначають в робочій зоні $Q_{рз}^m$ при температурі $t_{рз}$ і в верхній зоні $Q_{вз}^m$ при $t_{вз}$:

$$Q_{рз}^T = q_{рз} (t_{рз} - t_3); \quad (2)$$

$$Q_{вз}^T = q_{вз} (t_{вз} - t_3), \quad (3)$$

де $q_{рз}$, $q_{вз}$ – тепловтрати робочої і верхньої зон у розрахунку 10 температурного перепаду, Вт/0С.

Струмień притічного повітря розвивається в робочій зоні, асимілює тепловиділення; частина тепловмісту струменя витрачається на покриття тепловтрат. Витрата повітря в притічному струмені збільшується від початкового G_0 до $G_{стр}$ у розрахунковому перерізі за рахунок ежекції повітря із верхньої зони; в кінці розвитку струмєнь набуває температури $t_{стр}$ і надходить у верхню зону.

Подачу припливного повітря безпосередньо в робочу зону організовано так, щоби не зносити в горизонтальному напрямку конвективні потоки, що утворюються. В такому випадку циркуляція повітря в приміщенні відповідає розрахунковій, і коефіцієнт повітрообміну досягає найбільшої

величини. Щоби запобігти зносу потоків, далекобійність припливного струменя панельного секційного повітророзподільника немає переважати довжини частини приміщення l , що обслуговується струменем (в даному випадку l – відстань між лицевою поверхнею ПР і джерелом тепловиділень).

Під час подачі нагрітого повітря струмінь омиває робочу зону, не спливаючи догори, тому при $x = (0,8 \dots 1,0)l$ необхідно забезпечити поточний критерій Архімеда $Ar_x \leq 0,4$ [1].

За розглянутою методикою необхідно скласти рівняння теплових балансів для всіх характерних об'ємів.

При розрахунку теплового балансу приміщень густину повітря можна вважати постійною.

Рівняння теплового балансу робочої зони

$$Q_{pz} + c(G_{cmp} - G_0)Dt_{ez} = cG_{cmp}Dt_{cmp} + q_{pz}(Dt_{pz} - Dt_3) \quad (4)$$

Рівняння теплового балансу циркуляційної зони залежить від співвідношення між витратою повітря в конвективному струмені G_k і повітря, що витікає з приміщення $G_{вит}$.

При $G_k < G_{вит}$

$$cG_{cmp}Dt_{cmp} + Q_{ez} = c(G_{cmp} - G_0)Dt_{ez} + cG_{вит}Dt_{ez} + cG_M Dt_{pz} + q_{ez}(Dt_{ez} - Dt_3) \quad (5)$$

Рівняння теплового балансу конвективного струменя

$$(1-h)Q_k + cG_k \Delta t_{вз} = cG_k \Delta t_k \quad (6)$$

Замість будь-якого з рівнянь (4)...(6) можна користуватись рівнянням теплового балансу всього приміщення [5]:

$$(1-h)Q_k + Q_{pz} + Q_{вз} = cG_M \Delta t_{вз} + cG_{вит} \Delta t_{вит} + q_{pz}(\Delta t_{pz} - \Delta t_3) + q_{вз}(\Delta t_{вз} - \Delta t_3), \quad (7)$$

де

$$\Delta t_{вит} = \frac{\Delta t_k G_k + \Delta t_{вз} (G_{вит} - G_k)}{G_{вит}} \quad (8)$$

Оскільки температура повітря, що виходить з робочої зони, дорівнює середній температурі припливного струменя [5], то

$$\Delta t_{pz} = \Delta t_{стр} \quad (9)$$

У рівняннях (4)...(9) температури записані у вигляді перепадів відносно температури притоку t_0 :

$$\Delta t_{pz} = t_{pz} - t_0; \Delta t_{вит} = t_{вит} - t_0 \text{ і т.д.}$$

Математична модель теплоповітряних процесів у вентилярованому приміщенні при подачі повітря в робочу зону містить рівняння теплових балансів(4), (6),(7) і зв'язуючі рівняння (8) та (9).

При визначенні коефіцієнта повітрообміну невідомими в системі рівнянь є Δt_{pz} , $\Delta t_{вит}$, $\Delta t_{вз}$, Δt_k , $\Delta t_{стр}$.

Після перетворення математична модель записується у вигляді системи рівнянь, розширена матриця якої має вигляд:

$$\begin{bmatrix} cG_{стр} + q_{pz} & 0 & c(G_{стр} - G_0) & Q_{pz} + q_{pz} \Delta t_3 \\ q_{pz} & cG_{вит} & G_M + q_{вз} & (1-h)Q_k + Q_{pz} + Q_{вз} + q_{pz} \Delta t_3 + q_{вз} \Delta t_3 \\ 0 & a & -a & (1-h)Q_k \end{bmatrix}$$

де

$$a = \max\{cG_{вит}, cG_k\}$$

$$\Delta t_{pz} = \frac{d_1}{d}; \quad \Delta t_{вит} = \frac{d_2}{d} \quad (10)$$

Відповідно до формули Крамера [17],

де d – визначник системи, утворений з перших трьох стовпців і рядків матриці;

d_1 – визначник, що отримується з визначника системи d заміною першого стовпця стовбцем вільних членів (четвертим у матриці);

d_2 – визначник, що отримується шляхом заміни другого стовпця стовбцем вільних членів.

Коефіцієнт повітрообміну знаходимо за формулою:

$$K_L = \frac{\Delta t_{\text{внт}}}{\Delta t_{\text{рз}}} = \frac{d_2}{d_1}. \quad (11)$$

Для випадків, поширених в практиці проектування, коли

$q_{\text{рз}} = q_{\text{вз}} = 0$; $h = 0$, отримуємо:

$$K_L = \frac{a [\bar{G}_{\text{сmp}} + \bar{G}_M (1 - \bar{Q}_{\text{рз}})] + \bar{G}_M (\bar{G}_{\text{сmp}} + \bar{G}_{\text{рз}} - 1) \bar{Q}_K}{a [\bar{G}_{\text{сmp}} - (1 - \bar{G}_M) (1 - \bar{Q}_{\text{рз}})] - (1 - \bar{G}_M) (\bar{G}_{\text{сmp}} + \bar{G}_M - 1) \bar{Q}_K}, \quad (12)$$

де $a = \max \{ \bar{G}_K, 1 - \bar{G}_M \}$;

$$\bar{G}_{\text{сmp}} = \frac{G_{\text{сmp}}}{G_0}; \quad \bar{G}_M = \frac{G_M}{G_0}; \quad \bar{G}_K = \frac{G_K}{G_0}; \quad \bar{Q}_K = \frac{Q_K}{Q}; \quad \bar{Q}_{\text{рз}} = \frac{Q_{\text{рз}}}{Q},$$

де Q - явні теплонадишки, що видаляються загальною вентиляцією.

Співвідношення (12) дає змогу визначити залежність коефіцієнта повітрообміну від витрати повітря в притічному та конвективному струменях.

Для визначення коефіцієнта повітрообміну за формулою (12) побудовано номограму (рис. 4).

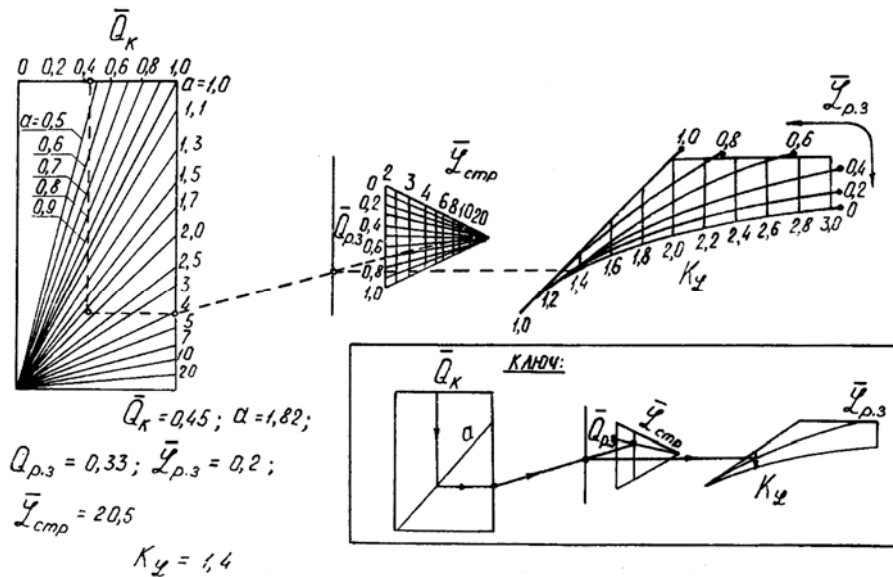


Рис. 4. Номограма для визначення коефіцієнта повітрообміну при подачі повітря

в робочу зону теплонапружених виробничих приміщень $\bar{L}_{\text{сmp}} = \frac{\bar{G}_{\text{сmp}}}{r}$

Як видно з номограми, значення коефіцієнта K_L при подачі повітря безпосередньо в робочу зону перевищує одиницю, що підтверджує ефективність цього способу організації повітрообміну.

Висновки

Розкрито актуальність забезпечення нормативних параметрів повітряного середовища в приміщеннях приватних виробничих об'єктів. Розглянуто теоретичні основи оцінки ефективності

повітрообміну. В результаті натурних досліджень параметрів мікроклімату у приміщенні приватного виробничого об'єкта із щільним компонуванням обладнання, що є джерелом тепло-виділень, виявлено невідповідність параметрів комфортним умовам. Враховуючи відсутність енергоефективних ПР, що забезпечують швидке загасання струменя і доцільність подачі повітря в робочу зону приміщення, запропоновано застосування в досліджуваному приміщенні малошвидкісних панельно-секційних ПР Розроблено математичну модель теплоповітряних процесів при подачі повітря в робочу зону, що містить рівняння теплових балансів у досліджуваному приміщенні. У результаті математичних перетворень отримано залежність для визначення коефіцієнта ефективності повітрообміну для цього приміщення з урахуванням типу системи механічної вентиляції. Наведено номограму для визначення коефіцієнта повітрообміну при подачі повітря в робочу зону теплонапружених виробничих приміщень, яка засвідчує ефективність цього способу організації повітрообміну.

1. Гримитлин М.И., Позин Г.М. Основы распределения приточного воздуха в вентилируемых и кондиционируемых помещениях // Научные проблемы охраны труда на современном этапе технического прогресса. – М.: Профиздат, 1977. – С. 22–42. 2. Позин Г.М. Принципы аналитического определения коэффициентов воздухообмена // Исследование различных способов воздухообмена в производственных помещениях. – М., 1975.– С. 43–53. 3. Позин Г.М. Принципы разработки приближенной математической модели тепловоздушных процессов в вентилируемых помещениях // Известия вузов. Строительство и архитектура. – № 11. – 1980. – С. 122–127. 4. Позин Г.М. Принцип совместного расчёта воздухообмена и воздухораспределения // Научные проблемы охраны труда на современном этапе. – М.: Сб. тр. ВЦСПС, 1984. – С. 43–46. 5. Определение количества приточного воздуха для производственных помещений с механической вентиляцией: Методические рекомендации / Сост. Г.М. Позин. –Л.: ВНИИОТ ВЦСПС, 1983. – 57 с. 6. Ткачук А.Я. Расчет аэрации зданий методом перепада давлений в отверстиях // Системы отопления, вентиляции и кондиционирования. – Киев: Госстройиздат УССР, 1968. – С. 33–34. 7. Корбут В.П. Формирование тепловых условий и воздушного режима производственных помещений с тепловыделяющим оборудованием размещенным по высоте // Сборник материалов международной научно-практической конференции “Региональные проблемы энергосбережения в децентрализованной теплоэнергетике”, НАН Украины.– К., 2000. – С. 29–32. 8. Довгалюк В.Б., Мілейковський В.О. Ефективність організації повітрообміну в теплонапружених приміщеннях у стиснутих умовах // Будівництво України: Науково-виробничий журнал. – 2007. – № 3. – 48 с. 9. Прандтль Л. Гидроаэромеханика. – пер. со 2-го нем. изд. Г. А. Вольперта / 2-е изд. – М.; Ижевск: РХД, 2002. – 572 с. 10. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. – М.: Физматиздат, 1960. – 750с. 11. Шепелев И.А. Аэродинамика воздушных потоков в помещении. – М.: Стройиздат, 1978. – 144 с. 12. СНиП II-33-75*. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Нормы проектирования // Известия вузов. Строительство и архитектура, 1977, №7, с.113-119. – М.: Стройиздат, 1982. – 97с. 13. Клименко Г.М., Жуковський С.С., Довбуш О.М., Повітроподільник. Патент України № 19497. від 15.12. 20006, Бюл. № 12. 14. Stefan Zhukovsky, Hanna Klymenko. Experimental and analytical research of pressure effects inside the sectional source air distributor. // Zeszyty naukowe Politechniki Rzeszowskiej, № 266. Budownictwo i inżynieria środowiska, z.54. – S.151–157. 15. Позин Г.М., Гримитлин А.М. Эффективность организации воздухообмена при сосредоточенной подаче воздуха // Известия вузов. Строительство и архитектура. –1977. – №7. – С. 113–119. 16. Попырин Л.С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок. – М.: Энергия, 1978. – 415 с. 17. Курош А.Г. Курс высшей алгебры. – М.: Физматгиз, 1959. – 431 с.