

С.С. Жуковський, А. Четербок, О.М. Довбуш, О.Т. Возняк
 Національний університет "Львівська політехніка",
 кафедра теплогазопостачання та вентиляції

ВПЛИВ ДІЇ ВЕНТИЛЯТОРА НА ТЕРМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ СИСТЕМИ

© Жуковський С.С., Четербок А., Довбуш О.М., Возняк О.Т., 2007

Наведено графічні та емпіричні залежності експериментальних досліджень збільшення температури притікального повітря від тиску вентилятора.

In the article the results of graphic and empiric dependences of experimental researches of increase of temperature of air on pressure are presented.

Постановка проблеми. Забезпечення на необхідному рівні з допускними відхиленнями температури внутрішнього повітря t_v в зоні обслуговування (робочій зоні) є одним із головних завдань вентиляційних систем.

Одним із визначальних чинників, які впливають на температуру внутрішнього повітря t_v , є температура притікального повітря t_n , на яку певний вплив має дія вентилятора.

Під час проектування вентиляційних систем, користуючись ДБН або іншими нормативними документами, передбачають заходи із забезпечення температури притікального повітря t_n із врахуванням повітродозподілення і схеми перетікання повітряних потоків через приміщення.

Неправильне визначення температур повітря у вентиляційній системі до і після вентилятора спричиняє збільшення енергозатратності повітроготувальника, підвищення температури внутрішнього повітря, збільшення продуктивності систем притікально-витікальної вентиляції.

Правильне визначення термічних впливів дії вентилятора з врахуванням усіх чинників впливу на неї, очевидно, оптимізує роботу вентиляційних систем.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. За даними [1] для визначення температури притікального повітря в приміщення необхідно збільшити його температуру на 0,5–1 °С після вентиляторного агрегата для систем середнього тиску, і більше ніж на 3 °С – для високого тиску. Аналіз літератури [2, 4] вказує на підвищення цієї температури на 1 °С, а у [3] це не береться до уваги взагалі.

Підвищення температури притікального повітря від впливу вентилятора за нормативною літературою [5, 6] пропонується визначати за формулою

$$t_n = t_z + 0,001 \cdot p \quad ^\circ\text{C}, \quad (1)$$

де t_z – температура зовнішнього повітря, °С; p – повний тиск вентилятора, Па.

Недоліками цієї формули є:

- 1) залежність від температури зовнішнього повітря;
- 2) не враховується охолодження повітря перед всмоктувальним патрубком вентилятора.

Отже, літературне трактування термічного впливу дії вентилятора на повітряні потоки до і після нього є суперечливими, а для однозначного оцінювання такого впливу потрібні спеціальні дослідження.

Для підтвердження щодо правильності визначення нагрівання повітря після вентиляторного агрегата і з'явилась необхідність проведення експериментальних досліджень.

Мета роботи – дослідити вплив дії вентиляторного агрегата на зміну температури повітряного потоку до і після вентилятора.

Дослідження впливу дії вентилятора на термічні і тискові характеристики повітря проводились на експериментальному стенді, схему якого зображено на рис. 1, а загальний вигляд – на рис. 2.

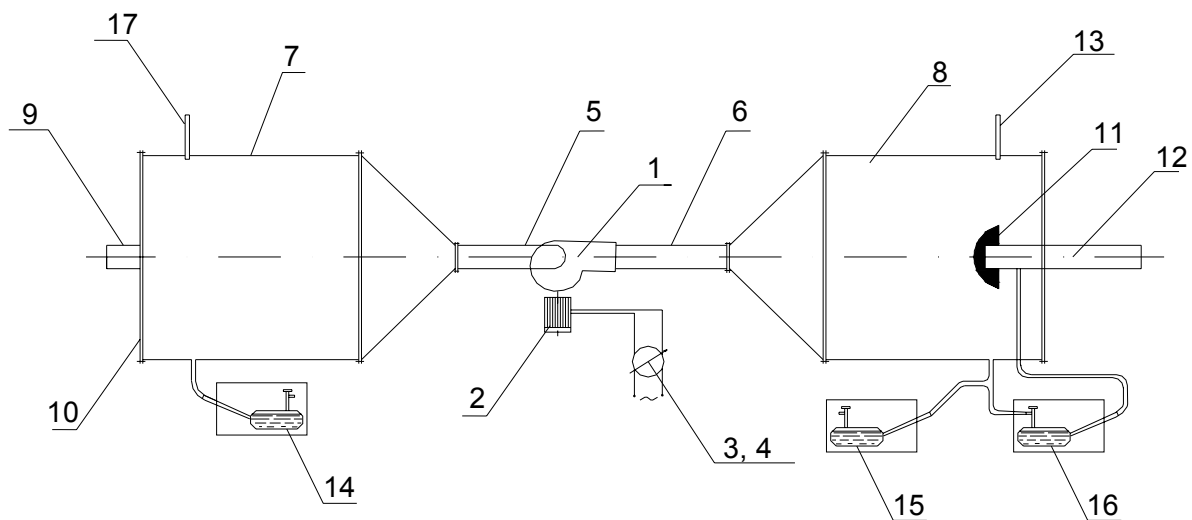


Рис. 1. Схема експериментального стенда:

*1 – радіальний вентилятор постійного струму; 2 – електродвигун; 3 – автотрансформатор;
4 – випрямляч змінного струму; 5 – повітропровід на всмоктуванні; 6 – повітропровід на нагнітання;
7 – камера розрідження; 8 – камера плюсового надлишкового тиску; 9 – вхідний патрубок;
10 – з’ємна стінка; 11 – витратовимірний колектор; 12 – вихідний патрубок; 13, 17 – термометри;
14, 15, 16 – різницеві (диференціальні) мікроманометри*



Рис. 2. Загальний вигляд експериментального стенда

Експериментальний стенд складається із радіального вентилятора 1, електродвигун якого живиться постійним струмом від автотрансформатора 3 з випрямлячем змінного струму 4. До всмоктувального патрубку вентилятора 1 за допомогою повітропроводу 5 приєднано камеру розрідження 7 із вхідним патрубком 9, що кріпиться до з’ємної стінки 10 камери 7. Для замірів статичного тиску повітря в камері 7 застосовується різницевий (диференціальний) мікроманометр 14, а для замірів його температури – спиртовий термометр 17. До нагнітального патрубку вентилятора через повітропровід 6 приєднано камеру плюсового надлишкового тиску 8 з витратовимірним колектором 11, до якого кріпиться вихідний патрубок 12. Статичні тиски повітря в камері 8 та витратовимірному колекторі 11 визначаються відповідно різницевими мікроманометрами 15, 16, а температура заміряється спиртовим термометром 13. Наявність камери статичного тиску 8 дає змогу повітряному потоку плавно підтікати до робочої частини колектора 11 без турбулізації та завихрень.

Зміна витрати повітря через колектор 8 і через вхідний патрубок 6 досягається зміною кількості обертів турбіни вентилятора 1.

Витрату повітря через колектор Q_k , яка дорівнює витраті повітря в ущільненій системі, визначили за формулою

$$Q_k = 0,985 \cdot F_k \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot g \cdot k \cdot \Delta l} \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2)$$

де F_k – площа поперечного перерізу колектора, м^2 ; ρ – густина повітря за його температури і абсолютного тиску в камері 8, $\text{кг}/\text{м}^3$; g – прискорення сили земного тяжіння ($g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$); k – коефіцієнт мікроманометра колектора; Δl – різниця кінцевого і початкового відліків мікроманометра, мм .

Дослідження дії вентиляторного агрегата на термічні характеристики повітря проводились в умовах шести різних витрат повітря Q_k , тобто шести різних частот обертів турбіни вентилятора (табл. 1).

Густину повітря у всмоктувальній і нагнітальній частинах стенда за законом Менделєєва-Клапейрона:

$$\rho = \frac{p \cdot M}{R \cdot T} \text{ кг}/\text{м}^3, \quad (3)$$

де p – парціальний тиск газу, Па ; M – молекулярна маса умовно однорідного сухого повітря ($M_{\text{с.пов}} = 29 \text{ кг}/\text{кмоль}$); $R = 8314 \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$ – універсальна газова стала; $T = 273 + t$ – абсолютна температура газу, К .

Як відомо, температура повітря, яке протікає через вентилятор, зростає за рахунок згущення повітря від дії його турбіни. Це підтверджується збільшенням густини повітряного потоку на нагнітанні, визначеної за законом Менделєєва–Клапейрона, внаслідок проведених досліджень повітряних потоків.

У табл. 2 і 3 густина повітря приведена до стандартних умов (барометричного тиску 101325 Па і температури $20 \text{ }^\circ\text{C}$).

Таблиця 1

Засоби вимірювання

№ з/п	Назва засобів вимірювання	Характеристики та точність вимірювання
1	Барометр-анероїд БАММ, № 8795	8000–106000 Па ; $\pm 200 \text{ Па}$
2	Спиртові термометри	0,5 $^\circ\text{C}$
3	Мікроманометр ММН-240 № 2000 і № 2220	$\pm 2 \text{ Па}$, $\pm 6 \text{ Па}$

Таблиця 2

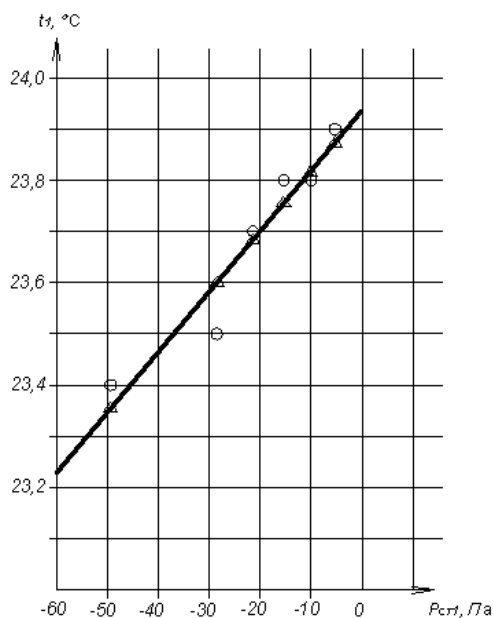
Залежність густини повітряного потоку від надлишкового статичного тиску (розрідження) і температури у всмоктувальній частині системи

№ досл.	1	2	3	4	5	6
p , Па	-49,0	-28,4	-21,6	-15,7	-9,8	-5,9
T , $^\circ\text{C}$	23,4	23,5	23,7	23,8	23,8	23,9
ρ , $\text{кг}/\text{м}^3$	1,2057	1,2059	1,2060	1,2061	1,2061	1,2062

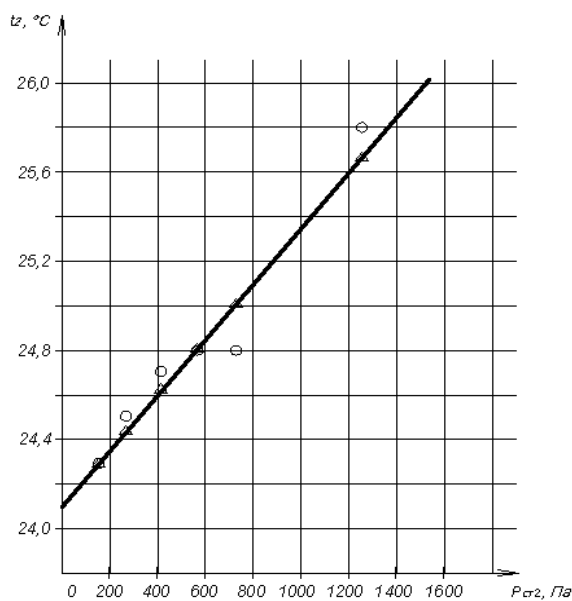
Результати досліджень залежності температури повітря від розрідження у всмоктувальній частині системи показано на рис. 3, а від надлишкового плюсового тиску у нагнітальній частині системи – на рис. 4.

**Залежність густини повітряного потоку від плюсового статичного тиску
і температури у нагнітальній частині системи**

№ досл.	1	2	3	4	5	6
p , Па	1253,2	776,6	573,7	420,7	273,6	161,8
T , °C	25,8	24,8	24,8	24,7	24,5	24,3
ρ , кг/м ³	1,2212	1,2155	1,2131	1,2113	1,2095	1,2082



*Рис. 3. Залежність температури повітря від надлишкового статичного тиску (розрідження) у всмоктувальній частині системи:
 t_1 – температура повітряного потоку на всмоктуванні, °C;
 $p_{ст.1}$ – статичний тиск повітря у всмоктувальній частині системи, Па*



*Рис. 4. Залежність температури повітря від надлишкового плюсового статичного тиску в нагнітальній частині системи: t_2 – температура повітря на нагнітанні, °C;
 $p_{ст.2}$ – плюсовий надлишковий статичний тиск повітря у нагнітальній частині системи, Па*

Аналізуючи графічну залежність (рис. 3), отримано розрахункову формулу для визначення температури повітря залежно від розрідження в системі у безпосередній близькості від вентилятора:

$$t_1 = 23,94 + 0,01 \cdot p_{ст.1} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4)$$

де $p_{ст.1}$ – надлишковий статичний тиск (розрідження) повітря у всмоктувальній частині вентиляційної системи поряд з вентилятором, Па.

Аналізуючи графічну залежність (рис. 4), отримано розрахункову формулу для визначення температури повітря залежно від надлишкового плюсового статичного тиску в безпосередній близькості від вентилятора:

$$t_2 = 24,09 + 0,001 \cdot p_{ст.2} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (5)$$

де $p_{ст.2}$ – надлишковий плюсовий статичний тиск повітря у нагнітальній частині вентиляційної системи поряд з вентилятором, Па.

Очевидно, що залежності (4) і (5) є лінійнимим, тобто температура повітряного потоку прямопропорційна до надлишкових статичних тисків вентилятора, а її величину в інженерних розрахунках можна визначати за такими формулами:

$$t_1 = t_0 + 0,01 \cdot p_{ст.1}; \quad (6)$$

$$t_2 = t_0 + 0,001 \cdot p_{ст.2}. \quad (7)$$

У цих формулах t_0 – температура засмоктуваного у вентиляційну систему повітря, $^\circ\text{C}$.

Висновки: 1. За допомогою запроєктованого, виготовленого і апробованого дослідженнями стенда можна з достатньою точністю визначити залежності температур повітряного потоку від його надлишкових статичних тисків у всмоктувальній і нагнітальній частинах вентиляційної системи.

2. Температури повітря у всмоктувальній і нагнітальній частинах вентиляційної системи прямо пропорційно залежать від надлишкових статичних тисків повітря, а не від повних, як вказано у літературі [5, 6].

3. Отримані залежності (6) і (7) рекомендується враховувати проектувальникам під час розрахунків вентиляційних систем.

4. Виявлено, що внаслідок збільшення розрідження температура повітря у всмоктувальній частині системи зменшується, а через збільшення плюсового надлишкового тиску у нагнітальній частині системи – вона зростає.

1. Русланов Г.В. и др. *Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий.* – К.: Будівельник, 1983. – 270 с. 2. Волков О.Д. *Проектирование вентиляции промышленного здания.* – Харьков: Вышш шк., 1989. – 239 с. 3. Дроздов В.Ф. *Отопление и вентиляция. Ч. II: Вентиляция.* – М.: Вышш. шк., 1987. – 263 с. 4. Щекин Р.В. и др. *Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Ч. II: Вентиляция и кондиционирование воздуха.* – К.: Будівельник, 1968. – 286 с. 5. СНиП 2.04.05-91*.У. *Отопление, вентиляция и кондиционирование здания.* – К.: ЗНИИЭП, 1996 – 64 с. 6. СНиП 41-01-2003. *Отопление, вентиляция и кондиционирование: Издание официальное.* – М.: Госстрой России, 2004. – 71 с.