

АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАСТОСУВАННЯ ВИТИСКАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ У ТЕПЛОАПРУЖЕНИХ ПРИМІЩЕННЯХ

*Київський національний університет будівництва і архітектури, Україна.
Національний університет «Львівська політехніка», Україна.*

Розроблено наближену математичну модель тепломасообмінних процесів на підставі рівнянь балансу маси та теплоти. Аналітично визначено коефіцієнт повітрообміну у приміщеннях невеликого об'єму з джерелами тепловиділень. Вплив розвитку струминних течій враховано за допомогою коефіцієнта живлення струминами конвективних потоків. Показано необхідність забезпечення якомога меншого втікання припливних струмин у конвективні потоки. Цій умові найкраще відповідає витискальна вентиляція.

Вступ. Традиційні принципи повітророзподілення основані на ежекційному змішуванні припливного і внутрішнього повітря навколо припливних струмин. Набуває поширення принцип вентиляції, що ґрунтується на безпосередньому наповненні зони обслуговування (ЗО) чи робочої зони (РЗ) потоками (поток) припливного повітря з параметрами, близькими до нормованих значень без активного залучення у циркуляцію верхніх шарів нагрітого і забрудненого повітря. Він застосовується у приміщеннях із зосередженими джерелами теплоти, що утворюють потужні конвективні потоки [1]. Такий метод отримав назву витискальна вентиляція [2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Спосіб подачі повітря безпосередньо до робочої зони рекомендується як найбільш ефективний [2...4]. У наукових публікаціях [4;6...8] розглянуті різні аспекти роботи вентиляційних систем, що забезпечують такий спосіб подачі повітря.

Основи застосування витискальної вентиляції, розподіл температур внутрішнього повітря за висотою приміщення, відомості про конвективні потоки і поширення забрудників у приміщенні, ефективність витискальної вентиляції і способи організації повітрообміну для неї розглянуті у роботах [1;5].

Останнім часом, багато малих виробничих підприємств розміщується у приміщеннях невеликого об'єму і характеризуються стисненим компонуванням обладнання. На даний час відсутні ефективні рішення та рекомендації щодо забезпечення нормативних параметрів у виробничих приміщеннях такого типу. Промислові дослідження стану повітряного середовища на цих підприємствах у багатьох випадках показують невідповідність параметрів повітряного середовища нормативним значенням. Це означає зниження ефективності та надійності обладнання, а також погіршення умов праці робітників. Як показано в роботі [9], розподіл параметрів повітря у теплонапружених приміщеннях

визначають не тільки конвективні потоки, а також припливні струмини. Важливу роль відіграє схема організації повітрообміну і спосіб подачі повітря в робочу зону. Питання вибору типу припливних струмин і організації повітрообміну у приміщеннях невеликого об'єму є недостатньо вивченим.

Постановка питання. Для аналітичного вивчення впливу організації повітрообміну на параметри повітряного внутрішнього середовища необхідно створити математичну модель тепломасообмінних процесів у приміщенні. Це дозволить знайти умови найбільш ефективного забезпечення нормативних параметрів повітряного середовища.

Аналітичні дослідження. При визначенні повітрообміну в приміщенні за наявності механічної вентиляції використовується коефіцієнт повітрообміну $k_L = (t_\ell - t_{in}) / (t_{wz} - t_{in})$.

Розробку наближеної математичної моделі тепломасообмінних процесів при подачі повітря безпосередньо до робочої зони здійснюємо відповідно до положень, викладених у [3].

Розглянемо розрахункову схему тепломасообмінних процесів при подачі повітря безпосередньо до робочої зони (рис.1).

Виділено чотири характерних об'єми (рис.1): WZ - робоча зона; C - зона припливної струмини; ℓ - верхня зона; K- конвективна струмина.

У конвективній струмині K розглядається зона 1 у межах робочої зони.

Повітря надходить через повітророзподільник з витратою G_{in} та з температурою t_{in} .

Видалення повітря відбувається від конвективного потоку в кількості $G_{ex,k}$ а також з верхньої зони поза межами конвективного потоку в кількості $G_{ex,\ell}$.

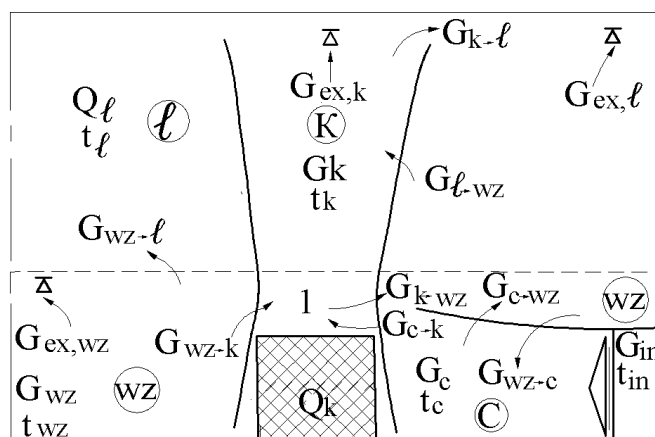


Рис. 1. Розрахункова схема тепломасообмінних процесів у виробничому приміщенні з джерелами тепловиділень

Теплонадходження в приміщення складається з конвективних тепловиділень від гарячого технологічного обладнання, частина яких видаляється місцевою вентиляцією Q_k ; тепловиділень у робочій зоні Q_{wz} та тепловиділень у верхній зоні Q_ℓ .

Струмина припливного повітря розвивається в робочій зоні. Витрата повітря в припливній струмині збільшується від початкової G_{in} до G_c в перерізі

її руйнування за рахунок ежекції повітря із робочої зони $G_{wz \rightarrow c}$. Перед руйнуванням струмина набуває температури t_c . Частина повітря струмини $G_{c \rightarrow k}$ ежектується до конвективного потоку, а решта $G_{c \rightarrow \ell}$ надходить до верхньої зони (ℓ). Загальна витрата струмини становить $G_c = G_{in} + G_{wz \rightarrow c}$.

Біля нагрітих поверхонь обладнання формується конвективний потік K . Він розвивається вертикально і підживлюється повітрям із припливної струмини $G_{c \rightarrow k}$, робочої зони $G_{wz \rightarrow k}$ та верхньої зони $G_{\ell \rightarrow k}$. Під перекриттям він набуває витрати G_k з температурою t_k .

Для врахування особливостей розвитку струмин вводиться коефіцієнт живлення струминами конвективного потоку $k_{жс} = G_{c \rightarrow k} / (G_{c \rightarrow k} + G_{c \rightarrow wz})$ як відношення витрати $G_{c \rightarrow k}$ повітря струмини, що втікає в конвективний потік, до загальної витрати цієї струмини $G_c = G_{c \rightarrow k} + G_{c \rightarrow wz}$. Якщо струмина не взаємодіє з конвективним потоком, коефіцієнт дорівнює нулю.

Балансові рівняння за схемою на рис.1 (табл.1) дають значення коефіцієнта повітрообміну:

$$k_L = \frac{t_\ell - t_{in}}{t_{wz} - t_{in}} = \frac{\Delta t_\ell}{\Delta t_{wz}} = \frac{((\bar{G}_{ex,\ell} + \bar{G}_{ex,k}) - (\Delta \bar{Q}_k + \Delta \bar{Q}_\ell) \bar{G}_{ex,wz}) \bar{G}_k - (\Delta \bar{Q}_{wz} \bar{G}_{k,wz} + \Delta \bar{Q}_k) \bar{G}_{ex,k} - [(\Delta \bar{Q}_{wz} + \Delta \bar{Q}_k) \bar{G}_{ex,k} + \bar{G}_k] k_{жс}}{\Delta \bar{Q}_{wz} (\bar{G}_k (\bar{G}_{ex,\ell} + \bar{G}_{ex,k}) - \bar{G}_{ex,k} \bar{G}_{k,wz})} \quad (1)$$

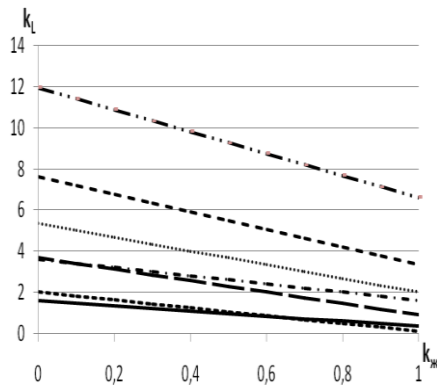
де $\bar{G}_i = G_i / G$; $\Delta \bar{Q}_i = \Delta Q_i / \Delta Q$.

Оскільки $G_{k \rightarrow wz}$ значно менше за G_k , то знаменник є додатним. Для більшості гарячих цехів $G_{ex,wz}$ значно менше ніж $G_{ex,c} + G_{ex,k}$. Оскільки $\Delta Q_{ex,wz} \leq G_{ex,w} + \Delta Q_\ell$ та $\Delta Q_k > 0$ і $G_k > 0$ (в іншому випадку цех не є гарячим), то перший член чисельника є додатним. Оскільки всі величини у квадратних дужках у формулі (1) перед $k_{жс}$ мають знак «плюс», то коефіцієнт k_L зростає при спаданні $k_{жс}$ (рис.2).

Таблиця 1

Балансові рівняння

Зо-на	Баланс маси	Баланс теплоти
WZ	$G_{c \rightarrow wz} - G_{wz \rightarrow c} - G_{wz \rightarrow k} - G_{wz \rightarrow \ell} - G_{ex,wz} = 0$	$G_{c \rightarrow wz} \Delta t_c - G_{wz \rightarrow c} \Delta t_{wz} - G_{wz \rightarrow k} \Delta t_{wz} - G_{wz \rightarrow \ell} \Delta t_{wz} - G_{ex,wz} \Delta t_{wz} + \Delta Q_{wz} = 0$
1	$G_{k \rightarrow wz} = G_{wz \rightarrow k} + G_{c \rightarrow k}$	$G_{wz \rightarrow k} \Delta t_{wz} + G_{c \rightarrow k} \Delta t_k - G_{k \rightarrow wz} \Delta t_k + \Delta Q_k = 0$
ℓ	$G_{wz \rightarrow \ell} - G_{\ell \rightarrow k} + G_{k \rightarrow \ell} - G_{ex,\ell} = 0$	$G_{wz \rightarrow \ell} \Delta t_{wz} - G_{\ell \rightarrow k} \Delta t_\ell + G_{k \rightarrow \ell} \Delta t_k - G_{ex,\ell} \Delta t_\ell + \Delta Q_\ell = 0$
K	$G_k = G_{wz \rightarrow k} + G_{\ell \rightarrow k} + G_{c \rightarrow k} = 0;$ $G_k = G_{k \rightarrow \ell} + G_{ex,k}$	$G_{wz \rightarrow k} \Delta t_{wz} + G_{\ell \rightarrow k} \Delta t_\ell + G_{c \rightarrow k} \Delta t_c - G_{k \rightarrow \ell} \Delta t_k - G_{ex,k} \Delta t_k + \Delta Q_k = 0$
C	$G_c = G_{in} + G_{wz \rightarrow c};$ $G_c = G_{c \rightarrow wz} + G_{c \rightarrow k};$ $G_c = G_{c \rightarrow wz} k_{жс} + G_{c \rightarrow k} (k_{жс} - 1) = 0$	$G_{in} \cdot 0 + G_{wz \rightarrow c} \Delta t_{wz} - G_{c \rightarrow wz} \Delta t_c - G_{c \rightarrow k} \Delta t_c = G_{c \rightarrow wz} k_{жс} \Delta t_c + G_{c \rightarrow k} (k_{жс} - 1) \Delta t_c = 0$



Умовні позначення

Лінія	Параметри					
	\bar{Q}_{wz}	\bar{Q}_k	$\bar{G}_{ex,wz}$	$\bar{G}_{ex,k}$	\bar{G}_k	$\bar{G}_{k,wz}$
---	0,7	0,1	0,3	0,4	0,8	0,4
—	0,4	0,2	0,4	0,2	0,6	0,3
— · —	0,3	0,2	0,3	0,4	0,8	0,4
· · ·	0,3	0,2	0,3	0,4	0,8	0,4
.....	0,2	0,2	0,3	0,4	0,8	0,4
— —	0,1	0,8	0,1	0,2	0,6	0,3
— · ·	0,1	0,3	0,1	0,4	0,6	0,2

Рис.2. Залежність коефіцієнта повітрообміну від коефіцієнта живлення потоку

Таким чином, щоб забезпечити найбільш ефективну організацію повітрообміну, слід зменшувати значення коефіцієнта живлення $k_{ж}$, тобто зменшувати втікання припливних струмин до конвективних потоків.

Одним з найбільш ефективних способів, коли повітря подається до робочої зони з параметрами близькими до параметрів робочої зони, є витискальна вентиляція. Утворені таким чином струмини мають малу початкову енергію і руйнуються іншими потоками в приміщенні до досягнення ними конвективних потоків.

Висновки. Створено наближену математичну модель тепломасообмінних процесів у теплонапружених приміщеннях невеликого об'єму на підставі балансових рівнянь характерних зон. Особливості розвитку струмин враховуються коефіцієнтом живлення струминами конвективного потоку.

Отримано залежність для визначення коефіцієнту повітрообміну. Аналіз залежності показав необхідність мінімізувати втікання припливних струмин до конвективних потоків. Цим умовам найкраще відповідає витискальна вентиляція.

Література

1. *H. Skistad, E. Mundt, P.V/ Nielsen, K. Magston, I. Railio. Displacement Ventilation in Non-Industrial Premies. (довідник).-REHVA Guindebook, 2003. 95 p.*
2. ДБН-В.2.5.-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування повітря. Видання офіційне. Київ 2013. 141с.
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. *Шилькрот Е.О. Основные принципы вытесняющей вентиляции. Журнал АВОК. 2003/№1.*
5. *Батулин В.В. Основы промышленной вентиляции. Изд-е 3-е.- М.:Профиздат, 1965. 448 с.*

6. *Живов А.М.*, P.V. Nielsen, G. Riskovski, Шилькрот Е.О. Системы вытесняющей вентиляции для промышленных зданий. Типы область применения, принципы проектирования, „АВОК”, 2001/№5, С. 36-46.

7. *Шилькрот Е.О.* Системы вентиляции с воздухораспределителями в полу / Опыт применения „АВОК”, 2002/№6, С. 40-42.

8. *Шилькрот Е.О.* Системы вентиляции с воздухораспределителями в полу (Температурная стратификация), „АВОК” /№6, с. 44-50.

9. *Довгалюк В.Б., Милейковський В.О.* Ефективність організації повітрообміну в теплонапружених приміщеннях у стиснутих умовах // Будівництво України: Науково-виробничий журнал.–№ 3, 2007. – 48 с. – С. 36-39.

АНАЛИТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРИМЕНЕНИЯ ВИТЕСНЯЮЩЕЙ ВЕНТИЛЯЦИИ В ТЕПЛОНАПРЯЖЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

В. Б. Довгалюк, В. О. Милейковский, Г. М. Клименко

Разработана приближенная математическая модель тепломассообменных процессов на основании уравнений баланса массы и теплоты. Аналитически определен коэффициент воздухообмена в помещениях небольшого объема с источниками тепловыделений. Влияние развития струйных течений учитывается с помощью коэффициента питания струей конвективных потоков. Показана необходимость обеспечения минимального втекания приточных струй в конвективные потоки. Этим условиям наиболее соответствует вытесняющая вентиляция.

ANALYTICAL RESEARCH OF DISPLACEMENT VENTILATION IN A HIGH-HEAT AREA

V. Dovhaluk, V. Mileikovskiy, G. Klymenko,

An approximate mathematical model of heat-mass-exchange processes has been developed on the basis of mass and heat balance equations. The air exchange coefficient in small-size areas with heat sources has been found analytically. We consider the effect of inlet ventilation currents development using supply coefficient of the convective flows by inlet currents. The results prove the necessity to ensure the minimum inflow of inlet currents to the convective flow. Displacement ventilation fits for such conditions best.