

ВПЛИВ РОЗТАШОВАНИХ ПІСЛЯ РАДІАЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРА ЕЛЕМЕНТІВ НА РОБОТУ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ СИСТЕМИ

© Жуковський С.С., Гулай Б.І., 2010

Подано рекомендації щодо встановлення різних елементів після нагнітального патрубку радіального вентилятора, а саме дифузорів (плоских симетричних та несиметричних, пірамідальних та пірамідально-східчастих), переходів, відводів, а також їх взаєморозташування. Проаналізовано вплив цих елементів на роботу вентиляційної системи. Акцентовано увагу на використанні дифузорів з різними геометричними параметрами, а також зроблений їх порівняльний аналіз, з визначенням оптимальних значень їх показника дифузорності, довжини і кутів розкриття.

Ключові слова: вентиляційна система, радіальний вентилятор, нагнітальний патрубок, елемент, ефективність роботи, параметри, дифузор, повітропровід, швидкість потоку, втрати тиску.

The article provides recommendations concerning installation of different elements after injection nozzle of radial fan, namely diffusers (flat symmetric and asymmetric, pyramid-shaped and pyramidally stepwise), junctions, elbows and their reciprocal disposition. The impact of these elements on ventilation system operation is analyzed. It is also emphasized on the usage of diffusers with various geometric parameters; theirs comparative analysis is made, defining an optimal value of their diffusive index, length and angles of disclosure.

Key words: ventilation system, radial fan, injection nozzle, element, operation efficiency, parameters, diffuser, air duct, flow velocity, pressure losses.

Вступ. Найпоширенішими вентиляційними системами є системи із радіальними (відцентровими) вентиляторами. Важливою умовою ефективної роботи таких систем є не тільки правильний добір відповідного типу, розміру та режиму роботи вентилятора, а і підвищення його ККД та покращання експлуатаційних властивостей. Оскільки за своєю характеристикою однакові вентилятори можуть змінювати як тиск, так і витрату, то їх оптимальний та ефективний режим роботи залежить від взаємодії з приєднаною до них системою (простою чи складною), а особливо елементами, які встановлюються в безпосередній близькості до вентилятора. Необхідність встановлення таких елементів (дифузорів, переходів і поворотних ділянок) визначається двома особливостями: по-перше, перетворенням кінетичної енергії повітряного потоку на статичний тиск з мінімальними втратами; по-друге, розміщенням обладнання у вентиляційній системі, що вимагає правильного добору цих елементів з раціональним їх взаєморозміщенням.

Проблема. Ефективність роботи вентиляційної системи залежить від аеродинамічної досконалості її складових елементів, розміщених безпосередньо за радіальним вентилятором, а також їх поєднання та взаєморозміщення, оскільки значна частина втрат енергії виникає на витoku повітряного потоку з нагнітального патрубка радіального вентилятора внаслідок нерівномірності поля швидкостей у різних їх поперечних перерізах. Тому вивчення впливу цих елементів на характеристику вентиляційної системи є пріоритетним завданням для підвищення ефективності роботи системи загалом.

Мета роботи. Визначити вплив елементів вентиляційної системи, послідовно приєднаних до нагнітального патрубка радіального вентилятора, на роботу системи. Встановити раціональне взаєморозташування цих елементів та оптимальні їх геометричні параметри.

Виклад основного матеріалу. Приєднання вентилятора до повітропроводу, що має меншу або більшу площу поперечного перерізу, необхідно виконувати через перехідні елементи у вигляді, переважно, дифузорів і, можливо, конфузорів. Зазначимо, що встановлення цих елементів у вигляді, наприклад, відводів, в безпосередній близькості від вентилятора, порушує умови рівномірності поля швидкостей в їх різних перерізах. При цьому не забезпечуються умови відповідності випробування вентиляторів на лабораторних стендах [1–2]. Не рекомендується встановлювати безпосередньо за вентиляторами конфузори, оскільки в такому разі вони будуть зайвим джерелом втрат енергії, і характеристика роботи вентиляційної системи буде значно зменшена [4]. Необхідність встановлення дифузорів за радіальними вентиляторами визначається тим, що середні швидкості повітряного потоку на виході з їх нагнітального патрубку змінюються в діапазоні 25÷40 м/с за номінального режиму роботи, а швидкості в розрахункових ділянках вентиляційних систем приймають при проектуванні зазвичай 8÷10 м/с [6]. Особливістю дифузора, розміщеного безпосередньо за нагнітальним патрубком радіального вентилятора, є формування нерівномірного і несиметричного поля швидкостей як в початковому та в кінцевому перерізах, так і у всьому його об'ємі, а отже, збільшення втрат тиску. Варто зазначити, що значення нерівномірності залежить від типу вентилятора і режиму його роботи [4]. Мінімальне значення втрат тиску можливе за умови безвідривного протікання повітря у цих елементах. Тому важливо під час проектування вентиляційної системи застосовувати елементи оптимальних геометричних розмірів з правильним їх взаєморозташуванням (див. рисунок) і врахуванням особливостей втрат тиску в них.

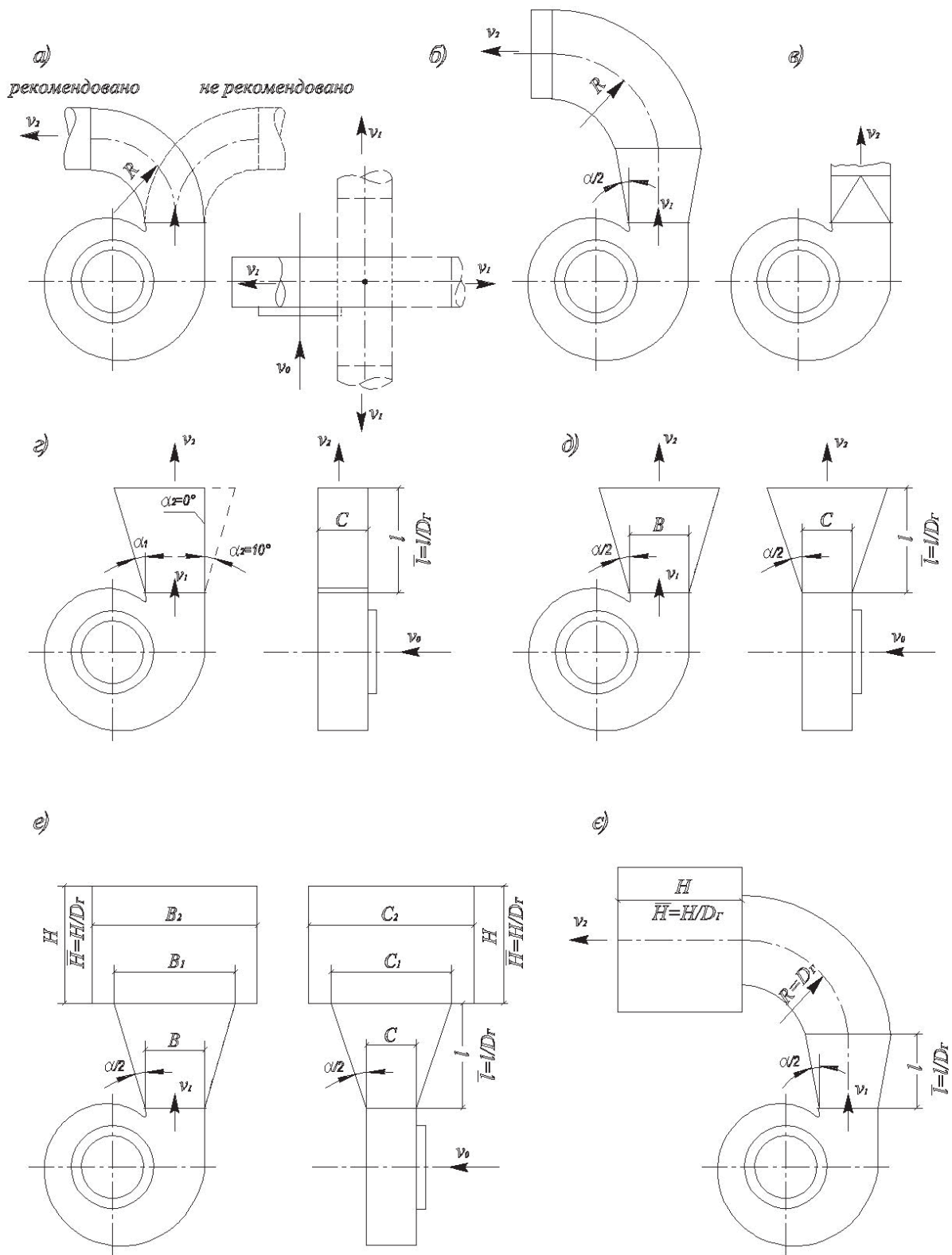
Відвід за вентилятором (рисунок а) призначений для плавної зміни напрямку руху повітряного потоку. Гідравлічний опір відводів з $R \approx D_r$ (гідравлічний діаметр $D_r = 2BC/(B+C)$), приєднаних до нагнітального патрубку вентилятора з лопатями, загнутими вперед або назад, залежить від центрального кута відводу і просторового кута між вектором швидкості на вході у вентилятор v_0 і на виході з відводу v_2 (зміна напрямку руху повітряного потоку відносно площини нагнітального патрубку (рисунок а)). Оптимальною зміною напрямку повітряного потоку є його спрямування у бік турбіни вентилятора (рисунок а) [4]. Однак за наявності, після нагнітального патрубку радіального вентилятора, прямолінійної ділянки довжиною $l \geq 1,5 D_r$, або у випадку $R=2 D_r$, величина втрат тиску не залежить від зміни просторового напрямку повітряного потоку. Для зменшення втрат тиску у відводі доцільно його розташувати за дифузором (рисунок б), приєднаним до вихідного патрубку вентилятора [5].

Дифузори за вентилятором (рисунок г, д, е, є) встановлюють за необхідності приєднання вентилятора до вентсистеми (за різних поперечних перерізів та площ вихідного патрубку вентилятора та повітропроводу), а також для зменшення втрат динамічного тиску вентилятора за відсутності нагнітальних повітропроводів. Оцінювання впливу дифузорів на аеродинамічну характеристику вентилятора, зважаючи на їх велику конструкційну різноманітність і залежність від умов входу повітряного потоку в них, є доволі складним.

Дифузори за радіальними вентиляторами необхідно підбирати з умов максимального приросту статичного тиску вентилятора.

Дифузори характеризують такими геометричними параметрами: показником дифузорності n ($n = A_2 / A_1$), відносною довжиною $\bar{l} = l / B$, кутом розкриття α° (де A_1 і A_2 – площі вхідного і вихідного перерізів дифузора, B – характерний розмір початкового (вхідного) перерізу дифузора або нагнітального патрубку вентилятора). Конкретні значення коефіцієнтів місцевого опору (коефіцієнта втрат тиску) дифузорів різних геометричних розмірів наведені в довіднику [8] та в рекомендаціях [4].

Результати дослідження втрат тиску в дифузорах, приєднаних до радіальних вентиляторів із загнутими вперед лопатями турбіни, наведені в літературі [3, 4].



Схеми елементів вентиляційної системи, приєднаних до радіального (відцентрового) вентилятора:
 а – відвід; б – пірамідальний дифузор і відвід; в – перехід з квадратного перерізу на круглий;
 г – плоский несиметричний дифузор; д – пірамідальний дифузор;
 е – пірамідально-східчастий дифузор; є – пірамідальний дифузор з відводом

У літературі [4] зазначено, що плоскі дифузори рекомендуються з кутами $\alpha < 20^\circ$, у симетричному їх виконанні ($\alpha_2 = \alpha_1$) (рисунок г), а також з нахилом однієї зі стінок дифузора ($\alpha_2 < \alpha_1$) (рисунок д). За кутів розширення $\alpha > 20^\circ$ доцільно застосовувати несиметричні дифузори, з відхиленням

однієї із стінок дифузора в бік турбіни так, щоб інша стінка дифузора була продовженням корпусу вентилятора $\alpha_2 = 0^\circ$ (рисунок г), або з відхиленням $\alpha_2 \leq -10^\circ$. Відносно довжину плоского дифузора \bar{l} рекомендується приймати не більшою від 4...5 за кутів розширення $\alpha = 15^\circ \dots 25^\circ$.

Під час дослідження плоских симетричних та несиметричних (рисунок г), а також пірамідальних (рисунок д) та пірамідально-східчатих (рисунок е) дифузорів, з різними кутами нахилу їхніх стінок, було встановлено, що за показника дифузорності $n = 2 \dots 3$ оптимальними є симетричний дифузор з кутом розкриття $\alpha = 20^\circ$ і несиметричний дифузор, у якого одна стінка є продовженням стінки корпусу вентилятора, а інша нахилена у бік турбіни на кут не більше ніж на 20° . За показника дифузорності $n > 4$ й обмеженої довжини дифузора доцільно застосовувати пірамідально-східчатий дифузор (рисунок е) [7]. Розмір і кут його розкриття раціонально вибирати за умов мінімальних втрат тиску, тобто зі значенням коефіцієнта опору ξ_{\min} , однак це впливає на збільшення його довжини. Пірамідальний дифузор рекомендується приймати з кутами розширення $\alpha < 15^\circ$ і довжиною не більше від трьох калібрів (за калібр приймається діаметр початкового перерізу).

Висновки

1. Ефективність роботи вентиляційної системи залежить від аеродинамічної досконалості (оптимальних геометричних параметрів), взаєморозташування її складових, а особливо послідовного поєднання елементів, розміщених безпосередньо за радіальним вентилятором. Оцінювання впливу цих елементів на аеродинамічну характеристику вентилятора, зважаючи на їх велику конструкційну різноманітність і залежність від умов входу в них повітряного потоку, є доволі складним.

2. У результаті виконаного аналізу встановлено:

- ✓ приєднувати до нагнітального патрубку радіального вентилятора конфузор не рекомендується;
- ✓ відвід слід розміщувати за дифузором, а в разі неможливості такого приєднання його необхідно розташовувати так, щоб змінити напрям повітряного потоку в бік турбіни вентилятора;
- ✓ дифузор, приєднаний до вентилятора, слід підбирати з умов максимального приросту статичного тиску вентилятора, тобто при безвідривному потоці повітря та мінімальних втратах тиску, і, відповідно, мінімальних значеннях коефіцієнта місцевого опору ξ_{\min} , величина якого наводиться в рекомендаціях з проектування [4, 5, 7].

1. ISO 5801. *Industrial fans. Performance testing using standardized airways*. 2. ГОСТ 10921–90. “Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний”. 3. Центробежные вентиляторы / Под ред. Т.С. Соломаховой. – М.: Машиностроение, 1975. 4. Временные методические рекомендации по проектированию входных и выходных элементов вентиляторных установок. – М.: ЦНИИ: Прозданий, 1976. – 25 с. 5. Рекомендации по расчету гидравлических сопротивлений сложных элементов систем вентиляции. – М.: Стройиздат, 1981. 6. Вахвахов Г.Г. Работа вентиляторов в сети. – М.: Стройиздат, 1975. – 101 с. 7. Рекомендации по расчету гидравлических сопротивлений сложных элементов систем вентиляции. – М.: Стройиздат, 1981. – 29 с. 8. Идельчик И.В. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975.