

ДОСЛІДЖЕННЯ ВТРАТ ТИСКУ В ПОВІТРОРозПОДІЛЬНИКАХ З ТАНГЕНЦІАЛЬНИМИ ВИПУСКАМИ ПОВІТРЯ

Енергетичні підприємства є потужними джерелами теплового забруднення атмосфери. Один із факторів, що зумовлює зниження ефективності виробництва енергії, є непродуктивні тепловтрати гарячого обладнання. Для асиміляції викидів теплоти обладнанням системи вентиляції подають у приміщення великі об'єми повітря. Непродуктивні тепловтрати суттєво зростають при обдуві обладнання припливними вентиляційними струминами. Результати натурних досліджень турбінного відділення енергоблоків №№ 1, 2 Рівненської АЕС [1] показали наявність обдуву гарячого обладнання та підвищення температури повітря у зоні обслуговування. У роботах [1, 2, 3] показано необхідність застосування повітророзподільників з інтенсивним затуханням припливних струмин.

Для подачі великих об'ємів повітря струминами з інтенсивним затуханням застосовуються повітророзподільники ВПЭП. Однак повітророзподільники ВПЭП мають великі габарити і значний коефіцієнт місцевого опору $\xi=17$ [4], віднесений до швидкості виходу повітря. Тому актуальною є задача розробки повітророзподільників з інтенсивним затуханням струмин з меншим місцевим опором.

Кафедрою теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури розроблено конструкції повітророзподільників із тангенціальними випусками повітря на опуклу поверхню [5, 6, 7]. Випущені струмини за рахунок ефекту Коанда інтенсивно затухають, а взаємодія струмин інтенсифікує затухання.

Було проведено експериментальне дослідження коефіцієнта місцевого опору. Коефіцієнт місцевого опору визначено за загальновідомою залежністю:

$$\xi = \Delta p / p_0, \quad (1)$$

де Δp – втрати тиску, а p_0 – динамічний тиск у вхідному патрубку.

Для дослідження втрат тиску використана методика [8], пристосована до повітророзподільників.

Для дослідження використана дослідна установка (рис. 1). Використано мікроманометр МКВ-2500 і термогігрометр Testo 608 – Н1. З урахуванням точності мікроманометра (за “Свідоцтвом №39-1-0001 про повірку робочого еталона” в діапазоні до 1 кПа похибка не перевищує 0,2 Па) методика дослідження була відкоригована.

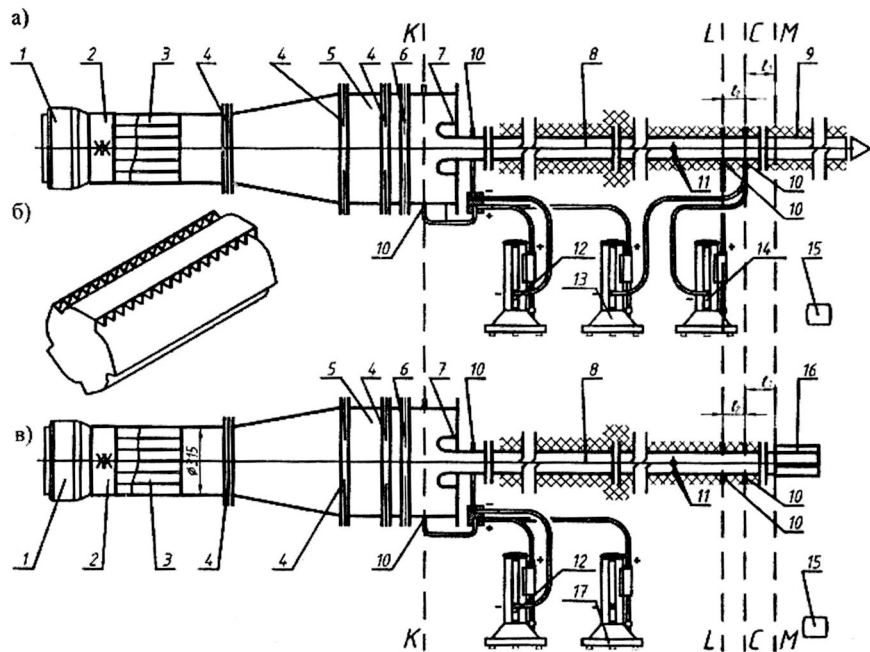


Рис. 1. Схема експериментального стану для дослідження місцевого опору:

а – схема калібрування стану, б – модель повітророзподільника,
в – схема дослідження моделей:

1 – вентилятор; 2 – гнучка вставка; 3 – спрямлювальний апарат; 4 – сітка; 5 – камера тиску; 6 – мікросітка; 7 – колектор; 8 – ділянка стабілізації; 9 – вихідна ділянка; 10 – штуцер для відбору статичного тиску; 11 – отвір для пневмометричної трубки; 12 – мікроманометр у режимі вимірювання перепаду тиску колектора; 13 – те ж в режимі вимірювання втрат тиску частини стану між перерізами К-К і С-С; 14 – те ж в режимі вимірювання втрат тиску між перерізами L-L і С-С; 15 – термогігрометр; 16 – дослідна модель; 17 – мікроманометр в режимі вимірювання втрат тиску частини стану після перерізу К-К з урахуванням втрат тиску дослідної моделі 16

Дослідження розділені на два етапи.

На першому етапі досліджень виконано калібрування стенда (рис. 1 а) при різних витратах повітря, що встановлені зміною частоти обертання вентилятора. Задача калібрування – це побудова залежності втрат тиску стенда між перерізами $K-K$ і $M-M$ від перепаду тиску в колекторі, що виміряний мікроманометром 12. Переріз $K-K$ знаходиться на відборі статичного тиску 10 камери тиску 5, а переріз $M-M$ знаходиться на вході до моделі 16. Так як вимірювання тиску безпосередньо біля місцевого опору не допускаються, то під час калібрування замість моделі 16 встановлено пряму вихідну ділянку 9. Так як результати вимірювання тиску безпосередньо біля фланця є недостовірними, то втрати тиску між перерізами $K-K$ і $M-M$ замінено сумою втрат тиску між перерізами $K-K$ і $C-C$ та $L-L$ і $C-C$. Перерізи $L-L$ і $C-C$ вибрано на ділянці стабілізації 8 так, щоб відстань між ними ℓ_2 приблизно дорівнювала відстані ℓ_1 між перерізами $C-C$ і $M-M$ з незначною похибкою, зумовленою технологією встановлення відборів статичного тиску 10.

На другому етапі виконано дослідження моделей (рис. 1 б) за схемою, що наведена на (рис. 1 в). За даними дослідження струмини прийнято найбільш доцільну кількість щілин моделей – 5. За показами мікроманометра 12 встановлені ті ж витрати повітря, що і при калібруванні з певним незначним відхиленням, зумовленим незначними пульсаціями тиску.

Мікроманометром 17 виміряні втрати тиску від перерізу $K-K$ до перерізу $M-M$ плюс втрати тиску в повітророзподільнику. Різниця цих втрат тиску і втрат тиску, одержаних на першому етапі, дорівнює втратам тиску в повітророзподільнику.

Шляхом розв'язання рівнянь Бернуллі для перерізів $K-K$ і атмосферного повітря, $K-K$ і $M-M$, $K-K$ і $C-C$ та $L-L$ і $C-C$ (з нехтуванням різницею густин повітря в стенді) одержано формулу коефіцієнта місцевого опору:

$$\xi_n = \frac{\Delta p_p - \Delta p_{\text{кал}}}{p_o} \left(\frac{d_{\text{моо}}}{d_{\text{кол}}} \right)^4 + \alpha \left(\frac{d_{\text{моо}}}{d_{C-C}} \right)^4, \quad (2)$$

де α – коефіцієнт Кориоліса у перерізі $M-M$, (визначено шляхом інтегрування профілю швидкостей, виміряного пневмометричною трубкою Піто–Прандтля); Δp_p – перепад тиску між перерізом $K-K$ та атмосферою за показами мікроманометра 17; p_o – динамічний тиск у стенді за показами мікроманометра 12, помноженими на коефіцієнт

колектора; $d_{\text{мод}}$, $d_{\text{кол}}$ та d_{C-C} – діаметри відповідно моделі, колектора та перерізу C–C; $\Delta p_{\text{кал}}$ – калібрувальний перепад тиску, що визначається на першому етапі дослідження (відрізняється від вищезазначених втрат тиску у стенді на величину динамічного тиску повітря у ньому):

$$\Delta p_{\text{кал}} = \Delta p_{c,K-C} + \Delta p_{c,L-C} \frac{\ell_1}{\ell_2}, \quad (3)$$

де $\Delta p_{c,K-C}$ і $\Delta p_{c,L-C}$ – перепади статичних тисків між перерізами відповідно K–K і C–C (за показами мікроманометра 13 на рис. 1 а) та L–L і C–C (за показами мікроманометра 14 на рис. 1 а). Розбіжність між витратами повітря при калібруванні стенду та при дослідженні моделей усувається шляхом інтерполяції результатів калібрування стенду.

Результати дослідження наведені на рис 2.

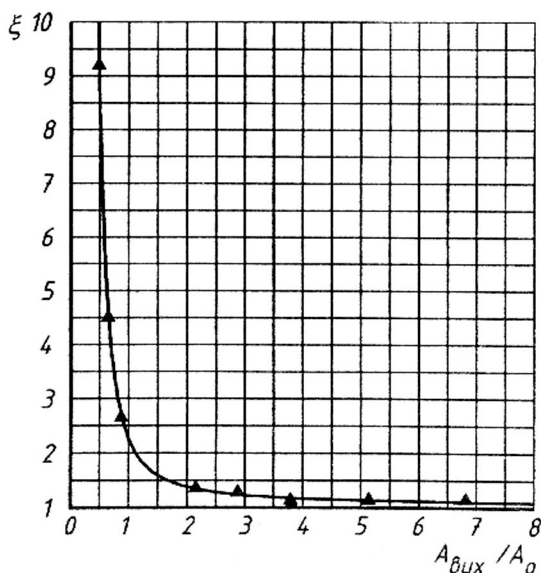


Рис. 2. Результати дослідження місцевого опору: ▲ – дослідні дані

Похибка визначення втрат тиску становить 3...4% в залежності від розмірів моделі.

Горизонтальна асимптота $\xi=1,051$ є сумою втрат тиску на вихід $\xi_{\text{вих}}=1$ та втрат тиску на переформування потоку до форми перерізу повітророзподільника $\xi_{\text{пф}}=0,051$.

За рахунок розширення потоку при вході до повітророзподільника складної геометричної форми виникає відривна течія. На початку повітророзподільника утворюється зона переформування, у якій повітря не виходить з повітророзподільника. Відношення довжини зони переформування $\ell_{з.п}$ до ширини щілин δ прямо пропорційне відношенню довжини повітророзподільника ℓ до діаметра входу d_o :

$$\frac{\ell_{з.п}}{\delta} = K_{з.п} \frac{\ell}{d_o}. \quad (4)$$

Коефіцієнт пропорційності $K_{з.п}$ за результатами досліджень дорівнює 0,9.

Довжина частини повітророзподільника, на якій роздається повітря або довжина виходу $\ell_{вих}$ становить:

$$\ell_{вих} = \ell - \ell_{з.п} = \ell - K_{з.п} \frac{\ell \delta}{d_o}. \quad (5)$$

Площа виходу повітря з повітророзподільника дорівнює:

$$A_{вих} = 5\ell_{вих}\delta = 5\left(\ell - K_{з.п} \frac{\ell \delta}{d_o}\right)\delta. \quad (6)$$

Введені величини дозволяють визначати втрати тиску за апроксимаційною формулою:

$$\xi = \frac{0,44 + 0,759(A_{вих}/A_o)^{2,238}}{(A_{вих}/A_o)^{3,589}} + 1,051, \quad (7)$$

де A_o – площа поперечного перерізу патрубку.

На енергетичних підприємствах з урахуванням стиснених умов прокладання повітроводів швидкості повітря в них приймаються від 8...10 м/с. Швидкості виходу повітря приймаються 4...5 м/с. Тому найбільш широко застосовуються повітророзподільники, у яких відношення площ $A_{вих}/A_o$ перевищує 2. Коефіцієнт місцевого опору таких повітророзподільників не перевищує $\xi_{max}=1,39$.

Оцінімо заощадження енергії при використанні повітророзподільників ПЕТ у порівнянні із застосуванням повітророзподільників ВПЭП. Витрата енергії на переміщення повітря в кількості L , м³/с, крізь повітророзподільник з втратами тиску Δp , Па, вентилятором з К.К.Д. η становить, Вт:

$$W = L\Delta p / \eta. \quad (8)$$

Якщо швидкість повітря на вході до повітророзподільника ПЕТ становить 12 м/с, а коефіцієнт місцевого опору $\xi_{max}=1,39$, то

втрати тиску $\Delta p_{\text{ПЕТ}} = 120$ Па. Повітророзподільники ВПЭП за [4] у промислових будівлях роздають 3...12 тис·м³/год на 1м² площі панелі. У стиснених умовах приймаємо витрату 10000 м³/год·м². Швидкість виходу повітря становить 6,3 м/с. Втрати тиску дорівнюють $\Delta p_{\text{ВПЭП}} = 407$ Па. Якщо витрата повітря в повітророзподільниках однакова, то заощадження енергії від використання повітророзподільників (віднесене до енергії на переміщення повітря через повітророзподільники ВПЭП) з урахуванням формули (8):

$$\epsilon_{W, \max} = 100(W_{\text{ВПЭП}} - W_{\text{ПЕТ}})/W_{\text{ВПЭП}} = 100(\Delta p_{\text{ВПЭП}} - \Delta p_{\text{ПЕТ}})/\Delta p_{\text{ВПЭП}} \quad (9)$$

За вищенаведеними умовами заощадження електроенергії становить 71%.

Якщо швидкість повітря на вході до повітророзподільника ПЕТ становить 8 м/с (мінімальне значення швидкості у мережі повітроводів у стиснених умовах теплонапруженого приміщення), а коефіцієнт місцевого опору $\xi_{\min} = 1,05$, то при максимальній витраті повітря повітророзподільників ВПЭП (12000 м³/год м²) заощадження становить 94%.

Використання повітророзподільників з тангенціальними випусками повітря дозволяє забезпечити низький опір систем вентиляції, а, отже, заощадження електроенергії на переміщення повітря в межах 71...94% при забезпеченні інтенсивного затухання струминних течій.

Повітророзподільники ежекційні тангенціальні (ПЕТ) розроблені кафедрою теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури та впроваджуються ТОВ "Науково-виробничий комплекс "Клімат" [5, 6, 7].

Висновки

1. Дослідження місцевого опору повітророзподільників з тангенціальними випусками повітря показали, що коефіцієнт місцевого опору при найбільш доцільних відношеннях площі виходу повітря до площі вхідного патрубку (від 2 до 8) знаходиться в межах 1,05...1,39; похибка визначення коефіцієнта місцевого опору знаходиться в межах 3...4%;

2. Проведені дослідження показали доцільність використання повітророзподільників ПЕТ для подачі великих кількостей повітря струминами, що швидко затухають. Заощадження енергії на переміщення повітря через повітророзподільник ПЕТ становить від 71...94% у порівнянні з переміщенням повітря через повітророзподільник ВПЭП.

Використана література

1. Формування температурно-вологісного режиму в турбінному відділенні АЕС з реакторами ВВЭР-440. Містобудування та територіальне планування: Наук.-техн. Збірник / Відпов. редактор М. М. Осетрін. – К., КНУБА, 2005. – вип. 21. С.76–81.

2. Довгалюк В. Б., Мілейковський В. О. Повітророзподілення у теплонапружених приміщеннях у стиснутих умовах. Zeszyty naukowe Politechniki Rzeszowskiej Nr 211. Budownictwo i inżynieria środowiska. Z. 37. IX Konferencja Naukowa Rzeszowska–Lwowsko–Koszycka “Aktualne problemy budownictwa i inżynierii środowiska Jakość – Niezawodność – Bezpieczeństwo” Rzeszów, 3–4 września 2004. Część 2 – Inżynieria środowiska. Rz.: Oficyna wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, 2004. С. 75–82.

3. Mathematical Modelling of Air Jets, that are Spread on Curve–Line Surface. State of Art, Trends of Development and Challenges in Civil Engineering. Book of Abstracts. 10th Scientific Conference Rzeszów-Lviv-Košice. Košice – Slovakia, 11th – 13th September 2005. Košice: Technical University of Košice, 2005. P. 53.

4. Внутренние санитарно-технические устройства. В 2-х ч. / Под ред. И. Г. Старовойтова. Изд. 3-е Ч. 2. Вентиляция и кондиционирование воздуха. – М., Стройиздат, 1978. – 509 с.

5. Патент України № 44971А. Повітророзподільник. Опублік. 15.03.2002. Бюл. № 3.

6. Патент України № 73805. Повітророзподільник. Опублік. 15.09.2005. Бюл. № 9.

7. Патент України № 73818. Повітророзподільник. Опублік. 15.09.2005. Бюл. № 9.

8. Талиев В. Н. Аэродинамика вентиляции: Учеб. пособие. для вузов. – М.: Стройиздат, 1979. – 295 с.