

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»
ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО
ФАКУЛЬТЕТ ЕЛЕКТРОНІКИ
КАФЕДРА АКУСТИКИ ТА АКУСТОЕЛЕКТРОНІКИ

«На правах рукопису»
 УДК 534.62

«До захисту допущено»
 Завідувач кафедри
 _____ В.С. Дідковський
 «__» _____ 20__ р.

Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра

зі спеціальності 171 Електроніка

на тему: «Аналіз поширення акустичних хвиль у вентиляційних каналах з
 урахуванням руху повітря»

Виконав: студент II курсу, групи ДГ-72 мн

Сараненко Андрій Миколайович _____

(підпис)

Керівник к.т.н., доцент Богданов Олексій Вікторович _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Консультант _____

(назва розділу) (посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Рецензент _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цій дипломній роботі
 немає запозичень з праць інших
 авторів без відповідних посилань

Студент _____

(підпис)

Київ – 2019 року

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»
ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО

Факультет електроніки

Кафедра акустики та акустоелектроніки

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-науковою програмою

Спеціальність (спеціалізація) 171 Електроніка

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри

_____ В.С. Дідковський
(підпис)

“ ___ ” _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту
Сараненку Андрію Миколайовичу

1. Тема роботи «Аналіз поширення акустичних хвиль у вентиляційних каналах з урахуванням руху повітря»
керівник к.т.н., доцент Богданов Олексій Вікторович
затверджені наказом по університету від «___» ___ 20_____ р. №_____
2. Термін подання студентом роботи: до 15 травня 2019 року.
3. Об'єкт дослідження: акустичне поле
4. Предмет дослідження: втрати рівнів звукової потужності з урахуванням руху повітря.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити: проаналізувати сучасні знання про поширення акустичних хвиль у повітрі вентиляційних каналів; розрахувати габарити вентиляційного каналу, швидкість повітря та частоти резонансів для витрат повітря у 1000, 3000 та 8000 м³/год.; порівняти результати обчислення втрат рівнів звукової потужності у вентиляційному каналі без урахування руху повітря та враховуючи його за ДСТУ-Н Б В.1.1-35: 2013 та у COMSOL Multiphysics 5.2; визначити ефективність шумоглушення; запропонувати ефективну шумопоглинаючу модель вентиляційного каналу за визначеними параметрами.

6. Перелік графічного (ілюстративного) матеріалу: презентація.

7. Перелік публікацій:

1. Сараненко А.М., Богданов О.В. Аналіз акустичних властивостей вентиляційних каналів. Моделювання спадання акустичної енергії в каналі за допомогою COMSOL Multiphysics. *Мікросистеми, електроніка та акустика*. Київ: НТУУ «КПІ» ім. Ігоря Сікорського, 2018. № 5, т. 23. С. 63-69.

2. Сараненко А.М., Богданов О.В. Вплив швидкості потоку повітря у вентиляційному каналі на поширення звуку. *Science, research, development. Technics and technology: Zbiór artykułów naukowych z konf. miedzynar. nauk.-prakt.*, 29 – 30 kwiet. 2019. Barcelona: Warszawa, 2019. A. 115-118.

8. Консультанти розділів проекту¹

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

9. Дата видачі завдання: 01.09.2017.

¹ Консультантом не може бути зазначено керівника дипломної роботи

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1.	Ознайомлення зі специфікою теми	1.09.2017 – 1.02.2018	Виконано
2.	Огляд літератури	2.02.2018 – 30.06.2018	Виконано
3.	Вивчення та обрання методичних підходів до виконання роботи	1.07.2018 – 24.08.2018	Виконано
4.	Придбання знань та навичок роботи у середовищі COMSOL Multiphysics	25.08.2018 – 30.09.2018	
5.	Виконання акустичних розрахунків за державними стандартами	1.10.2018 – 30.10.2018	Виконано
6.	Підготовка до публікації тез наукової доповіді та статті у фаховому виданні	1.11.2018 – 03.02.2019	Виконано
7.	Виконання акустичних розрахунків у COMSOL Multiphysics 5.2	4.02.2019 – 15.02.2019	Виконано
8.	Обробка експериментальних даних	16.02.2019 – 16.03.2019	Виконано
9.	Оформлення пояснювальної записки	17.03.2018 – 17.04.2018	Виконано
10.	Підготовка презентації	18.04.2019 – 15.05.2019	Виконано

Студент

(підпис)А.М. Сараненко

(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

(підпис)О.В. Богданов

(ініціали, прізвище)

РЕФЕРАТ

Робота містить 95 сторінок, 13 рисунків, 20 таблиць, 75 використаних джерел.

Поширення звукових хвиль у кривих вентиляційних каналах захопило інтерес багатьох дослідників. Це стимулюється величезною теоретичною важливістю проблеми інженерного проектування сучасних систем вентиляції і кондиціонування, оскільки практично всі моделі мають вигини. У випадку акустичних явищ постає проблема збільшення у них тиску повітря і, як наслідок, підвищення рівня шуму. Чималий інтерес представляє проблема моделювання продуктивних та економічних конструкцій, що мають високу опірність труб і низьку швидкість повітря.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Магістерська робота відповідає основному науково-дослідному напрямку кафедри акустики та акустoeлектроніки НТУУ «КПІ» імені Ігоря Сікорського.

Мета роботи – поширення акустичних хвиль у вентиляційному каналі з урахуванням руху повітря при моделюванні у COMSOL Multiphysics та з'ясувати відповідність розрахунків державному стандарту.

Задачі дослідження:

1. Аналіз сучасних знань та досягнень про поширення акустичних хвиль у повітрі вентиляційних каналів.
2. Розрахунок габаритів вентиляційного каналу, швидкості повітря та частоти резонансів для витрат повітря у 1000, 3000 та 8000 м³/год.
3. Порівняння результатів обчислення втрат рівнів звукової потужності у вентиляційному каналі без урахування руху повітря та враховуючи його за ДСТУ-Н Б В.1.1-35: 2013 та у COMSOL Multiphysics 5.2. та визначення ефективності шумоглушення;

4. Моделювання ефективної шумопоглинаючої моделі вентиляційного каналу за розрахованими параметрами.

Об'єкт дослідження – акустичне поле (акустичні хвилі)

Предмет дослідження - втрати рівнів звукової потужності з урахуванням руху повітря.

Методи дослідження: акустичні розрахунки виконували відповідно до ДСТУ-Н Б В.1.1-35: 2013 «Настанова з розрахунку рівнів шуму в приміщеннях і на територіях» [13]; розрахунок площі перетину та швидкості повітря у вентиляційному каналі проводили за методиками ДБН В.2.5-67: 2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування» [12]; оцінку впливу швидкості повітря та площі перетину у вентиляційних каналах на поширення звуку визначали за методами Юдіна Є.Я. [64] и Гусєва В.П. [9]; графічні зображення побудовані за допомогою програми Microsoft Excel 2010; для проектування ефективного шумопоглинального вентиляційного каналу використовувалися метод скінченних елементів та методи математичного моделювання в середовищі COMSOL Multiphysics 5.2. і Solidworks 2016 × 64 Edition.

Наукова новизна полягає у проведенні порівняльного аналізу методики акустичного розрахунку для проектування шумопоглинального вентиляційного каналу за державними стандартами з методами програми COMSOL Multiphysics.

Результати дослідження, що включені до дисертації опубліковано у статті: «Аналіз акустичних властивостей вентиляційних каналів. Моделювання спадання акустичної енергії в каналі за допомогою COMSOL Multiphysics» у журналі "Мікросистеми, електроніка та акустика" Київ, 2018 та оприлюднено на міжнародній науково-практичній конференції «Science, research, development. Technics and technology» Barcelona, 2019.

Ключові слова: швидкість повітря, діаметр перетину, частота резонансу, рівні звукової потужності, метод скінченних елементів, 3d моделювання.

ABSTRACT

Bachelor's degree topic: «Analysis of the acoustic wave propagation in the ventilation system into account the air mass» contains 95 pages, 13 figures, 20 tables, 75 references.

The propagation of sound waves in the curves of ventilation channels has captured the interest of many researchers. It stimulated by the enormous theoretical importance of the problem of engineering design of modern ventilation and air conditioning systems, since practically all models have bends. In the case of acoustic phenomena, there is a problem of increasing their air pressure and, consequently, increasing the noise level. Of considerable interest is the problem of modeling of productive and economic constructions, which have high resistance to pipes and low air velocity.

Relationship of work with scientific programs, plans, themes. Master's work corresponds to the main research direction of the department of acoustics and acoustoelectronics of the National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kiev Polytechnic Institute".

Aim of the graduate work: definition of the main aspects of the propagation of acoustic waves in the ventilation duct taking into account the movement of air during simulation in COMSOL Multiphysics and the compliance of calculations with state standards.

Research tasks:

1. Analysis of modern knowledge and achievements on the propagation of acoustic waves in the air of ventilation ducts.
2. Calculation of the dimensions of the ventilation duct, air velocity and frequency of resonances for air flow at 1000, 3000 and 8000 m³ / h.
3. Comparison of the results of calculating the losses of sound power levels in the ventilation duct without taking into account the air movement and taking into account it

according to DSTU-N B V.1.1-35: 2013 and COMSOL Multiphysics 5.2. and determination of noise reduction efficiency;

5. Modeling of effective noise abatement model of the ventilation channel according to the calculated parameters.

The object of the exploration is the acoustic field (acoustic waves)

The subject of the exploration is the loss of sound power levels with allowance for air movement.

The following research method acoustic calculations were carried out in accordance with DSTU-N B V.1.1-35: 2013 "Guidelines for calculating noise levels in premises and in territories". Calculation of the intersection area and air velocity in the ventilation duct was performed according to the methods of DBN V.2.5-67: 2013 "Heating, ventilation and air conditioning"; the estimation of the influence of air velocity and cross-section in the ventilation channels on the propagation of sound was determined by the method of Yudin E.Ya. and Gusev V.P.; graphic images are built using Microsoft Excel 2010; the finite element method and the mathematical modeling techniques used in the COMSOL Multiphysics 5.2 environment were used to design an effective ventilation channel SolidWorks 2016 × 64 Edition.

Scientific novelty consists in the is to conduct a comparative analysis of the acoustic calculation methodology for designing a noise abatement ventilation channel according to state standards with the methods and capabilities of the COMSOL Multiphysics program and its use as a convenient addition to them.

The research results included in the published in the article: "Analysis of acoustic properties of ventilation channels. Simulation of the Decay of Actual Energy in the Channel with the help of COMSOL Multiphysics »in the journal" *Microsystems, Electronics and Acoustics* "Kyiv, 2018 and published at the international scientific and practical conference "Science, research, development. Technics and technology" Barcelona, 2019.

Key words: air velocity, cross-section diameter, resonance frequency, sound power levels, finite element method, 3d modeling.

ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ	2
РЕФЕРАТ	5
ABSTRACT	7
ВСТУП.....	11
РОЗДІЛ 1	13
АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ.....	13
1.1 Розвиток наукових поглядів НА поширення звуку у вентиляційних каналах.....	13
1.2 Акустичні хвилі у газах	16
1.3 Вентилятори та вентиляційні системи	20
1.4 Шум і вібрація у вентиляційних системах	24
РОЗДІЛ 2	30
МЕТОДИКА ВИКОНАННЯ РОБОТИ	30
2.1 Стандартизації та нормування акустичних параметрів вентиляційних каналів.....	30
2.2 Оцінка впливу параметрів системи вентиляції на її гучність.....	43
2.3 Комп'ютерне моделювання вентиляційних каналів	45
РОЗДІЛ 3	51
ВИЗНАЧЕННЯ СПАДАННЯ АКУСТИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ В КАНАЛІ ЗА ДОПОМОГОЮ COMSOL MULTIPHYSICS.....	51
3.1 Проектування вентиляційного каналу	51
3.2 Приміщення для проведення досліджень	56
РОЗДІЛ 4	70
ВПЛИВ ПОТОКУ ПОВІТРЯ НА ПОШИРЕННЯ ЗВУКУ	70
4.1 Наукове обґрунтування визначення габаритів вентиляційного каналу з урахуванням витрат повітря.....	70
4.2 Втрата тиску у повітропроводі.....	79
4.3 Порівняння результатів обчислення у COMSOL Multiphysics з експериментальними даними	82
ВИСНОВКИ.....	87
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	89

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ, УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

ErP – директива Energy related Products

ЗДР - звичайне диференційне рівняння

ДРЧП - диференційне рівняння у частинних похідних

Вентиляція (від лат. ventilatio — провітрювання) - створення обміну повітря в приміщенні для видалення надлишків теплоти, вологи, шкідливих та інших речовин з метою забезпечення допустимих метеорологічних, санітарно-гігієнічних, технологічних умов повітряного середовища.

Вентиляційна система (ВС) - сукупність пристроїв для обробки, транспортування, подавання й видалення повітря.

Звукозаглушена камера (ЗЗК) - приміщення, в якому не виникає відлуння та забезпечує експериментальні дослідження в області електроакустики, звукотехніки, шумових характеристик виробів, психоакустики.

ЗПМ – звукопоглинальний матеріал

ЗПП – звукопоглинальне покриття

РЗП – рівень звукової потужності

РЗТ – рівень звукового тиску

Частота резонансу – явище різкого зростання амплітуди вимушених коливань у разі наближення частоти дії зовнішньої періодичної сили до частоти вільних коливань системи.

МСК – метод скінченних елементів

ВСТУП

Однією з умов збереження здорового повітряного балансу є правильне проектування систем вентиляції. Кожна частина мережі повітрообміну повинна бути підібрана, виходячи з обсягів приміщення і характеристик повітря в ньому. Швидкість руху повітря тісно взаємопов'язана з таким поняттям, як рівень шуму у вентиляційній системі. Найбільш гостро стоїть проблематика поширення звуку у вигинах вентиляційних каналів, які збільшують показники рівня шуму, що зростають з кількістю поворотів.

Після публікації знаменитої теорії звуку Джоном Вільямом Стреттом (лордом Релей) у 1878 році та за винятком випадкових, фрагментарних наукових розробок, питання розповсюдження звукової хвилі у криволінійних каналах, на початок 1970-х років залишилося практично незайманим. До цього часу Краснушкін (1945) опублікував деякі розробки у цій області, а у 1969 р. з'явилася робота Григоряна з серією розв'язку рівнянь, але вони не привертали уваги [73]. У 1970-х роках було написано багато важливих і показових документів подальшого вивчення головних характеристик руху звукової хвилі, за відсутності середнього потоку у криволінійних каналах і системах каналів що містять лікті. Автори приводили інженерні та наукові дослідження: Там (1976) зауважив, що вигнуті канали є неминучою особливістю більшості практичних систем повітроводів; El-Raheb M. і Wagner P. (1980) звернули увагу на проблему шуму у трубопровідних системах і сказали, що крім трубних елементів (клапанів), є гострі вигини, що відповідають за турбулентний шум. Стаття Keefe і Venade (1983), відкрила окрему й важливу сферу дослідження: «Принаймні півтора століття, виробники музичних інструментів обговорювали ефекти сильно вигнутих частин музичних стовпчиків повітря.» Очевидно, існують як наукові, так і практичні причини для розуміння механіки акустичної хвилі поширення в каналах і у трубопровідних системах. Різними авторами розглядаються дві основні фізичні системи:

нескінченний круговий вигин з прямокутним поперечним каналом та вигин заданого кута, з'єднаний на вхідній і кінцевій ділянках з прямими каналами.

На сьогоднішній день питання підвищення ефективності глушників аеродинамічного шуму систем вентиляції є досить актуальним, незважаючи на те, що є багато напрацювань відомих зарубіжних та українських колективів і дослідників: Г.Л. Осипова, Є.Я. Юдіна [64], В.П. Гусєва, В.П.[8], [9], [10], Устинова, М.Ю. Лешка, Є.А. Лєскова, Н.І. Іванова, В.І. Лєденєва, Л.Л. Беранєка, Ф.П. Мєхєля, С.В. Фрємена, Д. Кондрашова, А.П. Кононєнка, М.О. Лєсюєка, В.С. Дідковського [23], [24], В.П. Зайця [25], М. Трохимєнка [60], Г. Фарєнюєка [12].

Проблематика наукових досліджень полягає у відсутності універсальної стандартизованої автоматизації розрахунків параметрів вентиляційних систем. У липні 1986 року Сванте Літтмарком і Фархадом Саєйді у Королівському технологічному інституті (КТН) у Стокгольмі (Швеція) заснований COMSOL Multiphysics (надалі COMSOL) [10], що сьогодні вирішує широкий спектр завдань у сфері оцінки шумової дії, зменшує трудомісткість обчислення, враховує усі параметри конструкції, виявляє критичні зони та розробляє протишумові заходи. У країнах США і Європи є зручним додатком до національних стандартів та ISO 3744 і ISO 3745 у моделюванні високоефективних вентиляційних систем [31].

У даній роботі представлений стислий виклад сучасних знань про поширення акустичних хвиль у вентиляційних каналах, що містять вигини з урахуванням руху повітря. Показані різні підходи для вирішення складного питання математичного моделювання таких процесів. Ідентифіковані видатні особливості звукового руху хвиль у вигинах, підкреслені нові і важливі аспекти кожного дослідження та порівняні результати.

Проведений аналіз впливу швидкості основного потоку газу у вентиляційному каналі при змінах перетину на поширення звуку у програмі COMSOL Multiphysics [69].

Результати роботи можуть бути застосовані при конструюванні глушників аеродинамічного шуму систем вентиляції та кондиціонування повітря.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

1.1 Розвиток наукових поглядів на поширення звуку у вентиляційних каналах

Окремі прийоми організованої вентиляції закритих приміщень застосовувалися ще в старовину. Вентиляція приміщень до початку XIX століття зводилася, як правило, до природного провітрювання. Теорію природного руху повітря в каналах і трубах створив М. В. Ломоносов. У 1795 В. Х. Фрібе вперше виклав основні положення, що визначають інтенсивність повітрообміну в опалювальному приміщенні крізь нещільність зовнішніх огорож, дверні отвори і вікна, поклавши цим початок вченню про нейтральну зону.

На початку XIX століття отримує розвиток вентиляція з тепловою спонукою подавання й видалення з приміщення повітря. Вчені відзначали недосконалість такого роду спонуки і пов'язані з ним великі витрати теплоти. Академік Е. Х. Ленд зазначав, що повна вентиляція може бути досягнута тільки механічним способом.

З появою відцентрових вентиляторів технологія вентиляції приміщень швидко удосконалюється. Перший працездатний відцентровий вентилятор був запропонований в 1832 А. А. Саблуковим. У 1835 цей вентилятор був застосований для провітрювання Чагирської копальні на Алтаї. Саблуков запропонував його також для вентиляції приміщень, трюмів кораблів, для прискорення сушки, випаровування і т. д. Широке розповсюдження вентиляції з механічною спонукою руху повітря почалося з кінця XIX століття.

Поширення звукових хвиль у кривих вентиляційних каналах захопило інтерес багатьох дослідників. Це стимулюється величезною теоретичною важливістю проблеми інженерного проектування сучасних систем вентиляції і кондиціонування, оскільки практично всі моделі мають вигини. У випадку

акустичних явищ постає проблема збільшення у них тиску повітря і, як наслідок, підвищення рівня шуму. Чималий інтерес представляє проблема моделювання продуктивних та економічних конструкцій, що мають високу опірність труб і низьку швидкість повітря.

Першу випробувальну акустичну камеру побудував Уоллес Клемент Себін у 1910 році. В США у 1933 році заснована Асоціація акустичних матеріалів, що у 1934 році випустила щорічний бюлетень звукопоглинальних коефіцієнтів. Найвідоміша сучасна звукозаглушена камера встановлена у США ученими лабораторії Орфілда, де проходять підготовку астронавти [70], [71], [72].

Наукова робота, що проведена у 1970-х - 1980-х роках значно сприяла розвитку знань поширення звуку в поворотах і, як наслідок, визначені наступні основні особливості поширення звуку в криволінійних каналах і трубах [74]:

1. акустичні характеристики вигину можуть бути встановлені методами, які не вимагають знання кутового хвильового числа;

2. поширення звуку в трубах не відрізняється жодним радикальним ступенем від руху в каналах, так що наявні дані з досліджень прямокутних вигинів є задовільними та наближені для інженерних цілей;

3. неможливість розповсюдження режиму плоскої хвилі у вигині. Площинна хвиля рухається по прямій. Канал змінює свої характеристики, коли входить у вигин, швидкість частинок вже не є рівномірною;

4. існування багатьох режимів, що поширюються у вигинах. У кожному переході між прямим і криволінійним генерується велика кількість хвиль, що пропускаються секціями системи повітропроводів.

5. звукова хвиля на низьких частотах рухається швидше, ніж на високих;

6. резонанси у вигинах мають зсув до низьких частот;

7. ефективність акустичної футеровки вигинів усіх радіусів і середніх довжин досягається в основному режимі, що поширюється на усі частоти. Серед учених ближнього зарубіжжя питання випробування малOSHумних вентиляційних систем у звукозаглушених камерах вивчали Гусев В.П. [8], [9] та Кондрашов Д. [36].

Українські учені: Кононенко А.П., Лисюк М.О., Дідковський В.С. [20], [21], [22], [23], [26] Заєць В.П. [25], Трохименко М. [60], Фаренюк Г. мають результативні напрацювання у цьому напрямку, які застосовують для розробки та вдосконалення акустичних вимірювань.

У Південному університеті науки і техніки (Шеньчжень), Інституті електротехніки Китайської академії наук (Пекін), Харбінському технологічному інституті (Харбін) досить широко використовують модулі COMSOL Multiphysics у моделюванні оптичних та акустичних конструкцій.

Дослідники компанії Bruel and Kerg (Данія) використовують моделювання для досягнення нових рівнів точності власних промислових та вимірювальних мікрофонів та перетворювачів. Норвезькі вчені за допомогою додатків COMSOL Multiphysics вивчають як низькочастотні звукові хвилі розповсюджуються всередині будівель та визначають як вдосконалити конструкцію для зменшення дратування вібраціями (інститут NGI). Сьогодні можна побачити зростаючу світову технічну необхідність до проведення акустичних випробувань у заглушених камерах. Директива Energy related Products (ErP) блокує поширення на території ЄС пристроїв, у тому числі вентиляційних систем, що не відповідають стандартам та встановленим параметрам. Прилади та конструкції, що відповідають усім вимогам, вийдуть на європейський ринок [6], [7], [75].

Провідним розробникам і виробникам за допомогою новітніх технічних рішень вдалося досягти зниження вартості розробки, виготовлення і складання акустичних камер, а також простоти обслуговування й збільшення терміну служби матеріалів порівняно з попередніми камерами. У першу чергу, приділяється особлива увага тим поглиначам, які використовуються для створення вільного звукового поля, а також модернізації вже наявних об'єктів для мінімізації капіталовкладень.

Основою для проектування шумоглушення систем вентиляції є акустичний розрахунок – обов'язковий додаток до проекту вентиляції будь-якого об'єкта. Основні завдання такого розрахунку: визначення октавного спектра повітряного, структурного вентиляційного шуму в розрахункових точках і його необхідного

зниження шляхом зіставлення цього спектра з допустимим спектром по гігієнічним нормам. Після підбору будівельно-акустичних заходів щодо забезпечення необхідного зниження шуму проводиться перевірочний розрахунок очікуваних рівнів звукового тиску в тих же розрахункових точках з урахуванням ефективності цих заходів. Від точності виконуваного акустичного розрахунку залежить ефективність шумозаглушення та вартість його здійснення. Якщо величина розрахованого необхідного зниження шуму занижена, то заходи будуть недостатньо ефективні. У цьому випадку потрібно усунення недоліків на діючому об'єкті, що неминуче пов'язано з істотними матеріальними витратами. При підвищеному необхідному зниженні шуму невиправдані витрати закладаються безпосередньо у проект [9], [10].

Сучасність вимагає застосування інформаційних технологій у моделюванні вентиляційних каналів. Однією з таких є 3d візуалізація результатів акустичних розрахунків. Програма COMSOL Multiphysics дозволяє вирішувати широкий спектр завдань у сфері оцінки шумової дії і допомагає зменшити трудомісткість обчислення, виявити критичні зони та розробити протишумові заходи. Метод скінченних елементів, що лежить в основі програмних розрахунків, [12], [47] для країн Європи та США виступає у якості світового стандарту моделювання високоефективних вентиляційних систем.

1.2 Акустичні хвилі у газах

Звуковими (або акустичними) хвилями називаються ті, що розповсюджуються у середовищі пружні хвилі, які володіють частотами в межах 16-20000 Гц. Хвилі зазначених частот, впливаючи на слуховий апарат людини, викликають відчуття звуку. Хвилі з $n < 16$ Гц (інфразвукові) і $n > 20$ кГц (ультразвукові) органами слуху людини не сприймаються [32].

Звукові хвилі у газах і рідинах можуть бути тільки поздовжніми, так як ці середовища мають пружність лише по відношенню до деформацій стиснення (розтягування). У твердих тілах звукові хвилі можуть бути як поздовжніми, так і

поперечними, так як тверді тіла володіють пружністю по відношенню до деформацій стиснення (розтягування) і зсуву.

Інтенсивністю звуку (або силою звуку) називається величина, яка визначається середньою енергією, яку переносять звукові хвилі за одиницю часу крізь одиничний майданчик, перпендикулярний напрямку поширення хвилі.

Чутливість людського вуха різна для різних частот. Для того щоб викликати звукове відчуття, хвиля повинна володіти деякою мінімальною інтенсивністю, але якщо ця інтенсивність перевищує певну межу, то звук не чути і виникає тільки болюче відчуття [32].

Таким чином, для кожної частоти коливань існують найменша (поріг чутності) і найбільша (поріг болювого відчуття) інтенсивності звуку, які здатні викликати звукове сприйняття.

Якщо інтенсивність звуку є величиною, що об'єктивно характеризує хвильовий процес, то суб'єктивною характеристикою звуку, пов'язаною з його інтенсивністю, є гучність звуку, яка залежить від частоти. Згідно фізіологічному закону Вебера - Фехнера, з ростом інтенсивності звуку гучність зростає за логарифмічним законом. На цій підставі вводять об'єктивну оцінку гучності звуку за вимірюваним значенням його інтенсивності, формула (1.2):

$$L = \log(I/I_0), \quad (1.1)$$

де L - рівень інтенсивності звуку, дБ;

I – інтенсивність звуку, Вт / м²;

I_0 - інтенсивність звуку на порозі чутності, яка приймається для всіх звуків рівної 10-12 Вт / м².

Фізіологічної характеристикою звуку є рівень гучності, який виражається в фонах (фон). Гучність для звуку в 1000 Гц (частота стандартного чистого тону) дорівнює 1 фон, якщо його рівень інтенсивності дорівнює 1 дБ. Наприклад, шум у вагоні метро при великій швидкості відповідає ~90 фон, а шепіт на відстані 1м ~ 20 фон [33].

Реальний звук є накладенням гармонійних коливань з великим набором частот, тобто звук має акустичний спектр, який може бути суцільним (у деякому інтервалі присутні коливання всіх частот) і лінійчатим (присутні коливання відокремлених одна від одної певних частот).

Звук характеризується крім гучності ще висотою і тембром. Висота звуку - якість звуку, яке визначається людиною суб'єктивно на слух і залежить від частоти звуку. З ростом частоти висота звуку збільшується, тобто звук стає «вище». Характер акустичного спектру і розподілу енергії між певними частотами визначає своєрідність звукового відчуття, зване тембром звуку.

Здійснюючи коливання, тіло викликає коливання прилеглих до нього частинок середовища з такою ж частотою. Стан коливального руху послідовно передається до все більш віддаленим від тіла часткам середовища, тобто у середовищі поширюється хвиля з частотою коливань, що дорівнює частоті її джерела та з певною швидкістю, яка залежить від щільності і пружних властивостей середовища. Швидкість поширення звукових хвиль у газах обчислюється за формулою (1.2):

$$c = \sqrt{\frac{\chi p}{\rho}} = \sqrt{\chi RT}, \quad (1.2)$$

де c - швидкість звуку у газі (м/с),

$\chi = C_p / C_u$ - показник адіабати,

ρ - щільність газу (кг / м³),

p - тиск газу (Н / м²),

R - газова постійна (Дж / кг*К),

T - температура газу (К).

Швидкість звуку в газах у широких межах залежить тільки від температури і не залежить від тиску газу (табл. 1.2).

При поширенні звуку в атмосфері необхідно враховувати цілий ряд факторів: швидкість і напрям вітру, вологість повітря, молекулярну структуру газового середовища, явища заломлення і відбиття звуку на кордоні двох середовищ. Крім

того, будь-яке реальне середовище має в'язкість, тому спостерігається затухання звуку, тобто зменшення його амплітуди та інтенсивності звукової хвилі в міру її поширення. Загасання звуку обумовлено значною мірою його поглинанням в середовищі, пов'язаному з необоротним переходом звукової енергії в інші форми енергії (в основному в теплову). Швидкість звуку у газах збільшується з підвищенням температури. При підвищенні температури повітря на 1°C швидкість звуку у ньому збільшується на 0,59 м/с.

Таблиця 1.2 – Швидкість звуку у повітрі при різній температурі (150 - 1000°C)

t, °C	швидкість звуку у повітрі		t, °C	швидкість звуку у повітрі	
	м/с	км/год.		м/с	км/год.
-150	216,7	780,1	30	348,9	1256,2
-100	263,7	949,2	50	360,3	1296,9
-50	299,3	1077,6	100	387,1	1393,7
-20	318,8	1147,8	200	436,0	1569,5
-10	325,1	1170,3	300	479,8	1727,4
0	331,5	1193,4	400	520,0	1872,1
10	337,3	1214,1	500	557,3	2006,4
20	343,1	1235,2	1000	715,2	2574,8

Для акустики приміщень велике значення має реверберація звуку - процес поступового загасання звуку в закритих приміщеннях після виключення його джерела. Якщо приміщення порожні, то відбувається повільне згасання звуку і створюється «гучність» приміщення. Якщо звуки загасають швидко (при застосуванні звукопоглинальних матеріалів), то вони сприймаються приглушеними. Час реверберації - це час, протягом якого інтенсивність звуку в приміщенні послаблюється в мільйон разів, а його рівень - на 60 дБ. Приміщення має гарну акустику, якщо час реверберації становить 0,5-1,5 с.

1.3 Вентилятори та вентиляційні системи

Вентиляція (від лат. ventilatio – провітрювання) – створення обміну повітря в приміщенні для видалення надлишків теплоти, вологи, шкідливих та інших речовин з метою забезпечення допустимих метеорологічних, санітарно-гігієнічних, технологічних умов повітряного середовища [6]. Вентиляція створює умови повітряного середовища, сприятливі для здоров'я і самопочуття людини, що відповідають вимогам технологічного процесу, збереження устаткування і будівельних конструкцій будівлі, зберігання матеріалів, продуктів, книг, картин тощо. Для оптимального теплового самопочуття людина повинна зберігати постійну температуру тіла, що забезпечується безперервним відведенням тепла, яке утворюється в процесі життєдіяльності організму і сприйманої ним теплоти – у довкілля. Теплообмін і теплове самопочуття людини обумовлюються сумісним впливом температури повітря і навколишніх предметів, вологості повітря і швидкості його руху біля тіла.

Вентилятори – це механічні пристрої для переміщення повітря повітропроводами, безпосередньої подачі або витяжки повітря з приміщення. Переміщення повітря відбувається за рахунок створення перепаду тиску між входом та виходом вентилятора [6].

Осьові вентилятори – це колеса з лопатей (так звана крильчатка) в циліндричних кожухах, які прикріплені до втулки під певним кутом до площини обертання. При обертанні лопатей відбувається захоплення повітря та його переміщення в осьовому напрямку. При цьому в радіальному напрямку повітря практично не переміщається. Найчастіше лопаті осьового вентилятора встановлюються безпосередньо на вісь електродвигуна. Застосовують для витяжки та припливу повітря через вільні прорізи або разом з повітропроводами довжиною не більше 3-х метрів горизонтальної ділянки, з невеликим аеродинамічним опором мережі [1] (рис. 1.1).

Відцентрово-осьові вентилятори можуть переміщати повітря в напрямку осі двигуна. Широко застосовуються у системах вентиляції з круглими повітропроводами (рис. 1.1).

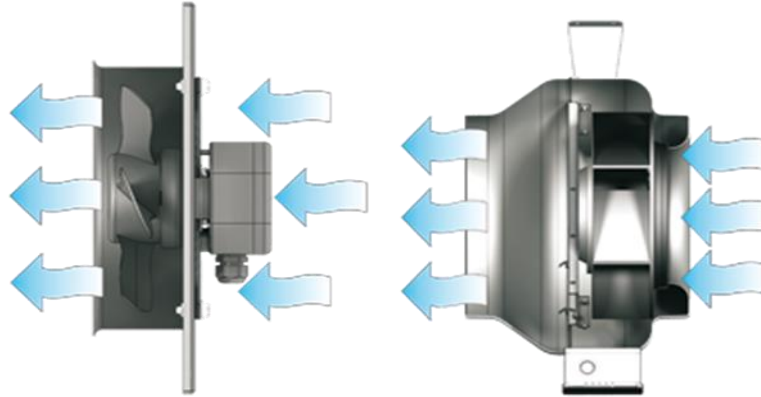


Рисунок 1.1 Осьовий та відцентрово-осьовий вентилятори [1]

Круглі каналні вентилятори мають типові розміри від 100 до 450 мм. Їх продуктивність – від 250 до 5200 м³/год. Вентилятори обладнані асинхронними двигунами із зовнішнім ротором, який має відцентрове робоче колесо із загнутими назад лопатями. Для збільшення терміну експлуатації в двигунах застосовуються підшипники кочення. Корпуси вентиляторів виконані з пластмаси, сталі з полімерним покриттям або оцинкованої сталі, що забезпечує стійкий захист від корозії, а також створює естетичний зовнішній вигляд. Застосовують для витяжки-припливу повітря в системах вентиляції з великою протяжністю повітропроводів та великим аеродинамічним опором мережі [1].

Відцентрові вентилятори складаються з двох основних частин: турбіни та завитки. Робоче колеса такого вентилятора – це пустотілий циліндр, у якому встановлені лопаті, скріплені по колу дисками. В центрі скріплених дисків знаходиться маточина для насаджування колеса на вал. Під час обертання робочого колеса повітря, яке потрапляє між лопаті, рухається радіально від центру і при цьому стискається. Під дією відцентрової сили повітря витискається у спіральний корпус, а потім направляється у нагнітальний отвір. Відцентрові вентилятори виготовляються з робочими колесами із

лопатями, загнутими назад або вперед. Застосування радіальних вентиляторів з лопатями, загнутими назад, дозволяє економити електроенергію приблизно на 20 %. Інша, не менш важлива перевага вентиляторів з лопатями, загнутими назад, полягає в тому, що вони відносно легко витримують перевантаження по витратам повітря. Відцентрові вентилятори з лопатями, загнутими вперед, забезпечують такі ж витратні та напірні характеристики, що й вентилятори з лопатями, загнутими назад, але при меншому діаметрі колеса та меншій частоті обертання.

Таким чином, вони можуть досягнути бажаного результату, займаючи менше місця та працюючи з меншими шумами.

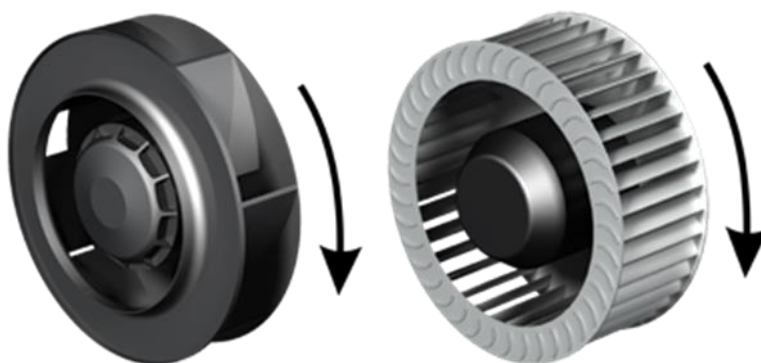


Рисунок 1.2 Круглий каналний та відцентровий вентилятори [1]

Застосовують для витяжки та припливу повітря в системах вентиляції з великою протяжністю повітропроводів та великим аеродинамічним опором мережі.

Вентиляційна система – сукупність пристроїв для обробки, транспортування, подавання й видалення повітря. Системи вентиляції класифікуються за наступними ознаками:

За засобом створення тиску і переміщення повітря: з природним і штучним (механічним) спонуканням [6].

Вентиляція з природним спонуканням для переміщення повітря використовує природні сили – вітер та гравітацію, тоді як механічна вентиляція забезпечує повітрообмін у приміщеннях за допомогою механічних засобів – вентиляторів, ежекторів тощо.

За призначенням: припливні і витяжні

Припливна система подає свіже повітря в приміщення. Витяжна система забирає відпрацьоване повітря з приміщення та викидає його назовні. Кількість (маса) повітря, що потрапляє в будинок дорівнює кількості повітря, що видаляється з нього, тому для збалансованого повітрообміну в будинку чи споруді, як правило, передбачається комбінація припливних і витяжних систем. Іноді, припливну систему об'єднують з витяжною в одну систему. Такі системи називають припливно-витяжними [53].

За поширенням зони обслуговування: місцеві і загальнообмінні

Місцевою вентиляцією називається така вентиляція, при якій повітря подається до певних місць (припливна місцева вентиляція), або коли забруднене повітря видаляється тільки від місць утворення шкідливих виділень (місцева витяжна вентиляція). Місцева припливна вентиляція може забезпечувати приплив чистого повітря (заздалегідь очищеного і підігрітого) до певних місць. І навпаки, місцева витяжна вентиляція видаляє повітря від певних місць з найбільшою концентрацією шкідливих домішок в повітрі. Прикладом такої місцевої витяжної вентиляції може бути витяжка на кухні, яка встановлюється над газовою або електричною плитою. Загальнообмінна вентиляція забирає чи подає повітря рівномірно по всій площі приміщення.

За конструктивним виконанням: каналні та безканалні.

У безканалних системах повітря подається та забирається з приміщень безпосередньо через отвори у огорожуючих конструкціях. Канальні системи використовують для цього систему вентиляційних каналів — повітропроводи, вентиляційні шахти тощо [53].

Критерієм продуктивності вентиляційної системи є витрата повітря. Витратою називають кількість (масу або об'єм) повітря, що подається чи видаляється системою вентиляції за одиницю часу. Відповідно розрізняють масову та об'ємну витрату: масова витрата вимірюється в одиницях маси повітря на одиницю часу (наприклад, кг/год), а об'ємну — у одиницях об'єму на одиницю часу (наприклад, м³/год).

Вимоги до систем вентиляції встановлюються державними санітарно-гігієнічними нормами, будівельними нормами, а також вимогами технологічних процесів. Залежно від типу та призначення приміщення, ці вимоги регламентують продуктивність вентиляції, гранично допустиму концентрацію (ГДК) шкідливих речовин в приміщеннях, температуру та вологість повітря, рівень шуму, що генерується чи передається вентиляційною системою, швидкість потоку повітря у повітропроводах та інші параметри.

В різних країнах санітарні та будівельні норми встановлюють різну норму повітрообміну на одну людину. Так, в Україні, та країнах СНД, згідно з чинними нормами, одна людина, що постійно перебуває в приміщенні і виконує легку роботу, потребує щонайменше 60 м³ свіжого повітря за годину, тоді як більшості країн світу ця цифра не перевищує 30 м³/год. Норма повітрообміну на одну людину залежить також від вимог до комфорту у приміщенні та характеру діяльності [52].

1.4 Шум і вібрація у вентиляційних системах

Звук як фізичне явище – це хвильовий рух пружного середовища, а як фізіологічне явище він визначається відчуттям, яке сприймається органом слуху. Звук створює в пружному середовищі додатковий змінний тиск. Залежно від середовища, в якому розповсюджується звук, він називається повітряним, а в твердих середовищах - ударним або структурним. Звук характеризується фізичними і фізіологічними показниками [8], [9].

Фізичними показниками звуку є: частота коливань, довжина хвилі, інтенсивність звуку, рівень звукового тиску. Різноманітні звуки, які заважають сприйняттю бажаних звуків або порушують тишу, а також звуки, які викликають шкідливу або подразнюючу дію на організм людини називають шумом. Крім цього, шумом можна вважати складний звук, який не містить ясно виражених частотних складових.

Залежно від природи виникнення шуми бувають аеродинамічні, механічні і акустичні.

Аеродинамічний шум виникає внаслідок пульсації швидкості і коливань тиску в потоці повітря, яке протікає через вентилятор. Вентилятори у вентиляційних системах є основними джерелами аеродинамічного шуму, спектр якого складається майже з усіх частот діапазону від 63 до 8000 Гц.

Механічний шум виникає в результаті механічних коливань елементів конструкції вентиляційної системи. Природа виникнення механічного шуму носить ударний характер [27], [28].

Акустичний шум утворюється, як наслідок вихрового шуму, при періодичному відриванні вихорів і виникненні при цьому акустичної хвилі в повітряному середовищі.

Аеродинамічний і механічний шуми залежать від обертової швидкості колеса вентилятора. Інтенсивність цих шумів розвивається по однаковій залежності при обертовій швидкості до 13 м/с, при більшій швидкості – аеродинамічний шум зростає більш інтенсивно порівняно з механічним.

Джерелами шуму є також вихори, які утворюються в повітропроводі і повітророзподільниках, а також при коливанні недостатньо жорстких стінок повітропроводів.

Шум, який створюється при роботі вентиляційної системи, передається такими шляхами:

- повітряним середовищем у повітропроводах до приміщення через припливні та витяжні повітророзподільники або в атмосферу через повітрозабірні решітки припливних систем або через шахти витяжних систем;
- повітряним середовищем, яке знаходиться навколо вентиляційної установки, до огорожуючих конструкцій вентиляційної камери і через них у суміжні приміщення;
- через стінки транзитних повітропроводів у приміщення, в якому вони розташовані.

В основу задачі для зниження рівнів звукового тиску, який утворюється при роботі систем вентиляції, покладено два типи операцій, які вирішуються послідовно чи одночасно: заходи, щодо джерела шуму; заходи, щодо шляхів передавання і поширення шуму.

Поставлені задачі вирішуються і при проектуванні, і під час монтажу вентиляційних систем, що приводить до ефективного результату при мінімальних затратах [60].

Шумові характеристики обладнання приведені у вигляді таблиці 1.1 де містяться:

- рівень звукової потужності шуму LWA в дБ(А), з розбиттям по смугах частот, рівні звукової потужності до входу, до виходу і до оточення вентилятора;
- загальний рівень звукового тиску дБ(А) на відстані 3 м.

Шум від вентилятора поширюється повітропроводом (повітряним каналом), частково затухає в його елементах і через повітророзподільні та повітроприймальні решітки потрапляє в обслуговуване приміщення.

У системах вентиляції для зниження шуму використовують глушники шуму. Конструктивно глушники шуму поділяють на трубчасті, сотові, пластинчасті і камерні. Основою для визначення конструктивних розмірів глушників є швидкість руху і витрата повітря в них. Допустима швидкість повітря в глушнику шуму нормується [1],[52].

Трубчасті глушники виготовляють із оцинкованої сталі товщиною 0,8 мм у вигляді циліндра або паралелепіпеда, внутрішня поверхня яких облицьована звукопоглинаючим матеріалом товщиною 100 мм. Круглі в поперечному перерізі глушники мають сім типорозмірів діаметром від 200 до 500 мм, а прямокутні – 13 типорозмірів з розмірами від 150×100 до 500×500 мм. Для попередження відривання звукопоглинаючого матеріалу і попадання його у вентиляційне повітря внутрішня поверхня покрита склотканиною і перфорованим повітропроводом з площею отворів не менше 20% від загальної бокової поверхні.

Таблиця 1.1 – Шумові характеристики [1]

дБА	Характеристика	Джерела звуку
0	нічого не чути	-
5	майже не чути	-
10		тихе шелестіння листя
15	ледь чути	шелестіння листя
20		шепіт людини (на відстані 1 м)
25	Тихо	шепіт людини (1 м)
30		шепіт, цокання настінного годинника
		норма для житлових приміщень вночі, з 23 до 7 години ранку
35	досить чути	приглушена розмова
40		звичайна мова
		норма для житлових приміщень, з 7 до 23 години
45	розмова звичайної гучності	
50	виразно чути	розмова, друкарська машинка
55		Норма для офісних приміщень класу А (за європейськими нормами)
		норма для офісів
65	Шумно	гучна розмова (на відстані 1 м)
70		гучні розмови (1 м)
75		крик, сміх (1 м)
80	дуже шумно	крик, звук мотоциклу з глушником
85		гучний крик, звук мотоциклу з глушником
90		гучні крики, вантажний залізничний вагон (на відстані 7 м)
95		звук проїжджаючого вагону метро (7 м)
100	вкрай шумно	звук оркестру, переривчасті звуки проїжджаючого вагону метро, гуркіт грому
		максимально допустимий звуковий тиск для навушників плеєра (за європейськими нормами)
		в літаку, випущеному до 1980 року
		Гвинтокрил
115		піскоструминний апарат (1 м)
120	майже нестерпно	працюючий відбійний молоток (1 м)
130	больовий поріг	звук літака, що злітає

Пластинчасті глушники набираються з окремих звукопоглинаючих пластин, які мають загальний кожух у вигляді паралелепіпеда. Між пластинами

сформовані прямокутні отвори для проходження повітря. Пластини заповнені звукопоглинаючим матеріалом, їхня бокова поверхня перфорована. Пластинчасті глушники розміром поперечного перерізу до 2000×2000 мм мають металевий корпус. Оптимальна товщина пластини у глушниках систем вентиляції дорівнює 200 мм.

Отже, опрацювавши літературні джерела, зрозуміло, що найчастіше системи розподілу повітря створюють чималі проблеми з точки зору акустики в силу того, що використання вентиляторів великої потужності і висока швидкість руху повітря повітропроводами генерують шум і вібрацію.

Взагалі кажучи, проблему шумності слід розглядати вже на етапі проектування систем розподілу повітря, оскільки на готовому об'єкті проводити коригувальні дії завжди складніше і дорожче.

Для того щоб спроектована система розподілу повітря мала якісні показники по акустиці, корисно буде врахувати такі обставини: наявність джерела шуму і засобів передачі та приймача.

Джерелами шуму є механічні та електричні пристрої: вентилятори, компресори, насосні агрегати, а також дифузори, решітки, клапани. Всі вони генерують шум, що поширюється по воздуховодам через структуру самої споруди і різними шляхами надходить до приймача, інакше кажучи, до людей, що знаходяться в будівлі.

З точки зору акустики такі джерела шуму крім потужності і спрямованості характеризуються також спектром випромінювання, який може містити низькочастотні або високочастотні коливання, тонові або широкосмугові, безперервного типу або змінюються в часі.

Важливо проаналізувати з точки зору спектру випромінювання все вузли використаного обладнання, оскільки, по-перше, низькочастотний шум регулювати складніше, ніж шум середніх і високих частот, по-друге, чисті тони і змінність в часі роблять шум особливо неприємним.

За результатами досліджень, проведених в 1990-х роках у Великобританії і Швейцарії, низькочастотний шум (до 200 Гц), що випромінюється

вентиляційним обладнанням і системами кондиціонування повітря, безпосередньо впливає на самопочуття людей та істотно знижує працездатність. Характерними симптомами є підвищена стомлюваність, труднощі з концентрацією уваги, головний біль [6], [52].

Швидкість переміщення повітря є причиною аеродинамічного шуму, головним чином на вигнутих ділянках, відгалуженнях, що регулюють заслінки і інших компонентах систем розподілу повітря. Тому рекомендується уникати різкої зміни перетину повітроводів. Взагалі кажучи, їх слід поступово нарощувати з кутом розширення не більше 15° . В іншому випадку на таких ділянках ймовірно відділення повітряного потоку від площини трубопроводу, що різко підвищує гучність. З'єднання в зонах відгалужень або вигинів слід оформляти дуже м'яко. І, нарешті, необхідно, щоб швидкість повітря була якомога нижче, оскільки чим вона нижча, тим нижче аеродинамічний шум в повітроводі: його рівень знижується пропорційно зниженню швидкості повітря.

Таким чином, технічним завданням є розробка проекту системи розподілу повітря таким чином, щоб в приміщенні дотримувалися як розрахункові показники, так і гранично допустимі рівні шуму.

На сучасному етапі проектування вентиляційних систем є ефективний опис і моделювання різних механізмів втрат, без яких неможливий коректний розрахунок добротності і амплітудно-частотних характеристик.

Інструменти і спеціальні інтерфейси модуля "Акустика" пакета COMSOL Multiphysics® дозволять при моделюванні акустичних хвиль в рідинах і газах задавати і враховувати наступні механізми втрат:

- об'ємні термічні і в'язкі втрати;
- втрати в приповерхневих шарах близько кордонів розділу "флюїд-тверде тіло", а також у вузьких зазорах і перфораціях;
- втрати внаслідок взаємодії з фоновим потоком флюїду [31].

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИКА ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Стандартизація та нормування акустичних параметрів вентиляційних каналів

Директива Європейського Союзу - Energy related Products (ErP) містить ряд вимог, спрямованих на досягнення цілей програми «20-20-20» до 2020 р.: скорочення споживання первинних енергоносіїв на 20%, збільшення виробництва енергії з поновлюваних джерел на 20% і зменшення викидів вуглекислого газу на 20%, зменшення рівня шуму. ErP директива блокує поширення на території Євросоюзу вентиляційного обладнання, яке не відповідає встановленим рівням звукової потужності. Пристрої, що задовольняють вимогам стандарту, отримують пропуск на європейський ринок.

Для проведення випробувань технічних засобів на електромагнітну сумісність (ЕМС), вентиляційних систем шумові виконання науково-дослідних робіт використовується звукозаглушена або ЕМС-камера, екранована камера [30].

Першу випробувальну камеру побудував у 1910 р Уоллес Клемент Себін. У 1933 р. у США створена Асоціація акустичних матеріалів. У 1934 р Асоціація випустила щорічний бюлетень звукопоглинальних коефіцієнтів. Найвідоміша сучасна звукозаглушена камера встановлена у США ученими лабораторії Орфілда, де проходять підготовку астронавти [27]. Серед українських учених відомі: Кононенко А.П., Лисюк М.О., В. П. Заєць, М. Трохименко, Г. Фаренюк.

У сфері вимірювання акустичних параметрів є два види спеціалізованих ISO стандартів для розрахунку рівнів звукового тиску в лабораторних умовах [28], [29]: ISO 3745 - точний метод; ISO 3744 - інженерний (розрахунковий) метод [44], [48]. Дані стандарти відрізняються підходами до проведення тестування, включаючи забезпечення заглушеного середовища для акустичних випробувань. Стандарти ISO 3744 та ISO 3745 - це частина серій стандартів ISO 3740, які

встановлюють методи для визначення рівнів звукового тиску (Sound Pressure Level, далі SPL) для різних типів обладнання (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 - Порівняння стандартних відхилень заглушеної камери у відповідності до ISO 3744 та ISO 3745

1/3 смуга октави центральної частоти (Гц)	Припустиме відхилення, δ (дБ)	
	ISO 3744	ISO 3745
50-80	5,0	2,0
100-630	3,0	1,0
800 – 5000	2,0	0,5
6300-10000	1,5	1
12500-20000	2,5	2,0
Середньозважене значення рівня звукового тиску	1,5	0,5

Обидва цих стандарти вимагають забезпечення умов вільного поля або вільного поля з пласким відбиваючим середовищем. На даний момент існують дві основні вимоги до акустичного середовища, що повинні відповідати ISO 3744 та ISO 3745: допустима похибка створюваного вільного звукового поля (Free Field Adequacy, далі - FFA); фоновий шум (Background Noise). Якщо вимоги до фонового шуму в камері залежать від рівня шуму тестованого джерела звуку, то основний критерій для FFA не залежить від джерела звуку, який випробовується всередині заглушеного приміщення. Звуковий тиск знижується при збільшенні відстані від джерела звуку [56], [57], [60]. Вимірний параметр порівнюється з теоретичним падінням рівня від точки джерела у вільному звуковому полі і різниця повинна бути менше, ніж значення, наведені у таблиці 2.1. Якщо значення перевищує максимальне, то необхідно використовувати стандарт ISO 3744.

Якщо значення $\delta < 0,5$ дБ в кожній смузі частот, то камера атестується за стандартом ISO 3745. Якщо різниця лежить в значеннях від 6 до 10 дБ, слід застосовувати коефіцієнт корекції K1 відповідно до стандарту ISO 3744.

У результаті порівняльного аналізу визначено, що стандарт ISO 3745 гарантує найвищий рівень точності вимірювання але вимагає досвіду побудови звукопоглинальних камер. ISO 3744 також пропонує високі показники точності, але у вимірах окремих типів приладів, де висока точність занадто кошторисна та надлишкова.

2.1.1 Аеродинамічний розрахунок повітропроводів

Повітрообмін – це часткова або повна зміна повітря в приміщенні. Якщо повітрообмін протягом години виражений через обсяг приміщення, то таке абстрактне число називається кратністю повітрообміну. Кількість зовнішнього повітря, оброблюваного і вводиться в приміщення, має великий вплив на витрату тепла і холоду. Тому з метою економії енергії там, де це можливо, необхідно прагнути до зменшення кількості оброблюваного зовнішнього повітря.

Для виконання аеродинамічного розрахунку повітропроводів необхідно розбити систему на окремі ділянки і визначити довжини та витрати повітря на кожній відповідно до державних стандартів, будівельних норм та нормативних документів [11], [15], [16],[17], [18].

Для обчислення швидкості потоку повітряної маси в обраному сегменті вентиляційного каналу при заданих параметрах використовували формулу (2.1):

$$v = \frac{L}{3600 * S'} \quad (2.1)$$

де v - швидкість повітряного потоку, м/с;

L – витрати повітря, м³/год.;

S – площа перетину повітряних каналів, м².

Фактична площа перетину повітропроводів прямокутної форми визначається за формулою (2.2):

$$S = A * B, \quad (2.2)$$

де S – фактична площа перетину, м²;

A и B – ширина і висота прямокутного повітропроводу, м.

Для визначення оптимальної площі перетину необхідні значення витрат повітря та рекомендовану швидкість руху повітря на ділянках (табл. 2.2)

Таблиця 2.2 – Рекомендована швидкість руху повітря

Вентиляційні системи	Швидкість руху повітря, м/с
Жалюзі повітрязабору:	
для громадських будівель	2,0-4,0
для промислових будівель	6,0-8,0
Горизонтальний повітропровід:	
для громадських будівель	5,0-8,0
для промислових будівель	8,0-12,0
Вертикальний повітропровід:	
для громадських будівель	2,0-5,0
для промислових будівель	6,0-10,0
Витяжні та припливні шахти:	
для громадських будівель	2,0-6,0
для промислових будівель	6,0-8,0
Магістральні повітропроводи	6,0-8,0
Бічні відгалуження	4,0-5,0
Розподільчі повітропроводи	1,5-2,0
Припливні стельові решітки	1,0-3,0
Витяжні решітки	1,5-3,0

Оптимальну площу перетину розраховують за формулою (2.3):

$$S = \frac{L}{v}, \quad (2.3)$$

де v - швидкість повітряного потоку, м/с;

L – витрати повітря, м³/год.;

S – площа перетину повітряних каналів, м².

У відповідності до отриманих значень підбирають стандартні розміри повітропроводу.

Опір проходженню повітря у вентиляційній системі, в основному, визначається швидкістю руху повітря у цій системі. Зі збільшенням швидкості зростає і опір. Це явище називається втратою тиску, розраховується за формулою (2.4):

$$P_{\text{тр}} = \left(x * \frac{l}{d} \right) * \frac{v * \gamma}{2g}, \quad (2.4)$$

де x - коефіцієнт опору тертя,

l - довжина воздуховода в метрах,

d - діаметр воздуховода в метрах,

v - швидкість течії повітря в м / с,

γ - щільність повітря в кг / куб.м.,

g - прискорення вільного падіння (9,8 м / с²).

Якщо повітропровід має не кругле, а прямокутний перетин, в формулу треба підставляти еквівалентний діаметр, який для воздуховода зі сторонами A і B дорівнює: $d_{\text{екв}} = 2AB / (A + B)$.

Статичний тиск, який створюється вентилятором, обумовлює рух повітря у вентиляційній системі, яка має певний опір. Чим вищим є опір такої системи, тим меншим є витрата повітря, яке переміщується вентилятором [1].

Втрата тиску в системі повітропроводів може бути зменшена за рахунок збільшення перерізу повітропроводів, які забезпечують відносно однакову швидкість повітря в усій системі.

У системах з великою протяжністю повітропроводів та великою кількістю вентиляційних решіток доцільно розташовувати вентилятор у середині вентиляційної системи. Таке рішення має декілька переваг. З одного боку, зменшуються втрати тиску, а з іншого боку, можна використовувати повітропроводи меншого перерізу. Розрахунок необхідно почати зі складання ескізу системи із зазначенням місць розташування повітропроводів, вентиляційних решіток, вентиляторів, а також довжин ділянок повітропроводів між трійниками, після цього визначити витрату повітря на кожній ділянці мережі [1].

Для проектування повітряних мереж часто застосовують метод допустимих швидкостей [1]. Згідно метода: задають оптимальну швидкість повітря (згідно табличним даними з довідкової літератури), визначають перетин або діаметр повітроводу, а також відповідні втрати тиску. Метод допустимих швидкостей має наступну послідовність:

1) креслять аксонометричну схему системи повітроводів. На схемі треба вказати порядковий номер кожної розрахункової ділянки, кількість повітря L , $\text{м}^3/\text{год}$, та довжину кожної ділянки повітроводу, м. По-перше рахують найбільш віддалену від вентилятора і найнавантаженишу ділянку мережі.

2) за номограмою (з довідкової літератури), задаючи швидкістю руху повітря, опираючись на вимогами для даного приміщення, і знаючи кількість повітря L , що проходить по даній ділянці, обираємо діаметр кожної ділянки повітроводу d , далі визначаємо швидкісне тиск $v^2/2g$ [2] (відповідні втрати тиску на тертя R .)

3) за табличними даними [2] визначаємо суму коефіцієнтів місцевих опорів $\Sigma\xi$.

4) Знаходимо добуток отриманих значень $\Sigma\xi$ на швидкісний тиск $v^2/2g$, отримуємо величину втрат на місцеві опори z .

5) тиск для подальшого відгалуження мережі повітроводів визначаємо, як суму втрат тисків на ділянках мережі заданого відгалуження.

2.1.2 Акустичний розрахунок

Основою для проектування шумоглушення систем вентиляції та кондиціонування повітря є акустичний розрахунок - обов'язковий додаток до проекту вентиляції будь-якого об'єкта. Основні завдання такого розрахунку: визначення октавного спектра повітряного, структурного вентиляційного шуму в розрахункових точках і його необхідного зниження шляхом зіставлення цього спектра з допустимим спектром по гігієнічним нормам. Після підбору будівельно-акустичних заходів щодо забезпечення необхідного зниження шуму проводиться

перевірочний розрахунок очікуваних рівнів звукового тиску в тих же розрахункових точках з урахуванням ефективності цих заходів [45].

Вихідними даними для акустичного розрахунку є шумові характеристики обладнання - рівні звукової потужності (УЗМ) в октавних смугах з середньгеометричними частотами 63, 125, 250, 500, 1 000 2 000, 4 000, 8 000 Гц. Для орієнтовних розрахунків іноді використовують кориговані рівні звукової потужності джерел шуму в дБ [3], [13].

Розрахункові точки розташовуються в місцях проживання людини, зокрема, на місці встановлення вентилятора (у вентиляційній камері); у приміщеннях або на ділянках, що межують з місцем установки, що обслуговуються системою вентиляції; де проходять транзитом; у зоні пристрою прийому або викиду повітря, або тільки прийому повітря для рециркуляції.

Необхідне зниження рівня звукового тиску L_H (дБ) якщо в приміщення надходить шум від одного джерела, визначають за формулою (2.5):

$$L_H = L_i L_{\text{доп}i} + 5, \quad (2.5)$$

де L_i – октавний рівень звукового тиску, дБ, в i -й октавній смузі;

$L_{\text{доп}i}$ – допустимий за нормами октавний рівень звукового тиску в i -й октавній смузі, дБ.

При надходженні шуму у приміщення від n джерел, необхідне зниження рівня звукового тиску L_H (дБ) визначається за формулою (2.6):

$$L_H = L_i L_{\text{доп}i} + 5 + 10 \times \lg n, \quad (2.6)$$

де n – загальне число прийнятих у розрахунках джерел шуму,

\lg - це десятковий логарифм, і він показує ступінь, в який зводиться число 10; тобто, якщо $10 \lg = 100$, то $\lg = 2$, інакше $\lg 100 = 2$.

Октавні рівні звукового тиску L , дБ, шуму, який пройшов по каналу або повітропроводу, визначають в розрахункових точках приміщень і територій за величинами рівнів звукової потужності $L_{W\text{пр}}$, дБ, шуму, що пройшов по каналу від джерела, на виході в об'єкт шумозахисту з розрахунковою точкою.

Рівні звукової потужності $L_{W\text{пр}}$, при проходженні шуму по каналу, який виходить в приміщення або на прилеглу територію, що захищаються від шуму, а шум на другому його кінці випромінюється джерелом безпосередньо в даний канал – визначають в октавних смугах частот [12] за формулою (2.7):

$$L_{W\text{пр}} = L_{W\text{вх}} - \Delta L_{W\text{сум}}, \quad (2.7)$$

де $\Delta L_{W\text{сум}}$ – сумарні втрати октавних рівнів звукової потужності шуму на шляху його поширення від джерела по каналу або повітропроводу (на прямих ділянках, поворотах, внаслідок відбиття звуку від відкритого кінця повітропроводу тощо), дБ від входу в канал до виходу в об'єкт шумозахисту з розрахунковою точкою;

$L_{W\text{вх}}$ – октавний рівень звукової потужності, що випромінюється джерелом шуму безпосередньо в канал, дБ; приймається за даними технічної документації на джерело шуму, а при їх відсутності – за даними акустичних вимірювань.

Сумарні втрати рівнів звукової потужності $\Delta L_{W\text{сум}}$, дБ, на шляху поширення шуму по повітропроводу або каналу визначають в октавних смугах частот за формулою (2.8):

$$\Delta L_{W\text{сум}} = \sum_{i=1}^n \Delta L_{W_i}, \quad (2.8)$$

де ΔL_{W_i} – втрати рівнів звукової потужності в окремих елементах повітропроводу (поворот, розгалуження, зміна поперечного перерізу, відбиття звуку від відкритого кінця каналу тощо), дБ;

Втрати рівнів звукової потужності на 1 м довжини на прямих ділянках металевих повітропроводів прямокутного і круглого перерізів приймають відповідно до таблиці 2.3 в залежності від величини гідравлічного діаметра повітропроводу D_r .

Таблиця 2.3 - РВЗП на прямих ділянках повітропроводів [12]

Форма поперечного перерізу повітропроводу	Гідравлічний діаметр повітропроводу D_r , мм	Втрати рівнів звукової потужності ΔL_w , дБ, в октавних смугах з середньо геометричними частотами, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Прямокутна	75 – 200	0,60	0,60	0,45	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
	210 – 400	0,60	0,60	0,45	0,30	0,20	0,20	0,20	0,20
	410 – 800	0,60	0,60	0,30	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
	810 – 1600	0,45	0,30	0,15	0,10	0,06	0,06	0,06	0,06

Гідравлічний діаметр повітропроводу D_r визначають за формулою (2.9):

$$D_r = \frac{4F}{\Pi}, \quad (2.9)$$

де F – площа поперечного перерізу повітропроводу;

Π – периметр повітропроводу.

Якщо повітропровід з облицюванням, то результат помножуємо на 1,5.

Вентиляційні отвори повинні бути довгими і вузькими. Необхідно покрити їх абсорбуючі матеріалами, від яких залежить заглушення. Правила вимагають, щоб довжина каналу в 5 разів перевищувала ширину отвори. Заглушення можна збільшити, зігнувши канал, формула (2.10).

$$L = 5 \times a, \quad (2.10)$$

де L – довжина каналу;

a – ширина отвору.

Рівень втрат звукової потужності (РВЗП) на прямих ділянках розраховуємо за формулою (2.11):

$$\Delta L_{w_i} = l * \Delta L_w * 1,5, \quad (2.11)$$

де l довжина прямої ділянки повітропроводу.

Втрати рівнів звукової потужності в прямокутних поворотах повітропроводів, облицьованих всередині звукопоглинальним матеріалом, приймають відповідно до таблиці 2.4 у залежності від ширини повороту D .

Таблиця 2.4- РВЗП у прямокутних поворотах повітропроводів

Місце звукопоглинального облицьовання і ширина повороту D , мм	Втрати рівнів звукової потужності ΔL_w , дБ, в октавних смугах з середньгеометричними частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Облицьовання до і після повороту								
125	0	0	0	1	6	12	14	16
250	0	0	1	6	12	14	16	18
500	0	1	6	12	14	16	18	18
1000	1	6	12	14	16	18	18	18

Втрати рівнів звукової потужності шуму в октавній смузі з середньгеометричною частотою 31,5 Гц допускається визначати за лінійною екстраполяцією даних, наведених у таблицях Д.1, Д.2, Д.3, Д.5, Д.6 / ДСТУ-Н Б В.1.1-ХХ:201Х [13].

Таблиця 2.5 - РВЗП у результаті відбиття звуку від відкритого кінця повітропроводу, коли він вільно виступає в приміщення або в атмосферу

Діаметр повітропроводу або корінь квадратний із площі поперечного перерізу кінця прямокутного повітропроводу (решітки), мм	Втрати рівнів звукової потужності ΔL_w , дБ, в октавних смугах з середньгеометричними частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
250	16	10	4	1	0	0	0	0
280	15	9	4	1	0	0	0	0
315	14	8	3	0	0	0	0	0
350	13	7	2	0	0	0	0	0
400	12	6	2	0	0	0	0	0

Для зниження шуму, що поширюється по повітропроводах від вентилятора, а також від фасонних елементів і шляхової арматури, призначені шумоглушники (рис. 2.1).

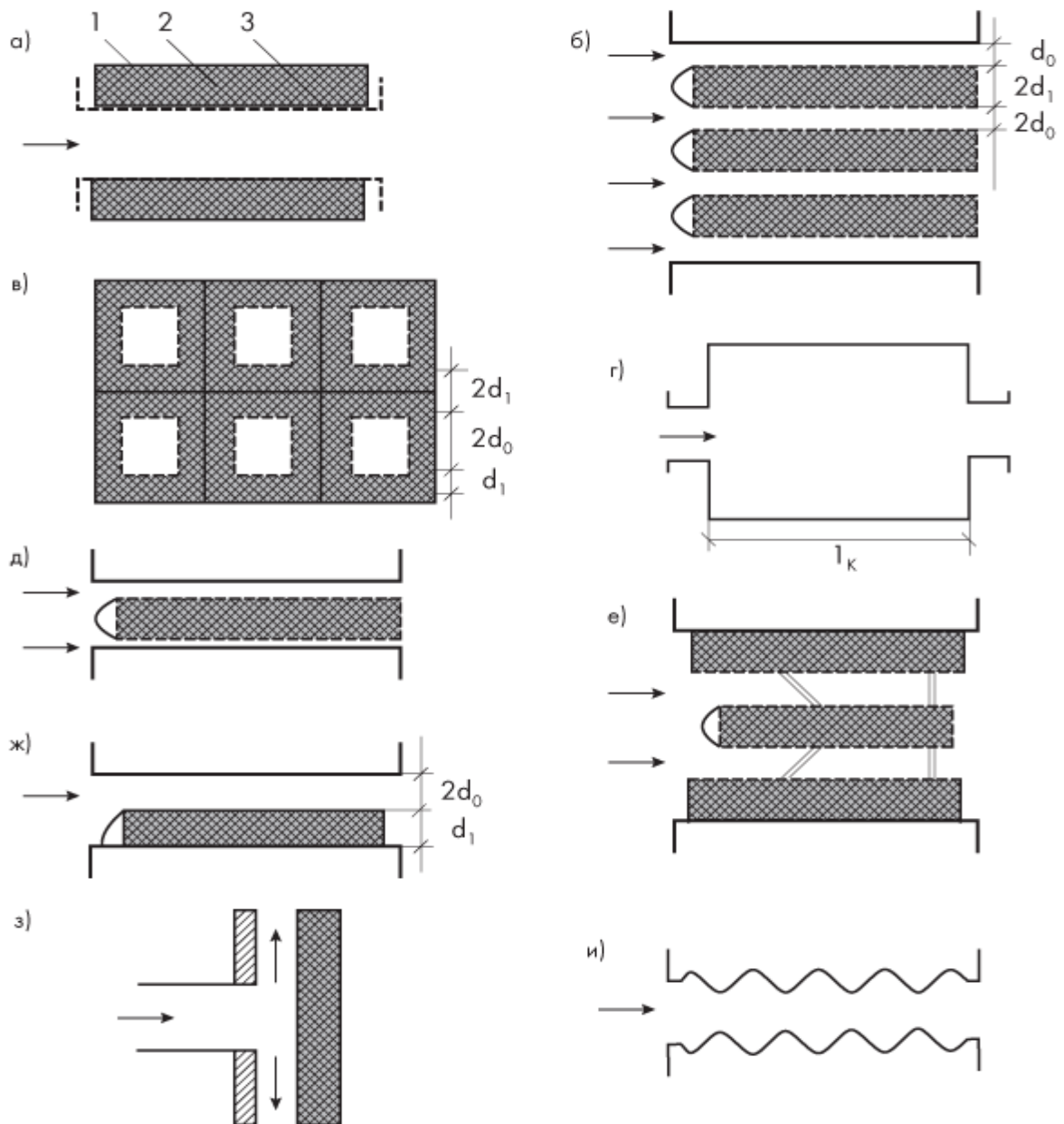


Рисунок 2.1 Схеми різних типів шумоглушників [8]:

а – трубчастий; б – пластинчастий; в – сотовий; г – камерний; д – циліндричний; е – комбінований; ж – каналний; з – екранний; и – гнучкий воздуховід; 1 - корпус; 2 - звукопоглинальний матеріал; 3 - перфороване покриття.

Їх застосовують у тих випадках, коли раціональним вибором параметрів вентиляційної системи, її відповідним компонуванням, використанням малошумного вентилятора не можна добитися рівня звукового тиску,

допустимого для цього приміщення, зони, об'єкту. Вибір конструкції глушника залежить від спектру необхідного зниження шуму, від розмірів повітропроводу і допустимої швидкості повітряного потоку, від наявного запасу по тиску в мережі, від місця розташування. Оскільки вказані джерела випромінюють аеродинамічний (повітряний) шум з широкосмуговим спектром, для його зниження найбільш придатні активні глушники (із звукопоглинальним матеріалом), що забезпечують задовільну ефективність також в широкому діапазоні частот. Переважно використовуються трубчасті, пластинчаті, каналні глушники, рідше циліндричні, двокамерні, екранні і облицьовані зсередини повітропроводи (на поворотах). Ростає попит на гнучкі повітропроводи, що мають акустичні властивості [13 - 20].

Трубчастий глушник круглого або прямокутного перерізу конструктивно найбільш простий і є трубою, стінки якої поглинають звук.

Прозоре для звука покриття (перфорований металевий лист і склотканина, плівки) призначені для збереження форми повітряного каналу, захисту від механічних ушкоджень і відвертання від видування потоком звукопоглинального матеріалу (ЗПМ). Загасання в трубчастому глушнику пропорційно довжині активної частини (числу його калібрів), периметру прохідного перерізу і коефіцієнту звукопоглинання, залежному від фізико-механических властивостей і товщини шару звукопоглинального матеріалу (ЗПМ). При збільшенні шару ЗПМ ефективність трубчастого глушника зростає на низьких частотах (найбільш важливий з точки зору шумоглушення діапазон). Тому для забезпечення необхідного зниження шуму досить замість глушника завдовжки 1 м з товщиною шару ЗПМ 50 мм встановити глушник завдовжки 0,5 м з товщиною шару ЗПМ 100 мм. До різновидів трубчастих трубчастих глушників можна віднести різноманітні гнучкі (каркасні і безкаркасні) круглі повітропроводи. Вони нині використовуються у вентиляційних системах, передусім, для плавного підведення повітря до розподільних пристроїв.

Результати випробувань показують, що різноманітні каркасні повітропроводи із звукопоглинанням, наприклад, при довжині 1 м і внутрішньому діаметрі 200 мм на низьких частотах мають невисоку акустичну ефективність (3-7

дБ), проте вона істотно збільшується із зростанням частоти і досягає максимуму (20-25 дБ) на частотах 500-2000 Гц. Акустична ефективність безкаркасного повітропроводу (з пенофола) вища, ніж у каркасного без звукопоглинального шару, але значно нижче, ніж у каркасного із звукопоглинанням. На особливу увагу заслуговують гнучкі повітропроводи, оскільки характер зниження в них рівня шуму істотно відрізняється. Вони дуже ефективні не лише на високих, але і на низьких частотах. Акустична ефективність такого повітропроводу завдовжки 1 м на частоті 63 Гц складає 10 дБ і підвищується на частоті 250 Гц до 23 дБ. Зі збільшенням довжини вона значно зростає (рис. 2.2). Для збільшення загасання в повітропроводах великих розмірів застосовують рівномірний розподіл ЗПМ по перерізу. Цей принцип притаманний пластинчатому глушнику, ефективність якого не залежить від кількості та висоти пластин і від схеми його компонування. Стільниковий глушник за своїми акустичними якостями не поступається пластинчатому практично в усьому діапазоні вимірюваних частот, а на найнижчих і вищих частотах він навіть дещо ефективніше. Недоліком стільникових глушників є дуже високий гідравлічний опір і великі габарити, що часто є перешкодою для їх використання.

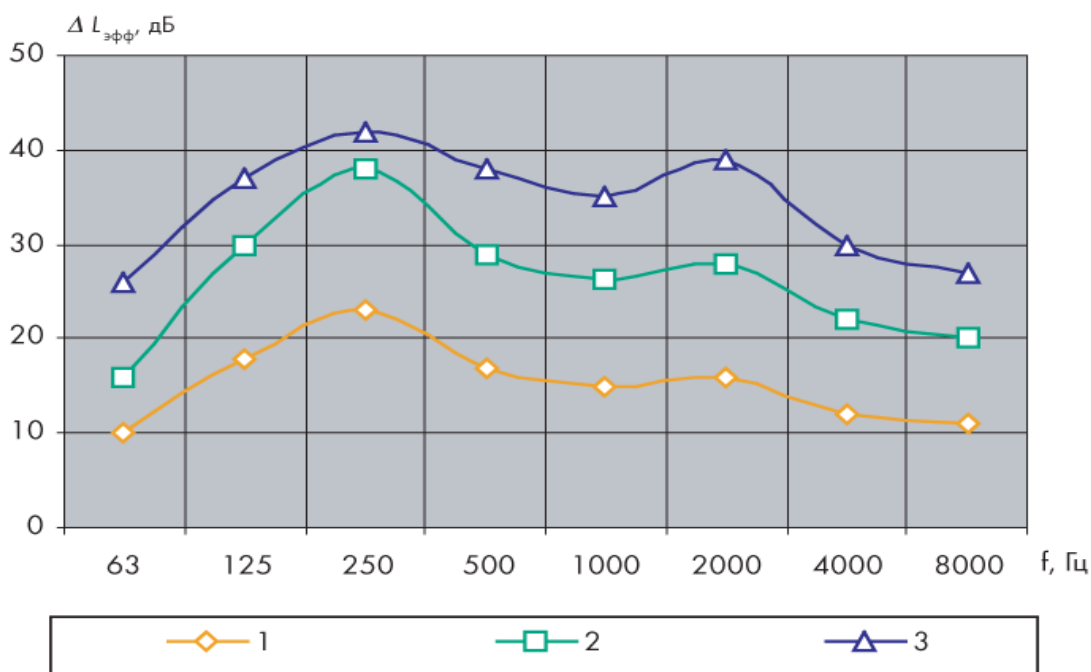


Рисунок 2.2 Акустична ефективність гнучких повітропроводів залежно від довжини активної частини: 1 – каркасні повітропроводи без звукопоглинання; 2 – каркасні повітропроводи зі звукопоглинанням; 3 – гнучкі повітропроводи [8]

У комбінованих глушників ефективність вища, ніж у складових елементів. В той же час, вони мають більш високий гідравлічний опір і дорожчі, що часто унеможливує їх застосування. Ефективність усіх розглянутих вище глушників зростає у міру збільшення їх довжин.

2.2 Оцінка впливу параметрів системи вентиляції на її гучність

При проектуванні системи вентиляції необхідно, перш за все, вибрати повітрообмін без зайвих запасів, т. К. Зі збільшенням кількості повітря зростають швидкості його руху в елементах повітропроводів і їх гідравлічні опору або поперечні розміри. Наслідком цього є зростання надходить в приміщення потоку звукової енергії. Опір системи вентиляції визначається конфігурацією і розмірами мережі повітропроводів за умови, що опір одно що розвивається тиску вентилятора. Конфігурація системи вентиляції зазвичай задана умовами компонування, а розміри -економічність, мінімальними габаритами і низькою генерацією шуму в фасонних елементах.

Вплив параметрів системи вентиляції на її гучність можна оцінити за допомогою відомих з робіт Є. Я. Юдина, справедливих при відсутності протитиску, коли опір мережі одно повного тиску вентилятора. Розрахунок рівня шуму в приміщенні розраховують за формулою (2.12):

$$L = B + 60 \lg Q - 50 \lg F_c + 10 \lg \frac{D^2}{F_c} + 30 \lg \xi - 30 \lg \psi, \quad (2.12)$$

де ψ - коефіцієнт тиску;

Q, D – витрати повітря і діаметр патрубку вентилятора (повітропровода); F_c - площа перетину патрубку вентилятора (повітропровода);

ξ – коефіцієнт опору, що враховує втрати у фасонних елементах та прямих ділянках повітропроводів;

B – величина, що включає критерії подібності вентилятора і поглинання звуку у приміщенні.

Це рівняння дає можливість оцінити вплив параметрів мережі повітроводів, а саме:

- а) при заданій конфігурації мережі і розмірах повітроводів зменшення витрат знижує рівень шуму на величину $DL = 60 \lg Q_2/Q_1$;
- б) збільшення поперечних розмірів повітроводів знижує рівень шуму на величину $DL = 50 \lg F_{c2}/F_{c1}$;
- в) зниження коефіцієнта опору мережі також є важливим засобом зниження шуму $DL = 30 \lg x_{c2}/x_{c1}$, тому слід прагнути до застосування фасонних елементів більш досконалої аеродинамічної форми.

Для оцінки впливу швидкості повітря та площі перетину у вентиляційних каналах на поширення звуку використовували методичні основи Ржевкіна С.М. [5], де зазначено, що повітропровід навіть постійного перетину підсилює звук, формула (2.13):

$$L_N = 10 + 50 \log(v, m/s) + 10 \log(S, m^2) + B, \quad (2.13)$$

де L_N - рівень звукової потужності, дБ;

v - швидкість повітря, м / с;

S - площа поперечного перетину повітропроводу, м²;

B - експериментальна поправка, що залежить від форми поперечного перетину повітропроводу, дБ: для круглого - 12 дБ, для квадратного - 8,5 дБ, а для прямокутного - 13 дБ.

Найбільше посилення буде при збігу частоти звуку з власною частотою повітропроводу (резонанс). Частоти резонансів на розміри сегмента визначали за формулою (2.14):

$$f_{рез.} = \frac{c_{пов.}}{2L}, \quad (2.14)$$

де $f_{рез.}$ – частота резонансу, Гц;

$c_{пов.}$ – швидкість звуку у повітрі, м/с;

L – довжина сегменту, м.

Зміни рівня звукового тиску по довжині каналу та згасання рівня звукової енергії визначають за формулою [71] (2.15):

$$\Delta L_w = L_1 - L_2 + 10 \lg \frac{S_1}{S_2}, \quad (2.15)$$

де L_1, L_2 - середні рівні звукового тиску у початковому та кінцевому перетинах;

S_1, S_2 – площі поперечних перетинів каналу, відповідно, у початковому та кінцевому перетинах.

З одного боку, збільшення швидкості потоку повітря дозволяє зменшити площу поперечного перерізу повітропроводу, зробити його компактнішим і тим самим знизити витрати на виготовлення і монтаж. З іншого боку, підвищення швидкості потоку повітря призведе до необхідності застосування високонапірних вентиляторів, а вони при однаковій продуктивності з низьконапірними споживають більш високу (додаткову) енергію, відповідно мають більш високі експлуатаційні витрати.

У кожному конкретному випадку слід шукати компромісне рішення між цими суперечливими вимогами.

2.3 Комп'ютерне моделювання вентиляційних каналів

Аналіз впливу швидкості основного потоку газу у вентиляційному каналі при змінах площі перетину [7] на поширення звуку виконували у програмі COMSOL Multiphysics 5.2, що реалізує метод скінченних елементів (МСЕ), який у даний час, виступає у якості світового стандарту [47]. Для створення моделі вентиляційного каналу нами застосована Solidworks 2016×64 Edition. Отримана 3d модель конвертовано у формат Parasolid.

Comsol Multiphysics® - це інтерактивне середовище для моделювання та розв'язання всіх типів наукових та інженерних задач, що ґрунтуються на звичайних диференціальних рівняннях (ЗДР) та диференціальних рівняннях в часткових похідних (ДРЧП). За допомогою цього програмного продукту також розв'язуються задачі з різних областей фізики, які пов'язані між собою одним

або декількома параметрами. Наприклад, розв'язання сполученої задачі гідрогазодинаміки та теплообміну, електродинаміки та теплообміну тощо. Розв'язання задач в Comsol Multiphysics® не вимагає поглиблених знань вищої математики, а також чисельних методів розв'язання диференціальних рівнянь [31]. Зазначимо, що за допомогою програмного продукту Comsol Multiphysics® можна розв'язувати не тільки задачі, що сформульовано у вигляді ЗДР або ДРЧП, але також алгебраїчні лінійні та нелінійні рівняння. Завдання диференціальних рівнянь у частинних похідних, граничних і початкових умов (у разі розв'язання нестационарної задачі) в Comsol Multiphysics® можна здійснити за допомогою: графічного інтерфейсу користувача; мови програмування Comsol® Script™, Matlab®.

Завдання диференціальних рівнянь в частинних похідних в Comsol Multiphysics® можна здійснити двома способами: 1) у загальному вигляді; 2) у коефіцієнтному вигляді. Для розв'язання рівнянь Comsol Multiphysics® застосовує метод скінченних елементів. Робота передбачає застосування наступних блоків програмного продукту, опис яких в достатньо докладному вигляді наведено у літературі [5,7, 21]:

- навігатор моделей і головне меню;
- робоча область графічного інтерфейсу користувача;
- задання функцій, констант та виразів;
- задання фізичних властивостей матеріалів та початкових умов;
- задання граничних умов задачі;
- побудова сітки скінченних елементів;
- розв'язання задачі та візуалізація результатів розв'язку.

Програмний продукт Comsol Multiphysics® дозволяє розв'язувати задачі з наступних галузей науки та техніки: акустика, біотехнологія, кінетика хімічних реакцій, дифузія, електромагнетизм, гідрогазодинаміка, електрохімія, геофізика, складається з низки вбудованих модулів: електротехнічний модуль, модуль акустики, хімічний модуль, геотехнічний модуль, модуль теплообміну, модуль мікроелектромеханіки, електромагнетичний модуль, модуль будівельної

механіки та має новий додаток: Absorptive Muffler Designer (проектувальник поглинаючих глушників). Глушники використовуються, наприклад, для ослаблення рівня шуму двигунів внутрішнього згоряння і повинні належним чином працювати в заданому діапазоні частот. Мірою ослаблення служить загасання - залежність зменшення амплітуди коливань (дБ) від частоти. Додаток Absorptive Muffler Designer (проектування поглинаючих глушників) призначене для дослідження і проектування простого резонуючого глушника з обшивкою з пористого матеріалу. За допомогою цієї програми можна виконати аналіз індуктивного і резистивного демпфірування в глушнику за вашим вибором. Додаток дозволяє досліджувати результати після зміни розмірів глушника, умов експлуатації і характеристик пористого матеріалу обшивки [5,18-21].

Метод скінченних елементів (МСЕ) –це чисельний метод рішення диференціальних рівнянь з приватними похідними, а також інтегральних рівнянь, що виникають при вирішенні завдань прикладної фізики. Область у якій потрібно знайти рішення диференціальних рівнянь, поділяється на декілька кінцевих під областей (елементів). Складається система лінійних алгебраїчних рівнянь. Кількість рівнянь дорівнює кількості невідомих значень у вузлах, на яких шукають рішення вихідної системи, прямо пропорційно кількості елементів, що істотно спрощує її розв'язок [47].

МСЕ виник з потребою розв'язування складних задач еластичності та структурного аналізу в цивільній, морській та авіаінженерії. Його розвиток можна відслідкувати ще в роботах Олександра Хренікова (1941) та Річарда Куранта (1942). При тому, що бачення двох науковців були неймовірно різними, вони усе ж таки сходились на найважливішому: розподілення великої неперервної області на менші домени, які як правило називаються елементами.

Розглянемо дію методу формули (2.16) і(2.17):

$P1$ – є одновимірною проблемою:

$$P1 : \begin{cases} u'' = f \text{ in } (0,1), \\ u(0) = u(1) = 0, \end{cases} \quad (2.16)$$

де f є заданою функцією;

u - невідома функція від x , і u'' є другою похідною функції u по змінній x . Двовимірна проблема є відомою під назвою проблема Діріхле:

$$P2 : \begin{cases} u_{xx} + u_{yy} = f \text{ in } \Omega, \\ u = 0 \text{ on } \delta\Omega, \end{cases} \quad (2.17)$$

де ψ є відкритою зв'язною областю на площині (x,y) з чіткою межею (наприклад багатокутником);

u_{xx} u_{yy} – другі похідні функції u по x , та по y відповідно.

Проблему $P1$ можна розв'язати прямо – обраховуванням первісних. Хоча цей метод розв'язування задач на межових значеннях працює коли є тільки один просторовий вимір і не узагальнюється на багатовимірні задачі чи на задачі виду $u + u'' = f$. З цієї причини ми застосуємо метод скінченних елементів на $P1$ і опишемо його узагальнення на $P2$ [47].

На першому кроці ми маємо перетворити часткове диференціальне рівняння (ЧДР) варіаційну форму. Другий крок полягає у дискретизації, де ця форма є дискретизованою на скінченновимірному просторі. Після цього ми маємо конкретну формулу для великої, скінченновимірної лінійної задачі, розв'язок якої буде приблизно розв'язувати початкове ЧДР надалі скінченновимірну задачу розв'язують на комп'ютері. Вчений Курант перший почав розділяти область на скінченну кількість трикутних підобластей, які відповідають розв'язкам еліптичних ДРЧП другого порядку, що постають від проблеми скручення циліндра. Його внесок був еволюційним, тобто спирався на великий багаж знань про такі ДРЧП, який накопичили Хреніков, Рейліг, Рітц та Гальоркін.

Розвиток методу скінченних елементів почався в середині 1950-х років для потреб аеротруби та структурного аналізу і дістав свого найбільшого розвитку в Штутгартському університеті в роботі Джона Аргеріса та в університеті Берклі, а точніше в роботі Рея В. Клафа в 1960-х для використання у цивільній інженерії. До кінця 1950-х ключові концепції матриці жорсткості та збір елементів вже існували практично в таких само формах, в яких вони застосовуються і зараз. В 1965 році на замовлення НАСА була написана програма НАСТРАН, як програмне забезпечення побудоване для реалізації МСЕ. Сам

метод був строго доведений в 1973 році в публікації Стренга та Фікса - «Аналіз методу скінченних елементів».

Найважливішими перевагами методу скінченних елементів є те, що властивості матеріалів суміжних елементів можуть бути різними. Це дозволяє застосовувати метод до тіл, складених з декількох матеріалів. Скінченними елементами є прості області (прямі лінії, трикутники, прямокутники, піраміди, призми). Таким чином, даним методом можна апроксимувати тіла із складною формою країв. Розміри елементів можуть бути змінними. Це дозволяє збільшувати чи зменшувати елементи сітки. За допомогою МСЕ легко розглянути граничні умови з розривним поверхневим навантаженням, а також змішані граничні умови. Алгоритм методу скінченних елементів дозволяє створити загальні програми для розв'язку завдань різного класу. Завдання зводиться до розв'язку системи рівнянь алгебри великої розмірності. Проте хороша обумовленість системи розв'язних рівнянь алгебри дозволяє отримувати досить точні розв'язки для систем рівнянь розмірністю 5-10 мільйонів і більше.

Головний недолік цього методу полягає у потребах великого обсягу пам'яті ЕОМ і високої швидкості розрахунку. В наш час розвиток ЕОМ практично усунув цей недолік [47].

SolidWorks 2016 × 64 Edition - продукт компанії SolidWorks Corporation (зараз - дочірня компанія Dassault Systèmes), САПР, інженерного аналізу та підготовки виробництва будь-якої складності та призначення. SolidWorks є ядром інтегрованого комплексу автоматизації підприємства, за допомогою якого здійснюється підтримка життєвого циклу виробу згідно з концепцією CALS - технологій, включаючи двонаправлений обмін даними з іншими Windows-застосунками та створення інтерактивної документації.

Програма з'явилась в 1993 році та склала конкуренцію таким продуктам як AutoCad та Autodesk Mechanical Desktop, SDRC I-Deas і Pro/Engineer, Solid Edge. В залежності від класу задач, що розв'язуються, замовникам пропонується три базових конфігурації системи: SolidWorks, SolidWorks Professional та SolidWorks Premium. У результаті співробітництва із всесвітньо відомою компанією Dassault

Systemes SolidWorks Corp. (США-Франція), за підтримки авторизованого представника SolidWorks на території України – компанії «Інтерсед Україна», факультет інженерної механіки з 2010 року має право безкоштовно забезпечувати студентів найсучаснішими версіями ліцензійного програмного забезпечення SolidWorks – на сьогоднішній день для наших студентів для роботи на домашніх комп'ютерах доступна версія 2014.

Класичні акустичні завдання на розсіювання, дифракцію, випромінювання, поширення і передачу звуку в різних середовищах (гази, рідини і тверді тіла) і їх комбінаціях виникають в різних областях науки і техніки і часто вимагають детального високоточного моделювання.

Пакет COMSOL Multiphysics® пропонує широкий набір інструментів для вирішення таких завдань за допомогою методу скінченних елементів (FEM), граничних елементів (BEM), розривного методу Гальоркіна (DG-FEM) та принципів геометричної акустики (Ray Acoustics) [69].

Отже, основою для проектування шумоглушення систем вентиляції та кондиціонування повітря є комплекс методичних підходів, стандартів та нормативних документів серед яких аеродинамічний розрахунок повітропроводів, що надає вихідні значення для акустичного розрахунку – це визначення октавного спектра повітряного, структурного вентиляційного шуму в розрахункових точках і його необхідного зниження шляхом зіставлення цього спектра з допустимим спектром по гігієнічним нормам. Після підбору будівельно-акустичних заходів щодо забезпечення необхідного зниження шуму проводиться перевірочний розрахунок очікуваних рівнів звукового тиску в тих же розрахункових точках з урахуванням ефективності цих заходів. Обчислення такими способами вимагає від проектувальника великих затрат часу. У якості альтернативи використовується метод скінченних елементів для моделювання у COMSOL Multiphysics.

РОЗДІЛ 3

ВИЗНАЧЕННЯ СПАДАННЯ АКУСТИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ В КАНАЛІ ЗА ДОПОМОГОЮ COMSOL MULTIPHYSICS

3.1 Проектування вентиляційного каналу

Вентиляційні системи можуть використовувати різновиди вентиляційних каналів в залежності від поставлених завдань, такі як:

- гнучкі повітроводи для систем кондиціонування і вентиляції;
- пластикові круглі і плоскі канали;
- вироби і повітроводи з оцинкованої сталі.

Гнучкі повітропроводи були винайдені в США під час Другої світової війни. Американському флоту були потрібні мобільні переносні системи транспортування повітря, здатні витримати значні перепади температури. Була розроблена передова конструкція гнучких повітропроводів під назвою "Спіраль". Конструкція повітропроводів виявилася вдалою і незабаром вона була затребувана не тільки флотом, а й сухопутними військами. Коли війна скінчилася, потреба в широкому застосуванні гнучких повітропроводів відпала. Винахід втратив свою актуальність. Лише тільки бурхливий розвиток кліматичного бізнесу в кінці двадцятого століття повернуло до життя вдалу конструкцію гнучких повітропроводів. У наші дні випуском гнучких повітропроводів займається ціла галузь промисловості, здатна задовольнити будь-які потреби в цьому виді продукції.

Гнучкі повітроводи (рис. 3.1) для систем кондиціонування і вентиляції використовують в основному для здешевлення вентиляційних каналів. У системах кондиціонування, які подають холодне повітря обов'язково використовують теплоізовані гнучкі повітроводи під назвою "Ізовент", який запобігає утворенню і скупчення конденсату в повітропроводі, часто використовується при установці каналного кондиціонера. Крім того ізовент може використовуватися і

для пересування теплого повітря і зменшення втрат температури теплого повітря при транспортуванні повітряного потоку, але для зовнішнього розміщення мають недостатню теплоізоляцію.



а) ізольований;

б) неізольований;

в) алювент

Рисунок 3.1 Види гнучких повітроводів [5]

У той же час їх цілком достатньо при русі холодного повітря всередині теплого приміщення, запобігаючи утворенню конденсату. Гнучкі повітроводи використовують в витяжних каналах для видалення забрудненого повітря. Ураховуючи значну кількість вигинів, рекомендується використовувати на розмір більше, ніж наприклад, при використанні пластикових каналів.

Переваги використання гнучких повітропроводів: коштують дешевше своїх металевих аналогів; монтаж не вимагає спеціальних інструментів і знань; роботи з прокладання мережі виконуються у мінімальні терміни; застосування не вимагає попередніх точних вимірювань.

Пластикові круглі і плоскі вентиляційні канали (рис. 3.2) отримали широке



Рисунок 3.2 Плоскі та круглі пластикові повітроводи [4]

застосування при підключенні кухонної витяжки та встановлення припливно-витяжної вентиляції продуктивністю до $1000 \text{ м}^3 / \text{год}$. Вентиляційні канали мають гладку поверхню, незначну вагу та добру щільністю з'єднання, їх зручно і швидко з'єднувати і встановлювати. До недоліків можна віднести велику кількість найменувань деталей, переходів, з'єднань, які необхідні для створення повноцінної вентиляційної системи.

Повітроводи з оцинкованої сталі – основний вид вентиляційних каналів при установці промислової, комерційної припливно-витяжної вентиляції (рис. 3.3).



Рисунок 3.3 Круглий та прямокутний повітроводи з оцинкованої сталі [4]

Спірально-навивні повітроводи мають широкий спектр використання, відрізняються достатньою міцністю і довговічністю, мають величезну кількість фасованих виробів, що дозволяють створити вентиляційні системи необхідної розрахункової продуктивності. Але варто відзначити значну вартість при порівнянні з гнучкими повітроводами.

Для проведення аналізу було запроектовано повітропровід довжиною 35,4 м, який складається з квадратного каркасу із сторонами 300 мм. Матеріал каркасу – оцинкована сталь товщиною 0,5 мм всередині якого звукопоглинальний матеріал K-FONIK ST GK товщиною 30 мм (10% від ширини каркасу) та металевої сітки товщиною 0,5 мм, загальна площа отворів 98% (рис. 3.4).

На вхід вентиляційної системи подано тиск в 2 Па, тобто рівень звукового тиску складає: $L_{w_{вх}} = 100$ дБ.

Далі наведені розрахунки та результати моделювання для частоти 500 Гц.

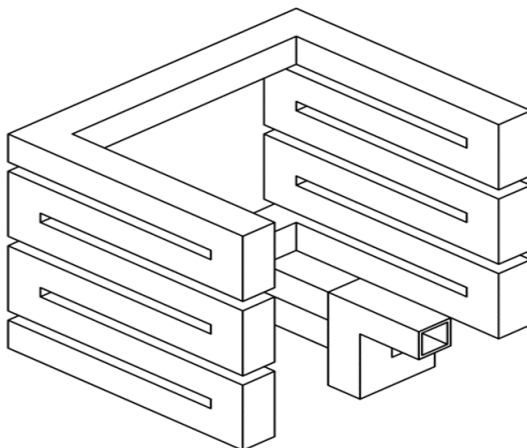


Рисунок 3.4 Запроектований шумопоглинальний вентиляційний канал [57]

Проте нами отримані результати і для частот 63, 125, 250, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц. Визначаємо гідравлічний діаметр повітропроводу за формулою (2.9):

$$D_r = \frac{4 \cdot 300 \cdot 300}{4 \cdot 300} = 300(\text{мм})$$

Втрати рівнів звукової потужності на прямих ділянках повітропроводів, на частоті 500 Гц, складають 0,3 дБ/м, тоді отримаємо: $\Delta L_{w_1} = 0,3 \cdot 35,4 = 10,62$ (дБ)

Втрати рівнів звукової потужності у прямокутних поворотах повітропроводу шириною $D = 238 \approx 250$ складає 6,0 дБ, отже, за рахунок тридцяти поворотів рівень шуму зменшується на:

$$\Delta L_{w_2} = 6 \cdot 30 = 180,0 \text{ (дБ)}.$$

Втрати рівнів звукової потужності у результаті відбиття звуку, коли він вільно потрапляє у приміщення або в атмосферу від відкритого кінця повітропроводу, визначають як табличне значення. Корінь квадратний із площі поперечного перерізу кінця нашої моделі повітропроводу складає 300 мм, то втрати рівнів звукової потужності відповідають значенню:

$$\Delta L_{w_3} = 1,0 \text{ (дБ)}.$$

Сумарні втрати октавних рівнів звукової потужності шуму на шляху його поширення складають за формулою (2.8):

$$\Delta L_{w_{\text{сум}}} = 10,62 + 180,0 + 1,0 = 191,62.$$

Іншими словами при проходженні повітря по вентиляційним каналам рівень шуму зменшиться на 191,62 дБ (табл. 3.1).

ТАБЛИЦЯ 3.1 – Порівняння зменшення рівнів звукової потужності на виході ДАНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ СИСТЕМИ

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ РІВНЯ ЗВУКОВОЇ ПОТУЖНОСТІ ДБ	ЧАСТОТА, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
ДСТУ-Н Б В.1.1-35	35,2	29,4	48,93	191,6	370,6	427	487,08	540,08
ДСТУ-Н Б В.1.1-35 БЕЗ ВІДБИТТЯ ЗВУКУ ВІД ВІДКРИТОГО КІНЦЯ ПОВІТРОПРОВОДУ	21,24	21,40	45,93	191,62	370,62	427,08	487,08	540,08
COMSOL MULTIPHYSICS 5.2	5,00	5,00	11,18	70,0	145,00	60,00	37,00	65,00

У даній роботі визначений рівень звукової енергії у COMSOL Multiphysics 5.2. Для цього На вхід подаємо тиск у 2 Па та починаємо розрахунок системи. Обчислення рівня звукового тиску проводимо для частоти 500 Гц (рис. 3.5).

При розрахунку в COMSOL не враховані втрати рівнів звукової потужності у результаті відбиття звуку від відкритого кінця повітропроводу, коли він вільно виступає в приміщення, тому що для цього було б потрібно моделювати й приміщення, що потребує надзвичайно великих ресурсів комп'ютера. Відповідно були окремо розраховані показники зменшення рівня шуму без урахування цього параметру для більш точного порівняння результатів.

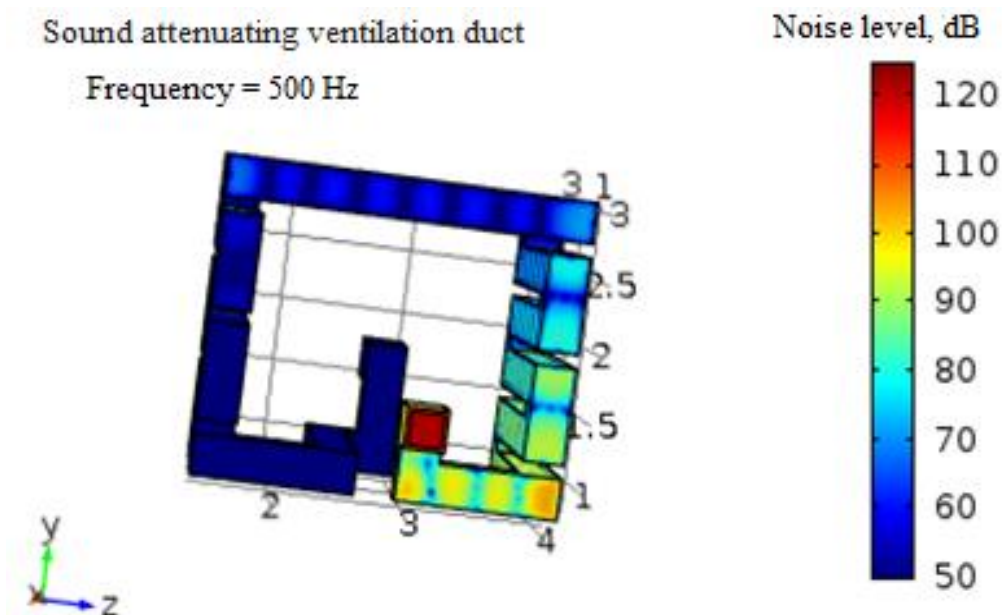


Рисунок 3.5 Зміна рівня звукового тиску на частоті 500 Гц [57]

Для зменшення рівня шуму необхідно розрахувати параметри звукозаглушеної камери.

3.2 Приміщення для проведення досліджень

Заглушена камера є добре шумо- і віброізолюваним спеціально обладнаним приміщенням, в якому звукові хвилі майже повністю поглинаються при падінні на поверхні, що захищають, є спеціальними конструкціями, що забезпечують плавний перехід від малого акустичного опору повітря в камері до великого акустичного опору стін. Заглушені камери характеризуються наявністю вільного звукового поля хвиль, що біжать, в якому звуковий тиск обернено пропорційно до відстані від центру джерела до точки прийому (закон $1/r$). Це деяке середовище, яке, залежно від її пристрою і призначення, дозволяє забезпечити точний вимір характеристик електромагнітних хвиль різного устаткування або створити рівномірний розподіл звукових коливань. Цей той простір, де можна тестувати пристрій без істотних перешкод [6-10]. Для створення безлунного середовища потрібно спеціалізовані поглиначі, налаштовані на нижню межу вимірюваного частотного діапазону, а також додаткові елементи, що забезпечують необхідні

характеристики згідно із стандартами. Залежно від виду вимірюваних хвиль існують акустичні і радіочастотні екрановані, безлунні і напівбезлунні камери. А також їх окремий випадок - ревербераційні камери. Безлунна камера - це, звичайно, не лише "коробка" і поглинаючий матеріал, а цілий комплекс контрольно-вимірювального устаткування, а також додаткових пристроїв, що забезпечують механічне переміщення випробовуваного пристрою або тестового устаткування. Фактично це повністю обладнаний стенд з робочим місцем. До речі, і сама по собі "коробка" вимагає умілого звернення. Наприклад, стойка з устаткуванням здатна за 20-30 хвилин прогріти досить велику за об'ємом камеру з 18 до 35 градусів, і тому неправильна організація вентиляційної [25] системи у безлунній радіочастотній камері може привести до пожежі або непридатних для роботи умов усередині приміщення. Найбільша проблема для акустичних безлунних камер - нерівномірне поширення звуку. Щоб цього уникнути, треба ретельно розрахувати розташування клиновидних поглиначів і мікрофонів і тим самим створити вільне звукове поле. У таблиці 3.2 зазначено, що максимально допустимі відхилення від закону зворотної квадратичної залежності, які встановлені у стандарті ISO 3745 з визначенням того, що безлунне приміщення забезпечує переважне середовище вимірювань з мінімальною похибкою [1-3,57].

Таблиця 3.2-Максимально допустима різниця вимірюного та теоретичного рівня

Тип приміщення	1/3 октавна полоса із середньо геометричною частотою, Гц	Допустима різниця, дБ
Повністю безлунна (вільне поле)	< 630	± 1,5
	800 – 5000	± 1,0
	> 6300	± 1,5
Напівбезлунна (змодельоване вільне поле)	< 630	± 2,5
	800 – 5000	± 2,0
	> 6300	± 3,0

Вражаючий проект акустичної камери створений в NASA. Камера призначена для випробування модуля ракети і двигуна. Зовні вона є величезною будівлею з дуже товстими бетонними стінами, в які вбудовується безліч

різномірних рупорів. Діаметр рупорів обернено пропорційний до частоти. Чим вище частота, тим менше рупора, чим частота нижча, тим рупор більший, на частоту в 20 Гц діаметр рупора досягає близько 2,5 метра. Величезне число рупорів потрібне, щоб створити звуковий тиск до 170-175 дБ, це імітація шуму зльоту ракети. Щоб створити таку звукову потужність і змусити її стабільно працювати упродовж тривалого часу - від 30 хвилин до 8 годин, потрібні компресори, здатні проганяти 1000 літрів повітря в секунду. Акустичні безлунні камери використовуються у військовій промисловості й медицині. На їх основі створюються переговорні, конференц-зали, студії звукозапису [22-24]. Застосування безлунних акустичних камер поширене у європейських країнах. За допомогою акустичних камер проводяться випробування усіх деталей і систем автомобіля, які впливають своїм звуком на людину і навколишній простір. Також безлунні акустичні камери використовуються при виробництві оргтехніки, компресорних установок, вентиляторів, двигунів, побутової техніки, насосів, дизель-генераторів, індустріального устаткування. Акустична камера дозволяє почути дуже низький рівень звуку, який в звичайному режимі людина не здатна чути. Точна апаратура дозволяє уловити у край низькі рівні шуму і "цвіркуни" і тим самим оцінити якість зібраної продукції, виявити механічні люфти. Акустичні безлунні камери застосовуються і при випробуванні авіаційних. Одним з найвагоміших сегментів ринку для виробників як акустичних, так і електромагнітних камер є автомобілебудування. У сучасних автомобілях використовується величезна кількість електронних компонентів, що взаємодіють між собою. При цьому актуальні питання про міру їх дії на організм людини, а також про можливість або неможливість їх одночасної роботи. І, щоб ці вузли могли працювати разом і не діяти один на одного руйнівню, проводиться величезна кількість тестів на електромагнітну сумісність. Двигуни автомобілів, вентилятори, системи охолодження, кондиціонери - усе це тестується в акустичних камерах.

Заглушені камери слід будувати на першому поверсі усередині виробничих корпусів або в окремій будівлі. Вони повинні мати самостійну будівельну

коробку, розташовану на окремому фундаменті. Усередині корпусів заглушені камери розміщують так, щоб між стінами камер і корпусів залишався проміжок, який визначають на підставі вимог розділення фундаментів камери і корпусу. Камери, що захищають конструкції, не мають бути жорстко пов'язані з конструкціями основної будівлі. Для зменшення поширення вібрації заглушені камери доцільно монтувати на масивній фундаментній плиті завтовшки 1 - 2 м залежно від розміру камер, на якій одночасно встановлюватимуться випробовувані машини. Заглушені камери невеликих розмірів можуть бути обладнані і на перекритті поверхів. В цьому випадку для зменшення поширення вібрації по конструкціях будівлі коробку камери необхідно встановлювати на гумові або пружинні віброізолятори з таким розрахунком, щоб власна частота коливань коробки камери складала 3 - 5 Гц. Залежно від навколишнього шумового оточення і вимог до обмеження рівня перешкод усередині камери її стіни виконують з цеглини завтовшки 38 - 64 см (у 1,5 - 2,5 цеглини) або монолітного залізобетону завтовшки 30 - 50 см. Стеля виготовляється з монолітного залізобетону завтовшки 30 - 50 см. В окремих випадках можна використати стандартні залізобетонні перекриття за умови ретельного закладення швів і додаткової засипки шламом. У центрі меншої стіни заглушеної камери має бути передбачений спеціальний кронштейн для установки вимірювального гучномовця в ящику, який повинен встановлюватися урівень із звукопоглинальними конструкціями. У стіни і стелю камери по їх центральних осях через рівні проміжки урівень із звукоізолюючими конструкціями замурують металеві кронштейни, призначені для кріплення тросів, мікрофонів і інших допоміжних пристроїв. У заглушеній камері з поглинаючою підлогою для забезпечення можливості пересування обладнали підвісну робочу підлогу. Стіни заглушеної камери, включаючи входні двері, стеля і поглинаюча підлога облицьовували звукопоглинальними конструкціями. При облицьованні клинами типу КЗК до стін заглушеної камери кріпляться дерев'яні бруски на кронштейнах, заздалегідь замуруваних в стіни камери. До брусків кріпляться металеві штирі діаметром 7 - 8 мм і завдовжки, рівною приблизно $\frac{1}{2}$ клину. На штирі, заздалегідь

змащені гумовобитумною мастикою, насаджуються клини. На стелі клини підвішуються до металевих каркасів з кроком 20 см. У заглушених камерах з поглинаючою підлогою клини на підлозі встановлюють на дерев'яні бруски без кріплення. Клини на усіх поверхнях камери розташовують так, щоб грані вершин сусідніх клинів були взаємно перпендикулярні. Для попередження можливого виділення скляного пилу з поверхні клинів типу КЗК під час експлуатації камери на клини надівають чохла з такої ж тканини, як і для підвісної підлоги, або стіни і стеля можуть бути задрапіровані шторкою з такої ж тканини. Двері в заглушену камеру мають бути блоком завтовшки, рівній товщині стін камери з відповідною ізоляцією від повітряного шуму, і з ущільненням по периметру. Внутрішня сторона дверей має бути покрита звукопоглинальними конструкціями аналогічно стінам камери. Двері повинні мати замки, що дозволяють вільно переміщуватися машинам. У заглушених камерах з відбиваючою підлогою в центрі підлоги обладнали віброізолюваний фундамент, маса якого повинна перевищувати масу машини приблизно в 10 разів та має бути відокремлений від фундаменту камери. Розміри фундаменту повинні забезпечувати установку і кріплення випробовуваних машин. При необхідності установки поворотної платформи для зняття полярних діаграм спрямованості випромінювання шуму в його центрі робиться виїмка.

Залежно від методу, частотного діапазону, міри точності вимірів, максимальних габаритних розмірів випробовуваних машин, а також з урахуванням стандартної будівельної сітки колон і висоти поверхів виробничих корпусів і лабораторних корпусів науково-дослідних інститутів вибрані чотири типових розміри заглушених камер (табл. 3.3).

Заглушені камери I, II і III типу - з відбиваючою підлогою, IV типу - з тим, що поглинає. Заглушені камери вибраних типів забезпечують вимір шумових характеристик найбільш поширених типів машин з максимальними габаритними розмірами до 2,5 м.

Таблиця 3.3-Основні параметри і характеристики типів заглушених камер [47]

Основні параметри і характеристики	Типи камер			
	I	II	III	IV
Максимальні розміри випробувальних машин ($I_{\text{макс}}$), м	2,5	2,0	1,3	0,5
Радіус вимірювальної сфери або напів сфери (r), м	6,0	5,0	3,0	1,0
Розміри вільного простору камери (a × b × h), м	12,0 × 11,0 × 6,0	10,0 × 9,0 × 5,0	7,0 × 6,6 × 4,0	4,0 × 3,6 × 3,4
Загальна площа звукопоглинаючої поверхні (S), м ²	408,0	280,0	155,0	80,0
Типи звукопоглинальних клинів та їх розміри (l_1), м	КЗК-1 1,0	КЗК-1 1,0	КЗК-0,75 0,75	КЗК-0,5 0,5
Кількість клинів, шт.	12050	8550	4803	2884
Товщина цегляних стін та залізобетонної стелі (C та C ₁), м	0,64 та 0,50	0,64 та 0,50	0,51 та 0,40	0,51 та 0,40
Зовнішні розміри камери (A × B × H), м	15,6 × 14,6 × 8,7	13,6 × 12,6 × 6,7	9,8 × 9,4 × 5,3	6,3 × 5,9 × 4,2
Максимальна нерозрахункова нерівномірність звукового поля у точках виміру ($\pm \Delta L$), дБ/ $f_{\text{сер.}}$	2,0	2,0	2,0	2,0
Межова похибка результату виміру ($3 \sigma_L$), дБ	3,0	3,0	3,0	3,0
Середня ізолююча здатність від повітряного шуму обгороджувальних камери (R_B), дБ	61,0	61,0	58,0	58,0
Типова мережа колон і висота поверхів виробничих корпусів, м	18,0 × 6,0 8,4	18,0 × 6,0 8,4	12,0 × 6,0 7,2	6,0 × 6,0 4,8
Розміри входних дверей, м	2,6 × 2,0	2,2 × 1,6	2,0 × 1,2	2,0 × 1,0
Розміри віброізолюваного фундаменту, м	3 × 2,5 × 1,5	2,5 × 2 × 1,25	2,0 × 1,5 × 1,0	-

Для великих машин будівництво звуко вимірювальних камер економічно не вигідне, оскільки їх розміри будуть занадто великі. У цих випадках можуть бути використані наближені методи вимірів в звичайних виробничих

приміщеннях [32,47]. Розраховані основні параметри і характеристики обраних типів заглушених камер в остаточному виді представлені у таблиці 3.2. Обрані типи заглушених камер залежно від максимальних габаритних розмірів випробовуваних машин, звукопоглинальної конструкції і частотного діапазону вимірів можуть відповідати I, II або III класу точності вимірів.

Для вимірювання шумових характеристик джерел шуму стандартними методами використовують: заглушені камери зі звукопоглинальною підлогою та зі звуковідбивною підлогою; ревербераційні та спеціальні ревербераційні камери; вимірювальні стенди; відкриті площадки; приміщення на місці використання джерел шуму. Заглушені камери з поглинаючою підлогою призначені для випробування малих машин. Камери з відбиваючою підлогою призначені для випробування середніх і великих машин, а також машин, які можуть працювати тільки при їх установці на жорстку поверхню. Жорстка підлога наближає умови роботи джерел шуму до природних.

Тому заглушені камери з відбиваючою підлогою прийнятніші при визначенні шумових характеристик машин (поверхню підлоги як акустично дзеркальна). Випробування в заглушених камерах дозволяють визначити рівні звукової потужності машин в октавних смугах частот, а також характеристики спрямованості випромінювання шуму.

Заглушені камери для виміру шумових характеристик джерел шуму у відповідності з необхідною точністю вимірів та об'ємом приміщення можна віднести до 4 класів (табл. 3.4)[42]:

клас 1 – заглушені камери об'ємом 100 м^3 та більше, які використовують для точних методів вимірювань;

клас 2 – заглушені камери об'ємом 200 м^3 та більше, які використовують для технічного методу вимірювань;

клас 3 – заглушені камери об'ємом 70 м^3 та більше, які використовують для орієнтовного методу вимірювань;

клас 4 – малі заглушені камери об'ємом менше ніж 70 м^3 .

Таблиця 3.4 -Вимоги стандартів до вимірювальних камер [12]

Характеристика	Метод вимірювань					
	1	2		3	4	5
		А	Б			
Нормований діапазон частот, Гц	125–8000 (в октавних полосах частот) 100–10000 (в 1/3 октавних полосах частот)					
Об'єм приміщення, м ³	200–300	≥100	≥100	100–300 (70–2000)	≥ 200 (≥ 300)	≥ 70
Об'єм джерела по відношенню до об'єму приміщення, %	≤1,0	≤0,5	≤0,5	≤1,0	–	–
Вимірювальна відстань, м	$d \geq \sqrt{\frac{A}{5}}$	$R \geq 2l_{\max}$	$R \geq 2l_{\max}$	$d \geq \sqrt{\frac{A}{5}}$	$d = 1;$ $d \geq \sqrt{\frac{A}{5}}$	$d = 1$
Перевищення сигналу на рівнем завад, Дб	6–12	6–14	6–14	4–10	6–10	3–10
Відхилення звукового поля від закону I/R^2 , ΔL, Дб	–	≤(1–1,5)	≤(2–3)	–	–	–
Максимальне середньоквадратичне відхилення S_m звукового поля, Дб	≤(0,5–1,5); ≤(1–3)	–	–	–	–	–
Постійна К, Дб	–	–	–	≤(1,5–3)	≤(1,5–3)	≤(1,5–3)
Середньоквадратичне відхилення рівня звукової потужності, Дб	≤(1,5–3)	≤(0,5–1)	≤(1–1,5)	≤(2–5)	≤(1,5–3)	≤(4–5)
Клас камер	1	1	1	2	2	3

У таблиці 3.3 наведені основні технічні вимоги стандартів до вимірювальних камер та приміщень, а також максимальне середньоквадратичне

відхилення рівнів звукової потужності джерел шуму, пов'язаних з акустичними умовами.

На основі отриманих результатів виконаємо обчислення [18] основних параметрів та характеристик заглушеної камери за наступними вихідними даними:

- метод вимірювання – у вільному полі напівсферичної поверхні;
- максимальні габаритні розміри випробувальних машин:

$$l_{max} = 2,5 \text{ м}$$

- нижня гранична частота

$$f_{гр} = 63 \text{ Гц}$$

- виробничі виміри, які відповідають 2 класу точності.

Визначаємо:

1) радіус вимірюваної півсфери $r_{max} = 5 \text{ м}$.

2) Розміри вільного простору заглушеної камери:

довжина $a = 12 \text{ м}$;

ширина: $b = 11 \text{ м}$;

висота: $h = 6 \text{ м}$.

3) Загальна площа внутрішніх поверхонь камери с звукопоглинальною облицюванням:

$$S_0 = a \cdot b + 2a \cdot h + 2b \cdot h;$$

$$S_0 = 12 \cdot 11 + 2 \cdot 12 \cdot 6 + 2 \cdot 11 \cdot 6 = 408 \text{ м}^2 .$$

Виходячи з нижньої граничної частоти вимірювань та необхідного коефіцієнту звукопоглинання $a \geq 0,8$ обираємо клини типу КЗК-1,0, які встановлюються з проміжком 15 см.

Попередньо знаходимо максимальну нерівномірність звукового поля у точках на вимірювальній півсфері та порівнюємо її з допустимою. У даному випадку максимальна нерівномірність приблизно дорівнює 2 дБ, що відповідає 2 класу точності.

Внутрішні розміри камери до облицювання звукопоглинальними клинами:

довжина: $a' = a + 2 \cdot l = 12 + 1,2 \cdot 2 = 14,4$ м;

ширина: $b' = b + 2 \cdot l = 11 + 1,2 \cdot 2 = 13,4$ м;

висота: $h' = h + l = 6 + 1,2 = 7,2$ м.

Обираємо цегляні стіни товщиною $c_1 = 0,64$ м (2,5 цеглини) та залізобетонну стелю товщиною $c_2 = 0,5$ м. Тоді зовнішні розміри заглушеної камери:

довжина: $A = a' + 2c_1 \approx 15,7$ м;

ширина: $B = b' + 2c_1 \approx 14,7$ м;

висота: $H = h' + c_2 \approx 7,7$ м.

За уточненими даними розраховуємо максимальну нерівномірність звукового поля в точках на вимірювальній півсфері:

$$\pm \delta_l = 101_g \left[l + \frac{8\pi r_{max}^2}{S_0} \cdot \frac{1 - \alpha}{\alpha} \right] = 2 \text{ дБ.}$$

Приймаючи похибку вимірювального приладу $\sigma_n = 2$ дБ, знаходимо орієнтовну середньоквадратичну похибку ряду вимірів у одній точці:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_n^2 + \delta_l^2} = 2,83 \text{ дБ}$$

та похибка результатів при вимірах у восьми точках:

$$\sigma_{пв} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = 1 \text{ дБ.}$$

Ймовірна розбіжність результатів вимірювань $3\sigma_{пв} = 3$ дБ, що відповідає 2 класу точності, тобто менше 5 дБ.

Розраховуємо потрібну ізоляцію від повітряного шуму загороджень заглушеної камери, вважаючи, що обладнання камери буде здійснено в приміщенні. Приймаючи середній рівень звукового тиску в приміщенні на граничній частоті $L_{свр} = 70$ дБ, площа поверхні заглушеної камери $S_m = 100$ м² та число загороджень через які проникає шум $m = 1$, допустимий рівень звукового тиску в заглушеній камері на граничній частоті $L_{дод} = 30$ дБ.

$$R_{в} = L_{свр} + 101_g S_m + 101_g m - L_{дод} = 60 \text{ дБ.}$$

Середня ізолююча здатність від повітряного шуму вибраних загороджень камери при $Q = 1070 \text{ кг/м}^2$:

$$R_{\text{в}} = 231_g Q - 9 = 6 \text{ дБ}$$

Власна частота коливань заглушеної камери при статичній осаді $x_{\text{ст}} = 1 \text{ см}$, яку випробовує коробка камери під дією власної ваги 1850 т і площею опори 228 м^2 :

$$f_0 = \frac{5}{\sqrt{x_{\text{ст}}}} = 5 \text{ Гц.}$$

Від точності виконаного акустичного розрахунку залежить ефективність шумоглушення і вартість його здійснення. Якщо величина розрахованого необхідного зниження шуму занижена, то заходи будуть недостатньо ефективні. У цьому випадку буде потрібно усунення недоліків на діючому об'єкті, що неминуче пов'язано з істотними матеріальними витратами. При підвищеному необхідному зниженні шуму невиправдані витрати закладаються безпосередньо в проект [8], [9]. При порівнянні значень зниження рівнів, отриманих при розрахунку вентиляційної системи 2-ма способами можна зробити висновок, що найбільше зменшення рівня шуму відбувається у діапазоні 500-1000 Гц (рис. 3.6), та на частоті 8000 Гц.

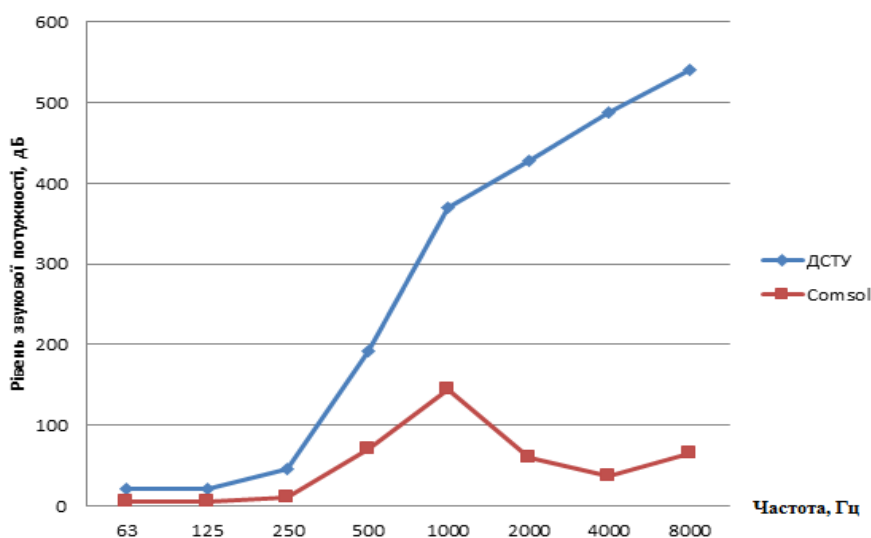


Рисунок 3.6 Залежність рівня звукової потужності (дБ) від частоти (Гц)

Дані отримані при розрахунку першим способом відрізняються що найменше у 2.5 рази від отриманих другим способом. Слід зауважити, що результати розрахунку значною мірою завищені. Це можна пояснити тим, що в

даному способі показник зменшення рівня шуму на прямокутних поворотах завищений у 2-3 рази. На частотах 63-250 Гц система сама по собі неефективна, але за рахунок втрат рівнів звукової потужності в результаті відбиття звуку від відкритого кінця повітропроводу, коли він вільно виступає в приміщення його можна значно підвищити. Тому, виступ кінця повітропроводу із стінки необхідний для збільшення ефективності даної системи на низьких частотах.

Наявність звукових хвиль від поверхонь замкнутого простору (приміщення) і предметів, що знаходяться у ньому, зазвичай збільшує інтенсивність звуку у порівнянні з рівнями, що створюються тим же джерелом у вільному просторі. Для усунення відбитої частини звукового поля застосовують різні звукопоглинаючі матеріали (ЗПМ) і конструкції на їх основі. Тому, якщо потрібно зниження шуму в області низьких частот, то доцільно використати облицювання, виконані з ультра- або надтонких волокнистих матеріалів щільністю 15-20 кг/м³. Для зниження широкосмугового шуму у діапазоні середніх і високих частот слід обирати матеріали з більшими волокнами щільністю понад 20-30 кг/м³.

Запроектована заглушена камера з такими розрахованими параметрами дозволяє проводити виміри шумових характеристик шумових машин та вентиляційних систем з максимальними розмірами 2,5 дБ метри у повному діапазоні частот й забезпечує потрібну точність. Розміри приміщення до заглушення становлять 14,4×13,4×7,2 м, що відповідає об'єму 1157,76 м³. Максимальний розмір джерела при вимірюванні складає 2,5 м. Товщина цегляних стін складає 0,64 м, а залізобетонної стелі – 0,5. Розміри віброізоляційного фундаменту 3×2,5×1,475 м. Зовнішні розміри камери складають 15,68×14,68×7. За цими даними робимо висновок, що дана камера відноситься до 1 типу заглушених камер [18].

Від точності акустичного розрахунку залежить ефективність шумоглушення і вартість його здійснення. Якщо величина розрахованого необхідного зниження шуму занижена, то заходи будуть недостатньо ефективні. У

цьому випадку буде потрібно усунення недоліків на діючому об'єкті, що неминуче пов'язано з істотними матеріальними витратами. При підвищеному необхідному зниженні шуму не виправдані витрати закладаються безпосередньо в проект [15].

При порівнянні значень зниження рівнів, отриманих при розрахунку вентиляційної системи двома способами можна зробити висновок, що найбільше зменшення рівня шуму відбувається у діапазоні 500-1000 Гц та на частоті 8000 Гц.

Дані отримані при розрахунку першим способом відрізняються що найменше у 2.5 рази від отриманих другим способом. Слід зауважити, що результати розрахунку значною мірою завищені. Це можна пояснити тим, що у даному способі показник зменшення рівня шуму на прямокутних поворотах завищений у 2-3 рази. На частотах 63-250 Гц система сама по собі неефективна, але за рахунок втрат рівнів звукової потужності у результаті відбиття звуку від відкритого кінця повітропроводу, коли він вільно виступає в приміщення його можна значно підвищити. Тому, виступ кінця повітропроводу із стінки необхідний для збільшення ефективності даної системи на низьких частотах.

Отже, основою для проектування шумоглушення систем вентиляції та кондиціонування повітря є акустичний розрахунок - обов'язковий додаток до проекту вентиляції будь-якого об'єкта. Основні завдання такого розрахунку: визначення октавного спектра повітряного, структурного вентиляційного шуму в розрахункових точках і його необхідного зниження шляхом зіставлення цього спектра з допустимим спектром по гігієнічним нормам. Після підбору будівельно-акустичних заходів щодо забезпечення необхідного зниження шуму проводиться перевірочний розрахунок очікуваних рівнів звукового тиску у тих же розрахункових точках з урахуванням ефективності цих заходів.

Аналіз вітчизняного та міжнародного досвіду випробувань вентиляційних систем у звукозаглушених камерах, показав, що Європейський Союз на багато років випереджає інші країни. У світі запроваджені нові стандарти ISO, а виробники активно вивчають можливості у продукції, що виробляють, суміщення ціни та якості. У нашій країні та світі існує зацікавленість щодо випробувань вентиляційних систем у звукозаглушених камерах з метою зниження рівня шуму.

Якість вентиляційної системи можуть гарантувати випробування у звукозаглушених камерах. Сумісність з міжнародними стандартами - це основна мета, яку переслідує більшість організацій в усьому світі, що займаються вимірюванням потужності звуку для різних видів випробувань. Дані стандарти гарантують найвищий рівень точності вимірювань, однак для досягнення настільки високих вимог необхідно володіти значним досвідом побудови звукозаглушених камер та ідеальними умовами, що ця камера повинна забезпечувати. У багатьох випадках міжнародні стандарти надають високі показники точності, які будуть достатніми для вимірювання таких типів пристроїв, де висока точність надто дорога і надлишкова. Усі акустичні вимірювання залежать від правильно підбраного матеріалу. Для розробки та досліджень потрібна висока точність, і у більшості випадків необхідно використовувати клиновидні поглиначі.

За минулий час змінилися акустичні характеристики, тому проектування вимагає найсучасніших технологій. Такою є 3d візуалізація результатів акустичних розрахунків. Програма COMSOL Multiphysics 5.2 дозволяє вирішувати широкий спектр завдань у сфері оцінки шумової дії і допомагає зменшити трудомісткість обчислення, виявити критичні зони та розробити протишумові заходи. Результати акустичних розрахунків як усередині приміщень, так і зовні можуть бути представлені у вигляді детальних звітів.

Виконані обчислення рівнів звукового тиску та звукової потужності показали можливість застосування сучасних пакетів прикладних комп'ютерних програм для зручного аналізу акустичних властивостей вентиляційних каналів на етапі їх проектування. При узагальненні та порівнянні значень зниження рівнів отриманих при розрахунку вентиляційної системи встановлено, що найбільше зменшення рівня шуму відбувається у діапазоні 500-1000 Гц та на частоті 8000 Гц. Запроектована звукозаглушена камера має такі параметри, що дозволяють проводити виміри шумових характеристик вентиляційних систем з максимальними розмірами та у повному діапазоні частот та забезпечує потрібну точність.

РОЗДІЛ 4

ВПЛИВ ПОТОКУ ПОВІТРЯ НА ПОШИРЕННЯ ЗВУКУ

4.1 Наукове обґрунтування визначення габаритів вентиляційного каналу з урахуванням витрат повітря

На сьогоднішній день існують відомі та перевірені факти, що чим більше довжина каналу, тим менше інтенсивність звуку на виході з нього та чим менше діаметр каналу, тим менше інтенсивність звуку на виході з нього [37], [38], [39], [40], [41]. Полосин І.І. та Яременко С.А.[54], [67], [68] у 2008 році довели, що інтенсивність звуку на виході з каналу зменшується при плавному його звуженні по довжині (табл. 4.1).

Таблиця 4.1- Відносна інтенсивність звуку на виході, дБ

$D, \text{мм}$	Частота, Гц; $v = 5,0 \text{ м/с}; l = 3 \text{ м}$		
	250	500	1000
$D_{\text{вх.}} = 250; D_{\text{вих.}} = 200$	0,7	-6,0	0,0
$D_{\text{вх.}} = 250; D_{\text{вих.}} = 250$	0,7	-5,0	0,0
$D_{\text{вх.}} = 200; D_{\text{вих.}} = 250$	0,7	- 4,2	0,0

Дослідження [54] впливу швидкості основного потоку повітря у вентиляційному каналі на відносну інтенсивність звуку показали, що $v \leq 7,5 \text{ м/с}$ практично на неї не впливає (табл. 4.2).

Таблиця 4.1 -Відносна інтенсивність звуку, дБ

$v, \text{м/с}$	Частота, Гц; $d = 250 \text{ мм}; l = 2 \text{ м}$		
	250	500	1000
2,5	-0,5	-2,0	- 3,2
5,0	-0,5	-2,0	-3,5
7,5	-0,5	-2,0	-4,0

Визначимо вплив довжини повітропроводу 10,0 м, 50,0 м та 170,0 м при постійній швидкості повітря 7,0 м/с на рівень звукової потужності L_n (табл. 4.3 - 4.5)

Величина, що визначається 300 × 500 мм; $v = 7,0$ м/с; $L = 10$ м	Значення, дБ в октавних смугах частот, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_w вентиляційної системи (на виході)	90,0	80,5	87,0	87,6	84,4	81,2	76,4	72,5
Рівень звукової потужності від вентилятора після глушника довжиною 2 м	74,0	68,5	71,0	67,6	62,4	65,2	64,4	66,5
Питоме зниження рівня звукової потужності від вентилятора по довжині повітропроводу дБ/м	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Рівень звукової потужності від вентилятора на відстані L метрів від джерела шуму	73,4	67,5	70,0	66,1	60,4	63,2	62,4	64,5
Генерація шуму у повітропроводах, дБ	44,3	44,3	44,3	44,3	44,3	44,3	44,3	44,3
Модуль різниці рівнів шуму від двох джерел, дБ	29,1	23,2	25,7	21,8	16,1	18,9	18,1	20,2
Поправка на рівень шуму від самого гучного джерела, дБ	0	0	0	0	0,2	0,2	0,2	0
Результуючий рівень шуму від двох джерел, дБ	73,4	67,5	70,0	66,1	60,6	63,4	62,6	64,5

Таблиця 4.3 – Рівень звукової потужності ($L = 10$ м), дБ

Величина, що визначається 300 × 500 мм; $v = 7,0$ м/с; $L = 50$ м	Значення, дБ в октавних смугах частот, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_w вентиляційної системи (на виході)	90,0	80,5	87,0	87,6	84,4	81,2	76,4	72,5
Рівень звукової потужності від вентилятора після глушника довжиною 2 м	74,0	68,5	71,0	67,6	62,4	65,2	64,4	66,5
Питоме зниження рівня звукової потужності від вентилятора по довжині повітропроводу дБ/м	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Рівень звукової потужності від вентилятора на відстані L метрів від джерела шуму	71,0	63,5	66,0	60,1	52,4	55,2	54,4	56,5
Генерація шуму у повітропроводах, дБ	44,3	44,3	44,3	44,3	44,3	44,3	44,3	44,3
Модуль різниці рівнів шуму від двох джерел, дБ	26,7	19,2	21,7	15,8	8,1	10,9	10,1	12,2
Поправка на рівень шуму від самого гучного джерела, дБ	0	0,2	0	0,2	0,6	0,4	0,4	0,4
Результуючий рівень шуму від двох джерел, дБ	71,0	63,7	66,0	60,3	53,0	55,6	54,8	56,9

Таблиця 4.4 – Рівень звукової потужності ($L = 50$ м), дБ

Таблиця 4.5 – Рівень звукової потужності ($L = 170$ м), дБ

Величина, що визначається 300 × 500 мм; $v = 7,0$ м/с; $L = 170$ м	Значення, дБ в октавних смугах частот, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_w вентиляційної системи (на виході)	90,0	80,5	87,0	87,6	84,4	81,2	76,4	72,5
Рівень звукової потужності від вентилятора після глушника довжиною 2 м	74,0	68,5	71,0	67,6	62,4	65,2	64,4	66,5
Питоме зниження рівня звукової потужності від вентилятора по довжині повітропроводу дБ/м	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Рівень звукової потужності від вентилятора на відстані L метрів від джерела шуму	63,8	51,5	54,0	42,1	28,4	31,2	30,4	32,5
Генерація шуму у повітропроводах, дБ	44,3	44,3	44,3	44,3	44,3	44,3	44,3	44,3
Модуль різниці рівнів шуму від двох джерел, дБ	19,5	7,2	9,7	2,2	15,9	13,1	13,9	11,8
Поправка на рівень шуму від самого гучного джерела, дБ	0,2	0,8	0,5	2	0,2	0,4	0,4	0,4
Результуючий рівень шуму від двох джерел, дБ	64,0	52,5	54,5	46,3	44,5	44,7	44,7	44,7

Отже, у результаті виконаних розрахунків визначено, що:

1. чим вище швидкість, тим вище генерація шуму повітропроводу;
2. чим більше перетин повітропроводу, тим вище генерація шуму при одній і тій же швидкості. Потрібно зазначити, що французькі вчені корелюють питоме падіння тиску з генерацією шуму, тобто чим більше перетин, тим менше шум при одній і тій же швидкості;

3. навіть самий тихий вентилятор не здатний подати повітря у приміщення з "нульовою" звуковий потужністю на виході з розподільника повітря.

Для проведення оцінки впливу швидкості повітря у вентиляційних каналах розрахуємо швидкість потоку повітряної маси в обраному сегменті вентиляційного каналу для витрат повітря у 1000, 3000, 8000 м³/год. необхідно визначити розміри прямокутного повітропроводу.

За нормативами швидкість повітря не повинна перевищувати 12 м/с. За формулами (2.1) і (2.2) знайдемо фактичну площу перетину для стандартних розмірів з урахуванням шумопоглинального матеріалу (рис. 4.1).

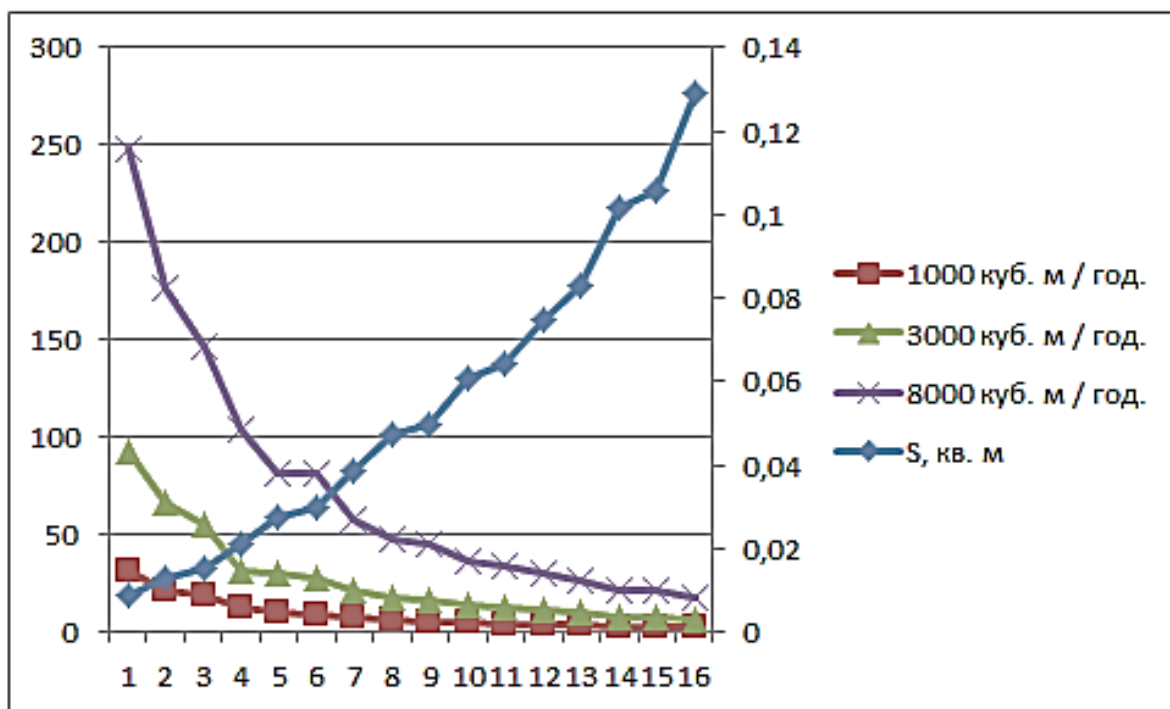


Рисунок 4.1 Залежність швидкості потоку повітря від площі перетину
Обґрунтуємо подальші обчислення (табл. 4.6).

Таблиця 4.6 - Вибіркові дані з розрахунку швидкості повітря

$L, \text{м}^3/\text{год.}$	$S, \text{м}^2$	$v, \text{м/с}$
1000	0,027429	10,13
	0,029929	9,28
	0,038579	7,20
3000	0,074529	11,18
	0,083179	10,02
	0,101829	8,18
	0,105479	7,90
8000	0,129129	17,21

Для проведення акустичного аналізу припустимо, що габарити повітропроводів: $1400 \times 110 \times 55 \times 1,5$ мм; $1400 \times 200 \times 250 \times 1,5$ мм; $1400 \times 300 \times 500 \times 1,5$ мм; тоді їх гідравлічний діаметр розраховуємо за формулою (2.5):

а) 110×55 мм:

$$D_r = \frac{4 * 110 * 55}{2 * (110 + 55)} = 73,3 \text{ мм}$$

б) 200×250 мм:

$$D_r = \frac{4 * (200 * 250)}{2 * (200 + 250)} = 222,2 \text{ мм}$$

в) 300×500 мм:

$$D_r = \frac{4 * (300 * 500)}{2 * (300 + 500)} = 375,0 \text{ мм}$$

Розрахуємо швидкість потоку повітряної маси в обраному сегменті вентиляційного каналу для контрастних його розмірів з облицюванням за формулами (2.1) і (2.2):

а) 110×55 мм:

$$v_{1000} = \frac{1000 \text{ м}^3 / \text{год.}}{3600 * S_{\text{отв.}}} = \frac{0,2778 \text{ м}^3 / \text{с}}{0,083 \text{ м} * 0,028 \text{ м}};$$

$$v_{1000} = 119,53 \text{ м/с};$$

$$v_{3000} = \frac{3000 \text{ м}^3 / \text{год.}}{3600 * S_{\text{отв.}}} = \frac{0,8334 \text{ м}^3 / \text{с}}{0,083 \text{ м} * 0,028 \text{ м}};$$

$$v_{3000} = 358,60 \text{ м/с};$$

$$v_{8000} = \frac{8000 \text{ м}^3 / \text{год.}}{3600 * S_{\text{отв.}}} = \frac{2,2224 \text{ м}^3 / \text{с}}{0,083 \text{ м} * 0,028 \text{ м}};$$

$$v_{8000} = 956,28 \text{ м/с}.$$

б) 200×250 мм:

$$v_{1000} = \frac{0,2778 \text{ м}^3 / \text{с}}{0,173 \text{ м} * 0,223 \text{ м}} = 7,20 \text{ м/с};$$

$$v_{3000} = \frac{0,8334 \text{ м}^3 / \text{с}}{0,173 \text{ м} * 0,223 \text{ м}} = 21,60 \text{ м/с};$$

$$v_{8000} = \frac{2,2224 \text{ м}^3 / \text{с}}{0,173 \text{ м} * 0,223 \text{ м}} = 57,61 \text{ м/с};$$

в) 300×500 мм:

$$v_{1000} = \frac{0,2778 \text{ м}^3 / \text{с}}{0,273 \text{ м} * 0,473 \text{ м}} = 2,15 \text{ м/с};$$

$$v_{3000} = \frac{0,8334 \text{ м}^3/\text{с}}{0,273 \text{ м} * 0,473 \text{ м}} = 6,45 \text{ м/с};$$

$$v_{8000} = \frac{2,2224 \text{ м}^3/\text{с}}{0,273 \text{ м} * 0,473 \text{ м}} = 17,21 \text{ м/с}.$$

Перевіримо розміри сегментів на частоти резонансів (63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц) для того, щоб переконатися у їх відсутності за формулою (2.14):

а) 110×55 мм:

$$f_{\text{рез.шир.}} = \frac{343}{0,166} = 2066,26 \text{ Гц};$$

$$f_{\text{рез.вис.}} = \frac{343}{0,056} = 6125,00 \text{ Гц};$$

$$f_{\text{рез. дл.}} = \frac{343}{2,8} = 122,50 \text{ Гц}.$$

б) 200×250 мм:

$$f_{\text{рез.шир.}} = \frac{343}{2 * 0,173} = 991,32 \text{ Гц};$$

$$f_{\text{рез.вис.}} = \frac{343}{2 * 0,223} = 769,06 \text{ Гц};$$

$$f_{\text{рез. дл.}} = \frac{343}{2 * 1,2} = 142,92 \text{ Гц}.$$

в) 300×500 мм:

$$f_{\text{рез.шир.}} = \frac{343}{2 * 0,273} = 628,21 \text{ Гц};$$

$$f_{\text{рез.вис.}} = \frac{343}{2 * 0,373} = 459,79 \text{ Гц};$$

$$f_{\text{рез. дл.}} = \frac{343}{2 * 1,5} = 114,33 \text{ Гц}.$$

Зрозуміло, що частоти резонансів зменшуються при збільшенні габаритів.

Аналіз отриманих результатів показав, що при зазначених габаритах вентиляційної системи швидкість руху пропорційно залежить від розмірів перетину та витрат повітря. Визначимо вплив швидкості повітря на рівень

звукової потужності. Для цього виконаємо обчислення за формулами (2.1; 2.2; 2.3; 2.13). Результати занесено у таблицю (4.7)

Таблиця 4.7 – Вплив швидкості повітря на рівень звукової потужності

v, м/с	Витрати повітря, м ³ /год		Витрати повітря, м ³ /год		Витрати повітря, м ³ /год	
	1000		3000		8000	
	S, м ²	Рівень звукової потужності, дБ	S, м ²	Рівень звукової потужност і, дБ	S, м ²	Рівень звукової потужності, дБ
8,0	0.034725	40,56	0.104175	45,33	0.2778	49,59
9,0	0.030867	42,61	0.0926	47,38	0.246933	51,63
10,0	0.02778	44,43	0.08334	49,20	0.22224	53,47
11,0	0.025254	46,09	0.075764	50,86	0.202036	55,12
12,0	0.02315	47,60	0.06945	52,37	0.1852	56,64

$$L_N = 10 + 50 \log (8 \text{ м / с}) + 10 \log (0.034725 \text{ м}^2) = 40,56 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (9 \text{ м / с}) + 10 \log (0.030867 \text{ м}^2) = 42,61 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (10 \text{ м / с}) + 10 \log (0.02778 \text{ м}^2) = 44,43 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (11 \text{ м / с}) + 10 \log (0.025254 \text{ м}^2) = 46,09 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (12 \text{ м / с}) + 10 \log (0.02315 \text{ м}^2) = 47,60 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (8 \text{ м / с}) + 10 \log (0.104175 \text{ м}^2) = 45,33 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (9 \text{ м / с}) + 10 \log (0.0926 \text{ м}^2) = 47,38 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (10 \text{ м / с}) + 10 \log (0.08334 \text{ м}^2) = 49,20 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (11 \text{ м / с}) + 10 \log (0.075764 \text{ м}^2) = 50,86 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (12 \text{ м / с}) + 10 \log (0.06945 \text{ м}^2) = 52,37 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (8 \text{ м / с}) + 10 \log (0.2778 \text{ м}^2) = 49,59 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (9 \text{ м / с}) + 10 \log (0.246933 \text{ м}^2) = 51,63 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (10 \text{ м / с}) + 10 \log (0.22224 \text{ м}^2) = 53,47 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (11 \text{ м / с}) + 10 \log (0.202036 \text{ м}^2) = 55,12 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (12 \text{ м / с}) + 10 \log (0.1852 \text{ м}^2) = 56,64 \text{ дБ}.$$

Рівень звукової потужності збільшується на $1,76 \pm 0,175$ Дб для всіх досліджуваних значень витрат повітря, а саме: при 1000 м³/год. 40,56 -47,60 дБ;

3000 м³/год. 45,33-52,37 дБ; 8000 м³/год. 49,59-56,64 дБ. За площею перетину знайдемо розміри повітропроводу (табл. 4.8), звичайно, що прийдеться коригувати. Виконаємо обчислення для запроєктованих вентиляційних каналів за допомогою табл. 4.8:

а) 110×55 мм:

$$L_N = 10 + 50 \log (50,51 \text{ м / с}) + 10 \log (0.00605 \text{ м}^2) = 72,99 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (151,53 \text{ м / с}) + 10 \log (0.00605 \text{ м}^2) = 96,84 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (404,07 \text{ м / с}) + 10 \log (0.00605 \text{ м}^2) = 118,14 \text{ дБ}.$$

з облицюванням:

$$L_N = 10 + 50 \log (119,53 \text{ м / с}) + 10 \log (0.002324 \text{ м}^2) = 87,54 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (353,60 \text{ м / с}) + 10 \log (0.002324 \text{ м}^2) = 111,09 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (956,28 \text{ м / с}) + 10 \log (0.002324 \text{ м}^2) = 132,69 \text{ дБ}.$$

б) 200×250 мм: $L_N = 10 + 50 \log (5,56 \text{ м / с}) + 10 \log (0.05 \text{ м}^2) = 34,24 \text{ дБ};$

$$L_N = 10 + 50 \log (16,67 \text{ м / с}) + 10 \log (0.05 \text{ м}^2) = 50,09 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (44,45 \text{ м / с}) + 10 \log (0.05 \text{ м}^2) = 79,38 \text{ дБ}.$$

З облицюванням:

$$L_N = 10 + 50 \log (7,20 \text{ м / с}) + 10 \log (0.038579 \text{ м}^2) = 38,73 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (21,60 \text{ м / с}) + 10 \log (0.038579 \text{ м}^2) = 62,59 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (57,61 \text{ м / с}) + 10 \log (0.038579 \text{ м}^2) = 83,88 \text{ дБ}.$$

в) 300×500 мм:

$$L_N = 10 + 50 \log (1,85 \text{ м / с}) + 10 \log (0.15 \text{ м}^2) = 15,12 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (5,56 \text{ м / с}) + 10 \log (0.15 \text{ м}^2) = 39,01 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (14,82 \text{ м / с}) + 10 \log (0.15 \text{ м}^2) = 60,30 \text{ дБ}.$$

З облицюванням:

$$L_N = 10 + 50 \log (2,15 \text{ м / с}) + 10 \log (0.129129 \text{ м}^2) = 17,73 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (6,45 \text{ м / с}) + 10 \log (0.129129 \text{ м}^2) = 41,59 \text{ дБ};$$

$$L_N = 10 + 50 \log (17,21 \text{ м / с}) + 10 \log (0.129129 \text{ м}^2) = 62,90 \text{ дБ}.$$

Таблиця 4.8 - Швидкість повітря, м/с

Вихідні дані повітропроводу				Витрати повітря (L), м ³ /год.					
Ширина × висота, мм	Фактична площа перетину S , м ²	Ширина × висота, мм з облицюванням	Фактична площа перетину S , м ² з облицюванням	1000 м ³ /год.		3000 м ³ /год.		8000 м ³ /год.	
				Фактична	з облицюванням	Фактична	з облицюванням	Фактична	з облицюванням
100×150	0,015	73×123	0,008979	18,52	30,94	55,56	92,81	148,6	247,51
100 × 200	0,020	73 × 173	0,012629	13,89	21,99	41,67	65,99	111,12	175,98
150 × 150	0,0225	123 × 123	0,015129	12,35	18,36	37,04	55,09	98,77	146,90
150×200	0,03	123×173	0,021279	9,26	13,06	27,78	31,17	74,08	104,44
150 × 250	0,0375	123×223	0,027429	7,4	10,13	22,22	30,38	59,26	81,02
200 × 200	0,04	173 × 173	0,029929	6,94	9,28	20,84	27,85	55,56	81,02
200×250	0,05	173×223	0,038579	5,56	7,20	16,67	21,60	44,45	57,61
200 × 300	0,06	173 × 273	0,047229	4,63	5,88	13,89	17,65	37,04	47,06
250 × 250	0,0625	223 × 223	0,049729	4,44	5,59	13,33	16,76	35,56	44,69
250 × 300	0,075	223 × 273	0,060879	3,7	4,56	11,11	13,69	29,63	36,51
200 × 400	0,08	173 × 373	0,064529	3,47	4,30	10,42	12,92	27,78	34,44
300 × 300	0,09	273 × 273	0,074529	3,09	3,73	9,26	11,18	24,69	29,82
250 × 400	0,1	223 × 373	0,083179	2,78	3,34	8,33	10,02	22,22	26,72
300 × 400	0,12	273 × 373	0,101829	2,31	2,73	6,94	8,18	18,52	21,82
250 × 500	0,125	223 × 473	0,105479	2,22	2,63	6,67	7,90	17,78	21,07
300 × 500	0,15	273 × 473	0,129129	1,85	2,15	5,56	6,45	14,82	17,21

Отримані значення показують, що вентиляційні канали, які мають ізоляцію, дадуть менший рівень шуму: а) 110×50 мм у 1,15 раза; б) 200×250 мм у 1,13 раза; в) 300×500 мм у 1,07 раза.

4.2 Втрати тиску у повітропроводі

При русі повітря по воздухопроводу виникають втрати напору. Тиск, який створює вентилятор, має компенсувати ці втрати напору. Тому зменшення втрат тиску (за рахунок зниження тертя і поворотів в мережі повітропроводів) допоможе заощадити електроенергію.

Розрахунок мережі повітропроводів - це визначення втрат тиску при необхідному витраті повітря. При проектуванні розраховується оптимальна мережа воздухопроводов і швидкість повітря в них (з урахуванням санітарних і економічних вимог). На сьогодні вже існують стандартні графіки втрат тиску у повітропроводах різних розмірів (рис. 4.2).

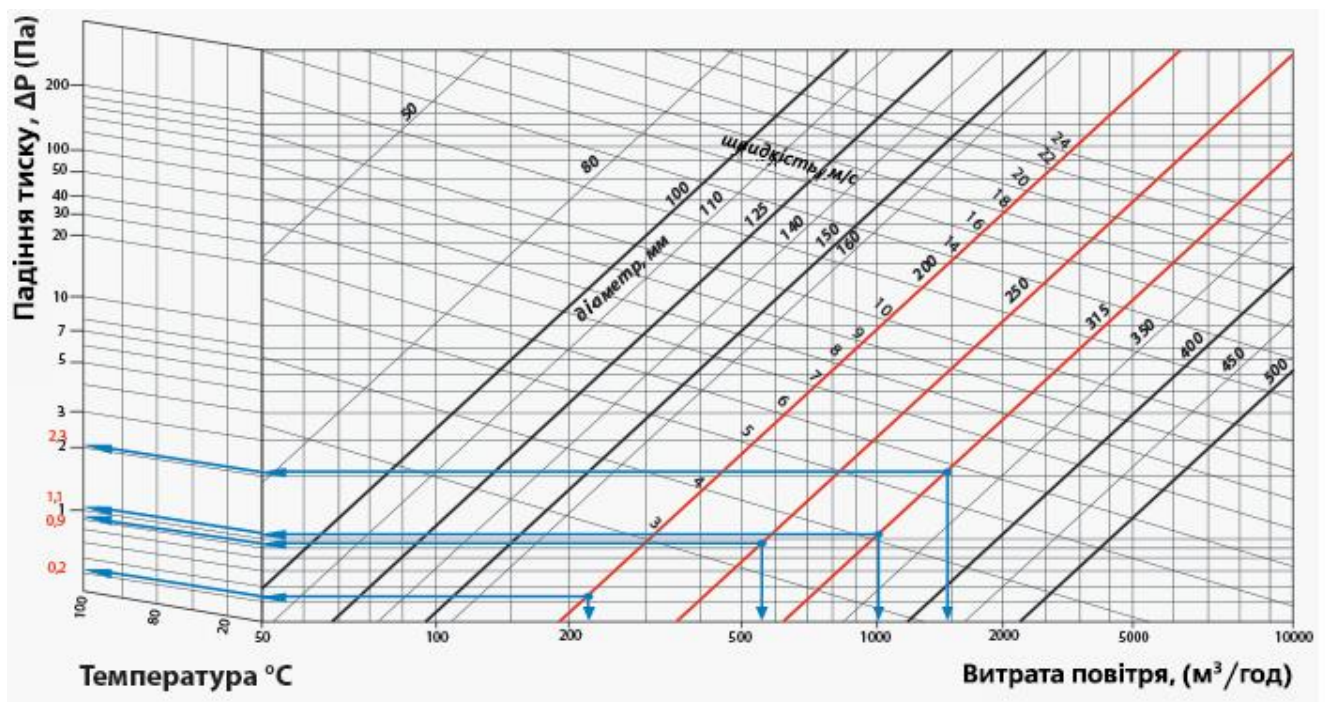


Рисунок 4.2 Визначення втрат тиску у повітропроводі [1]

Визначимо втрати тиску повітря на ділянках запроектованого повітропроводу за формулою (2.4):

$$P_{\text{тр}} = \left(0,03 * \frac{1,4}{0,0733}\right) * \frac{12 * 1,2041}{29,8} = 40,57 \text{ Па},$$

$$P_{\text{тр}} = \left(0,03 * \frac{1,4}{0,2222}\right) * \frac{12 * 1,2041}{29,8} = 13,38 \text{ Па},$$

$$P_{\text{тр}} = \left(0,03 * \frac{1,4}{0,375}\right) * \frac{12 * 1,2041}{29,8} = 7,93 \text{ Па}.$$

Розрахунки показали, що напірність запроєктованого повітропроводу знизиться у 5 разів.

Визначимо втрати тиску на згинах повітропроводів. Графік дозволяє визначити втрати тиску у відводі, виходячи з величини кута згину, діаметра та витрати повітря (лис. 4.3).

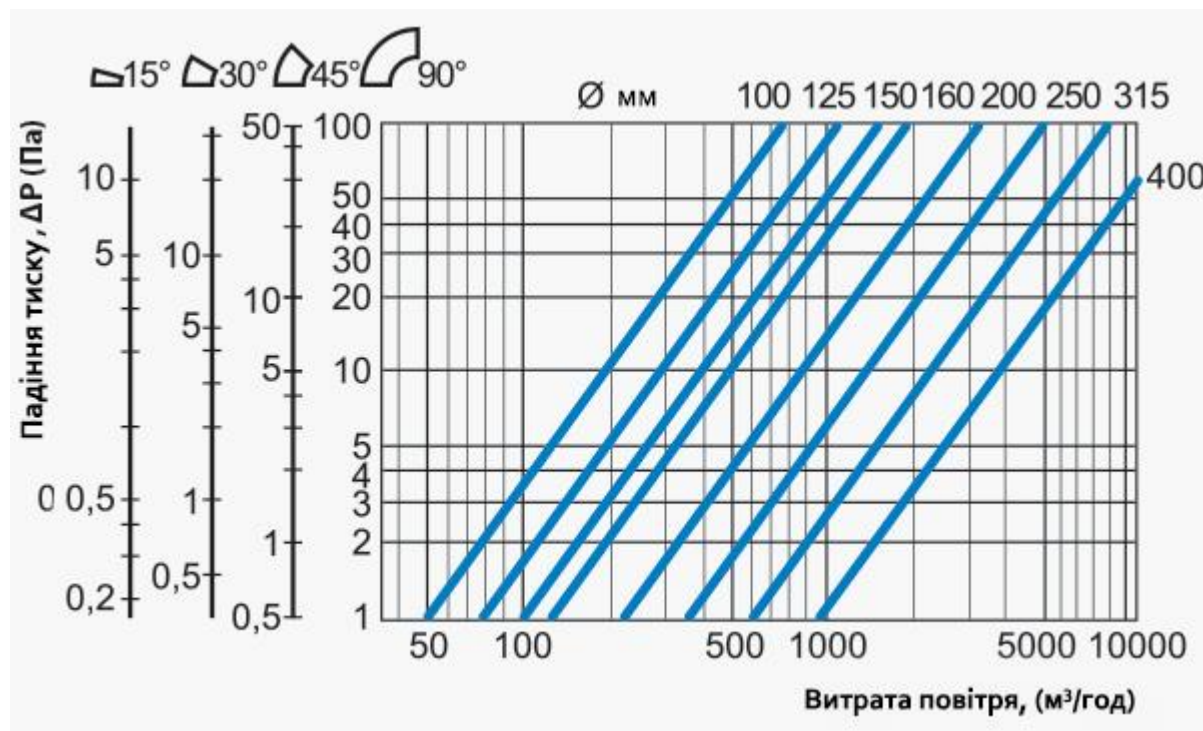


Рисунок 4.3 Визначення втрат тиску на згинах повітропроводів [1]

Визначимо втрату тиску для відводу 90° діаметром 250 мм при витраті повітря 1000 м³/год. Для цього знайдемо перетин вертикальної лінії, яка відповідає нашій витраті повітря, з нахилоною рисою, що характеризує діаметр 250 мм, і на вертикальній рисці зліва для відводу в 90° знаходимо величину втрати тиску, яка складає 6 Па.

Тепер просумуємо всі величини втрат тиску для прямих ділянок повітропроводів, мережевих елементів, відводів та решіток. Результируюча величина складає 115,88 Па. Ми розрахували систему і визначили, що наш повітропровод видаляє 8000 м³/год повітря при втратах тиску повітря 115,88 Па.

Визначимо зниження звукової енергії на ділянках каналу із змінним перетином за формулою (2.15):

$$\Delta L_w = 0,2 - 0,4 + 10 \lg \frac{0,15}{0,05} = -5,43 \text{ дБ},$$

$$\Delta L_w = 0,4 - 0,63 + 10 \lg \frac{0,05}{0,00605} = 8,95 \text{ дБ}.$$

Зниження рівнів звукової енергії складає 14, 38 дБ на частотах, Гц: 500, 1000, 2000, 4000, 8000.

Отже, у повітроводах прямокутного перетину загасання рівня звукової потужності з ростом частоти звуку зменшується, а круглого перетину зростає. При наявності теплоізоляції на металевих повітропроводах слід збільшувати приблизно у два рази.

Поняття загасання (зниження) рівня потоку звукової енергії не можна ототожнювати з поняттям зміни рівня звукового тиску в повітряному каналі. При русі звукової хвилі по каналу загальна кількість енергії, яку вона несе, зменшується, але це не обов'язково пов'язано зі зменшенням рівня звукового тиску.

У каналі, що звужується, незважаючи на згасання загального потоку енергії, рівень звукового тиску може збільшуватися внаслідок збільшення щільності звукової енергії. У розширеному каналі, навпаки, щільність енергії може зменшуватися швидше, ніж загальна звукова потужність.

Загасання на поворотах з гладкими стінками, поперечний переріз яких менше довжини хвилі, визначається реактивним опором типу додаткової маси і виникненням мод вищого порядку. Кінетична енергія потоку на повороті без зміни перетину каналу збільшується через що виникає нерівномірності поля швидкостей. Прямокутний поворот діє подібно до фільтру низьких частот.

4.3 Порівняння результатів обчислення у COMSOL Multiphysics з експериментальними даними

За даними деяких дослідників [9] швидкість переміщення повітря є причиною аеродинамічного шуму, головним чином на вигнутих ділянках і розгалуженнях, що регулюють дискові затвори та інші компоненти систем розподілу повітря. Тому рекомендується уникати різкої зміни перетину повітроводів, а поступово нарощувати з кутом розширення не більше 15° . В іншому випадку на таких ділянках ймовірно відділення повітряного потоку від площини трубопроводу, що різко підвищує гучність. З'єднання у зонах розгалужень або вигинів слід оформлювати дуже м'яко, а швидкість повітря мала б низькі значення, оскільки чим вона нижча, тим нижче аеродинамічний шум у повітроводі: його рівень знижується прямо пропорційно зниженню швидкості повітря [10]. У разі, якщо перед повітророзподільним пристроєм вентиляційних систем (дифузори та решітки) передбачається вигин або встановлений регулююча дисковий затвор, потік повітря буде характеризуватися завихреннями, через що фактичний рівень шуму може бути істотно вище 12 дБ, тоді доведеться ставити у повітроводі перед дифузором стабілізуючі ґрати для вирівнювання потоку повітря [11]. Різні типи вентиляторів дають різне звуковипромінювання, а шумність агрегатів у межах однієї категорії залежить від багатьох чинників. Якщо вентилятор підібраний для роботи в умовах найвищої аеродинамічної ефективності строго у відповідності до розрахункових показників напору й витрат повітря та з точки зору акустики, його робочі параметри будуть якісними. Зниження ефективності навіть на кілька відсотків від значень розрахункових параметрів, може вдвічі збільшити рівень випромінювання звуку системи (+3 дБ) [12]. Якщо розглянути два найбільш поширених типи вентиляторів - відцентрових і аксіальних (осьових) то слід зазначити, що звуковий спектр останніх досить рівний, а перші дають зниження шуму близько 4-6 дБ на октаву. Для відцентрових вентиляторів характерним є генерування та поширення низькочастотного шуму. Аксіальні вентилятори тихіше на низьких частотах у порівнянні з відцентровими

тієї ж потужності та набагато гучніші на високих частотах [11]. Системи зі змінною витратою повітря транспортують його обсяги та дозволяють зменшити енергоспоживання, але при цьому призводять до значного збільшення рівня шуму вентилятора. Щоб уникнути проблем необхідно з більшою ретельністю, ніж того вимагають системи з постійною витратою повітря розраховувати мережі повітроводів і відповідних систем регулювання його витрат [10].

В усьому світі проектування вискоефективних вентиляційних систем стикається з проблемою надзвичайно трудомістких та складних розрахунків за міжнародними та національними стандартами, які фактично є основою для нормативного контролю параметрів. У якості зручного додатку до стандартів фахівці багатьох країн використовують програму COMSOL Multiphysics [74], [75].

Виконаємо порівняльний аналіз на точну відповідність визначення рівнів звукової потужності на виході вентиляційної системи за державними стандартами та COMSOL [14]. Для цього на вхід подаємо тиск у 1 Па та починаємо розрахунок системи за формулами (2.16) і (2.17) [12].

Смуга частот розділяється на 8 груп хвиль. У кожній групі визначена середня частота: 63 Гц, 125 Гц, 250 Гц, 500 Гц, 1000 Гц, 2 кГц, 4 кГц та 8 кГц. Будь-який шум розкладається по групах частот, і можна знайти розподіл звукової енергії по різних частотах. (табл. 4.9). При порівнянні значень, які отримані обчисленнями за державним стандартом і методом скінченних елементів без витрат повітря та з їх додаванням, отримали їх відносну відповідність (рис. 4.2, рис. 4.3).

Тобто, доведено, що розрахунки та проектування у COMSOL відповідають державним стандартам, нормам і правилам. Результати аналізу допоможуть фахівцям раціонально виконувати обчислення у середовищі COMSOL та розробляти ефективні моделі вентиляційних каналів.

Таким чином, однією з умов збереження здорового повітряного балансу є правильне проектування системи вентиляції. Кожна частина мережі повітрообміну повинна бути підібрана, виходячи з обсягів приміщення і характеристик повітря в ньому.

Таблиця 4.9 - Рівні звукової потужності на виході вентиляційної системи

Методика визначення рівня звукової потужності, дБ	Частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Втрати рівнів звукової потужності на прямих ділянках повітропроводів з облицюванням (1,4 м)	1,26	1,26	0,95	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63
Втрати рівнів звукової потужності в прямокутних поворотах повітропроводів	0	0	0	2	12	24	28	32
Результат розрахунку(ДСТУ)	1,26	1,26	0,95	2,63	12,63	24,63	28,63	32,63
Comsol(на вході) 1 Па	87,11	87,42	87,04	86,97	86,30	86,37	87,94	91,03
Comsol(на виході) 1 Па	86,42	83,36	79,00	73,55	65,98	50,66	24,57	-3,65
Результат розрахунку (Comsol) 1Па	0,69	4,06	8,04	13,42	20,32	35,71	63,37	94,68
Ефективність шумоглушення, % 1Па	0,79	4,64	9,23	15,43	23,54	41,34	72,06	104,00
Comsol(на вході) 1000/1Па	174,95	175,26	174,88	174,81	174,14	174,21	175,80	178,87
Comsol(на виході) 1000/1Па	174,26	171,20	166,84	161,39	153,82	138,51	112,42	84,18
Результат розрахунку (Comsol) 1000/1Па	0,69	4,06	8,04	13,42	20,32	35,7	63,38	94,69
Ефективність шумоглушення, % 1000/1Па	0,39	1,75	4,59	7,67	11,66	20,49	36,05	52,90

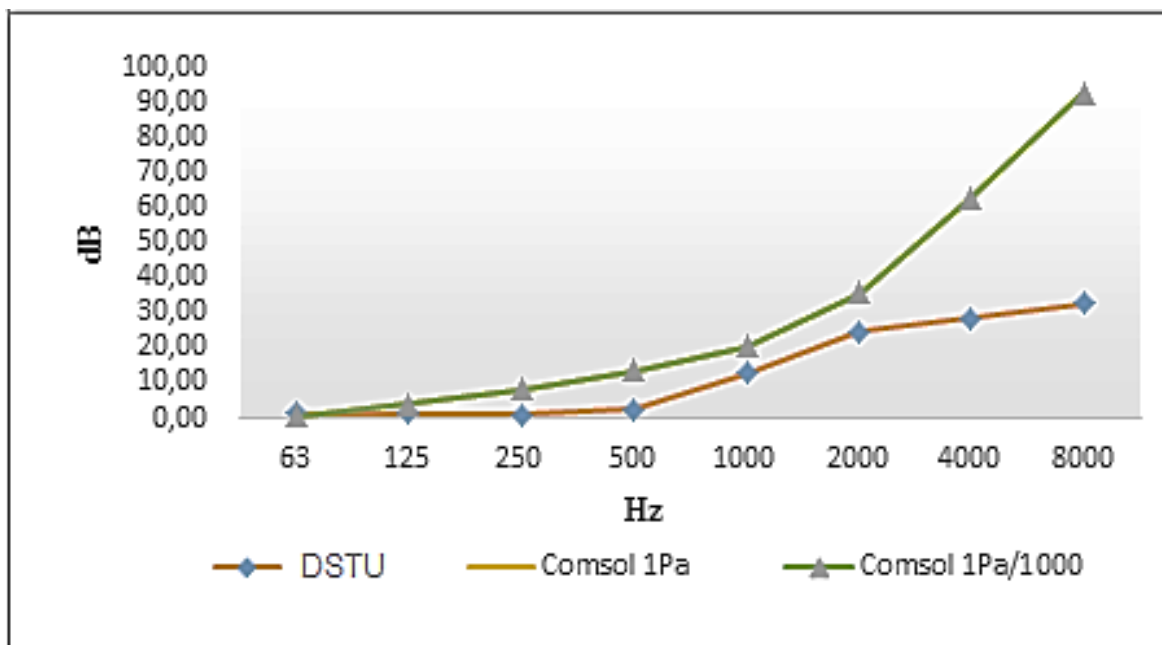


Рисунок 4.2. Розрахунок втрати рівнів звукової потужності різними методами [58]

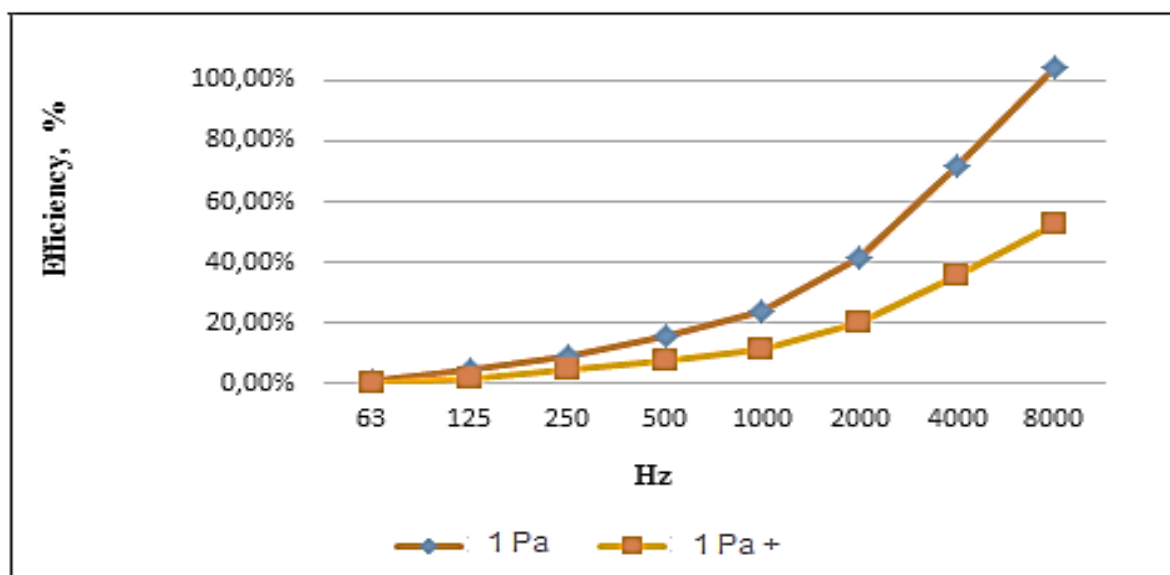


Рисунок 4.3. Ефективність шумоглушення з урахуванням руху повітря [58]

Швидкість руху повітря тісно взаємопов'язана з таким поняттям, як рівень шуму у вентиляційній системі. Найбільш гостро стоїть проблематика поширення звуку у вигинах вентиляційних каналів, де створюється найбільший шум. Повітря, що проходить по каналах, збільшує показники рівня шуму і тиску, які зростають з кількістю поворотів. Шум від вентилятора поширюється повітропроводом (повітряним каналом), частково затухає в його елементах і через повітророзподільні та повітроприймальні решітки потрапляє в обслуговуване приміщення.

Основними завданнями акустичного розрахунку є визначення октавного спектру вентиляційного шуму в розрахункових точках і його необхідного зменшення шляхом зіставлення цього спектру з допустимим спектром за гігієнічними нормами. Після підбору будівельно-акустичних заходів із забезпечення необхідного зменшення шуму проводиться перевірочний розрахунок очікуваних рівнів звукового тиску в цих самих розрахункових точках, з урахуванням ефективності цих заходів.

Аналіз поширення акустичних хвиль у вентиляційних каналах з урахуванням руху повітря показав, що інтенсивність звуку на виході з каналу зменшується при плавному звуженні каналу по довжині і збільшується у зворотному напрямку, а швидкість потоку повітря до 7,5 м / с практично не впливає на інтенсивність звуку.

При визначенні впливу швидкості повітря від 8 м/с до 12 м/с, встановлено, що рівень звукової потужності у таких швидкісних межах збільшується на $1,76 \pm 0,175$ Дб для всіх досліджуваних значень витрат повітря, а саме: при 1000 м³/год. 40,56 -47,60 дБ; 3000 м³/год. 45,33-52,37 дБ; 8000 м³/год. 49,59-56,64 Дб.

При визначенні потенційного рівня шуму для запроєктованих моделей, з'ясували що вентиляційні канали, які мають ізоляцію, дадуть більший рівень шуму: а) 110×50 мм у 1,15 раза; б) 200×250 мм у 1,13 раза; в) 300×500 мм у 1,07 раза, тобто шумоглушення не враховується, напірність знизиться у 5 разів, звукова енергія на 14,38 дБ на частотах, Гц: 500, 1000, 2000, 4000, 8000.

Порівняння розрахунків втрат рівнів звукової потужності за державним стандартом і методом скінченних елементів показало відносну їх відповідність. а ефективність шумоглушення з рахуванням руху повітря, яка визначена у COMSOL Multiphysics 5.2 складає 52,9%. Найоптимальнішими для моделювання вентиляційних систем є канали розмірами: 200×250 мм при витратах повітря 1000 м³/год., тому що велика площа перетину може призвести до запилення, що знизить властивості глушників, а занадто мала до збільшення швидкості повітря та підвищення рівня шуму

ВИСНОВКИ

1. Поширення звукових хвиль у кривих вентиляційних каналах захопило інтерес багатьох дослідників. Це стимулюється величезною теоретичною важливістю проблеми інженерного проектування сучасних систем вентиляції і кондиціонування, оскільки практично всі моделі мають вигини. У випадку акустичних явищ постає проблема збільшення у них тиску повітря і, як наслідок, підвищення рівня шуму. Чималий інтерес представляє проблема моделювання продуктивних та економічних конструкцій, що мають високу опірність труб і низьку швидкість повітря.

На сьогоднішній день питання підвищення ефективності глушників аеродинамічного шуму систем вентиляції є досить актуальним, незважаючи на те, що є багато напрацювань відомих зарубіжних та українських колективів і дослідників. Проблематика наукових досліджень полягає у відсутності універсальної стандартизованої автоматизації розрахунків параметрів вентиляційних систем.

2. Основою для проектування шумоглушення систем вентиляції та кондиціонування повітря є комплекс методичних підходів, стандартів та нормативних документів серед яких аеродинамічний розрахунок повітропроводів, що надає вихідні значення для акустичного розрахунку - обов'язкового додатку до проекту вентиляції будь-якого об'єкта. Основні завдання якого – це визначення октавного спектра повітряного, структурного вентиляційного шуму в розрахункових точках і його необхідного зниження шляхом зіставлення цього спектра з допустимим спектром по гігієнічним нормам. Після підбору будівельно-акустичних заходів щодо забезпечення необхідного зниження шуму проводиться перевірочний розрахунок очікуваних рівнів звукового тиску в тих же розрахункових точках з урахуванням ефективності цих заходів. Обчислення такими способами вимагає від проектувальника великих затрат часу. У якості

альтернативи використовується метод скінченних елементів для моделювання у COMSOL Multiphysics.

3. При узагальненні та порівнянні значень зниження рівнів, отриманих при розрахунку вентиляційної системи 2-ма способами визначено, що найбільше зменшення рівня шуму відбувається у діапазоні 500-1000 Гц та на частоті 8000 Гц. Дані отримані при розрахунку першим способом відрізняються що найменше в 2.5 рази від отриманих другим способом. У даному способі показник зменшення рівня шуму на прямокутних поворотах завищений в 2-3 рази. На частотах 63-250 Гц система сама по собі неефективна, але за рахунок втрат рівнів звукової потужності в результаті відбиття звуку від відкритого кінця повітропроводу, коли він вільно виступає в приміщенні його можна значно підвищити. Тому, виступ кінця повітропроводу із стінки необхідний для збільшення ефективності даної системи на низьких частотах.

4. При визначенні впливу швидкості повітря від 8 м/с до 12 м/с, встановлено, що рівень звукової потужності у таких швидкісних межах збільшується на $1,76 \pm 0,175$ Дб для всіх досліджуваних значень витрат повітря, а саме: при 1000 м³/год. 40,56 -47,60 дБ; 3000 м³/год. 45,33-52,37 дБ; 8000 м³/год. 49,59-56,64 Дб. При визначенні потенційного рівня шуму для запроектованих моделей, з'ясували що вентиляційні канали, які мають ізоляцію, дадуть більший рівень шуму: а) 110×50 мм у 1,15 раза; б) 200×250 мм у 1,13 раза; в) 300×500 мм у 1,07 раза, тобто шумоглушення не враховується. Напірність запроектованого повітропроводу знизиться у 5 разів. Зниження звукової енергії складає 14,38 дБ на частотах, Гц: 500, 1000, 2000, 4000, 8000. Порівняння розрахунків втрат рівнів звукової потужності за державним стандартом і методом скінченних елементів показало відносну їх відповідність. Найоптимальнішими для моделювання вентиляційних систем є канали розмірами: 200×250 мм при витратах повітря 1000 м³/год. Проектування моделей вентиляційних каналів з урахуванням швидкості повітря у COMSOL є ефективним та дозволяє розробляти сучасні малощумні системи кондиціонування та вентиляції, які відповідають державним стандартам і нормативам.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Що таке втрата тиску? Поради з вентиляції: веб-сайт. URL: <https://vents.ua/ua/so-take-vtrata-tisku> (дата звернення: 12.10.2018).
2. Большаков В.И., Яценко Е.А., Соссу Г. Основы метода конечных элементов. Днепропетровск: Gaudeamus, 2000.- 256с.
3. Богданов А.В. Моделирование нестационарных процессов термооптической генерации колебаний в упругом слое. *Dynamical system modeling and stability investigation*: материалы Международной конференции. Киев, 2003. с. 280.
4. Види вентиляційних каналів. Tincraft: веб-сайт. URL: <https://tincraft.com.ua/uslugi/ventilyatsiya/pryamougolnye-vozduhovody/> (дата обращения: 17.12. 2018).
5. Воздуховоды. VENTS: веб-сайт. URL: <https://vents.ua/series/isovent-n> (дата звернення: 10.07.2018).
6. Вентиляція. Вікіпедія: веб-сайт. URL: <https://uk.wikipedia.org/wiki/Вентиляція> (дата звернення: 15.07.2018).
7. Гармаш О.В., Красильников А.И. Негауссовские модели погрешностей измерений. «Проблемы промышленной теплотехники»: матеріали VIII міжнародної конференції, 8–11 жовтня 2013 г. С.112-115.
8. Гусев В.П. Снижение шума систем вентиляции и кондиционирования. *Защита от шума и вибраций*. К.: Acoustic Traffic LLC, 2014. URL: <http://www.acoustic.ua/recommendations/453> (дата обращения: 12. 07.2018).
9. Гусев В.П. Акустический расчет как основа для проектирования малошумной системы вентиляции (кондиционирования). АВОК: Кондиционирование воздуха, 2004. № 6. URL: https://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=2577 (дата звернення: 10.11. 2018).
10. Гусев В.П. Лешко М.Ю. К вопросу об аэроакустических испытаниях вентиляторного оборудования. *Аэроакустические испытания вентиляторного оборудования*. URL: http://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=1464&version=prin (дата звернення: 15.10. 2018).

11. ДБН В.2.5 – 67: 2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування. [Чинний від 2014 – 01 – 01] Київ: Мінрегіон, 2013. 149 с. (Інформація та документація).
12. ДСТУ-Н Б В.1.1-XX:201X. Настанова з проведення розрахунку шуму в приміщеннях і на територіях: проект НСУ / В. Заєць, М. Трохименко, Г. Фаренюк. [Проект]. К.: Мінрегіонбуд України, 201X. 103 с.
13. ДСТУ EN ISO 3744:201_ (EN ISO 3744:2010, IDT). Акустика. Визначання рівнів звукової потужності та рівнів звукової енергії джерел шуму за звуковим тиском. Технічні методи для практично вільного поля над звуковідбивальною площиною. [Проект]. К.: ДП «УкрНДНЦ», 2012. 190 с.
14. ДСТУ EN ISO 3745:201_ (EN ISO 3745:2012, IDT). Акустика. Визначання рівнів звукової потужності та рівнів звукової енергії джерел шуму за звуковим тиском. Точні методи для заглушених і напівзаглушених камер. [Проект]. К.: ДП «УкрНДНЦ», 2014. 181 с.
15. ДСТУ Б.В.2.7-183:2009. Будівельні матеріали. Матеріали та вироби будівельні звукопоглинальні і звукоізоляційні. Класифікація й загальні технічні вимоги. [Чинний від 2010–08–01]. К.: Держспоживстандарт України, 2010. 40 с. (Інформація та документація).
16. ДСТУ Б.В.2.7-184:2009. Будівельні матеріали. Матеріали звукоізоляційні і звукопоглинальні. Методи випробувань. [Чинний від 2010–08–01]. К.: Держспоживстандарт України, 2010. 21 с. (Інформація та документація).
17. ДСТУ Б EN 15242:2015 Вентиляція будівель. Розрахункові методи визначення витрат повітря на вентиляцію будівель з урахуванням інфільтрації. [Чинний від 2016–10–01]. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2016. 121 с. (Інформація та документація).
18. ДСТУ Б.В.2.6-86:2009. Конструкції будинків і споруд. Звукоізоляція огорожувальних конструкцій. Методи вимірювання. [Чинний від 2010–08–01]. К.: Держспоживстандарт України, 2010. 45 с. (Національні стандарти України).
19. ДСТУ Б.В.2.6-85:2009. Конструкції будинків і споруд. Звукоізоляція огорожувальних конструкцій. Методи оцінювання. [Чинний від 2010–08–01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2010. 30 с.

20. Дідковський В.С., Луньова С.А. Основи архітектурної та фізіологічної акустики: навч. посібник. Кіровоград: "Імекс ЛТД", 200. 159 с.
21. Дідковський В.С. Основи акустичної екології: навч. посібник. / С. В. Дідковський, В.Я. Акименко, О.І. Запорожець, В.Г. Савін, В.І. Токарев. Кіровоград: "Імекс ЛТД", 2002. 350 с.
22. Дідковський В.С., Коржик О.В., Лейко О.Г. Електричні п'єзокерамічні перетворювачі: навч. посібник. Кіровоград: "Імекс ЛТД", 2006. 290 с.
23. Дидковский В.С., Дидковская М.С., Продеус А.Н. Акустическая экспертиза каналов речевой коммуникации: навч. посібник. Кіровоград: "Імекс ЛТД", 2009. 344 с.
24. Дідковський В.С., Дідковська М.В. Продеус А.М. Комп'ютерна обробка акустичних сигналів: навчальний посібник. Кіровоград: "Імекс ЛТД", 2010. 415 с.
25. Дідковський В.С., Заєць В.П., Самойленко Н.О. Оцінка ізоляції повітряного шуму в розширеному діапазоні частот. *Електроніка і зв'язь*. 2011. №1(60). С. 164–168.
26. Дідковський В.С., Луньова. Основи архітектурної та фізіологічної акустики. К.: Постприм, 2001. 422 с.
27. Домбровский Р.В. Промышленное звукопоглощающее покрытие для заглушенных звукомерных камер. *Акустический журнал*. М.: 1986, т. XII, вып. 4, с. 484 - 485.
28. EN ISO 3744:2010. Acoustics – Determination of sound power levels and sound energy levels of noise source using sound pressure – Engineering methods for an essentially free field over a reflecting plane. [Published 2014 – 06 – 25]. Charlotte, NC, 2014. 78 p.
29. EN ISO 3745:2012. Acoustics - Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure - Precision methods for anechoic rooms and hemi-anechoic rooms. [Published 2012 – 03 – 16]. Charlotte: NC, 2012. 63p.
30. Ермолаев А.В. Исследование акустических характеристик микросистемных приборных средств при вибрационной и ударной нагрузке в безэховой камере. *Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева*. М.: 2011. Т. 1.

31. The COMSOL® Software Product Suite: веб-сайт. URL: <https://uk.comsol.com/products> (дата звернення: 15.04.19)
32. Звуковые волны в газах. Техническая и учебно-методическая документация: веб-сайт. URL: http://www.pppa.ru/additional/02phy/04/phy_kv_20.php (дата обращения: 25.04.19)
33. Івах Р.М., Бедрій Я.І., Білінський Б.О., Козяр ММ. Основи охорони праці: навчальний посібник. / За редакцією Р.М. Івах. 4-те вид., перероб. і доп. К.: Кондор, 2010. 464 с.
34. Ковригин С.Д., Кришов С.И. Архитектурно-строительная акустика. М.: Высш. шк., 1986. – 255 с.
35. Козерук С.О. К вопросу об акустическом контроле физико-механических характеристик стержневых изделий. *Электроника и связь*. Київ: НТУУ «КПІ ім. І. Сикорського»- 2009. С. 139-142
36. Кондрашов Д. Заглушай и властвуй: *Вектор высоких технологий*. М.: Ostes, 2016. Вип. 4. С. 38-52
37. Кудрявцев Ф.С. Звукомерные камеры для измерения шума машин и оборудования, спроектированные во ВЦНИИОТ: *Сб. "Научн. работы инстит. охраны труда ВЦСПС"*. М., 1969, вып. 61, с. 92 - 99.
38. Кудрявцев Ф.С. Заглушенные звукомерные камеры: *Сб. "Научн. работы инстит. охраны труда ВЦСПС"*. М., 1971. вып. 68, с. 65 - 72.
39. Кудрявцев Ф.С. Реверберационные звукомерные камеры: *Сб. "Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС"*. М., 1971, вып. 69, с. 74 - 81.
40. Кудрявцев Ф.С. Анализ методов расчета заглушенных камер: *Сб. "Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС"*. М., 1971, вып. 70, с. 55 - 61.
41. Кудрявцев Ф.С. Обзор методов расчета реверберационных камер: *Сб. "Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС"*. М., 1971, вып. 73, с. 68 - 74.
42. Кудрявцев Ф.С. Акустический расчет и классификация реверберационных камер для измерения шума машин: *Сб. "Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС"*. М., 1971, вып. 74, с. 70 - 76.

43. Кудрявцев Ф.С. Акустический расчет и классификация заглушенных камер для измерения шума машин и оборудования: *Сб. "Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС"*. М., 1972, вып. 75, с. 59 - 65.
44. Лопашев Д.З. Заглушенные и реверберационные камеры: Борьба с шумом. /под ред. Е.Я. Юдина. М.: Стройиздат, 1964, с. 148 - 174.
45. Луньова С. А., Богданов О.В., Заець В.П. Методичні вказівки до розрахунково-графічної роботи “Акустичний проект приміщення” з дисципліни “Прикладна акустика“. К.: НТУУ КПІ імені Ігоря Сікорського, 2011. 48 с.
46. Осипов Г.Л., Лопашев Д.З., Федосеева Е.Н. Измерение шума машин и оборудования. М., Изд-во стандартов, 1968. 148 с.
47. Метод скінченних елементів. Вікіпедія: веб-сайт. URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/Метод_скінченних_елементів (дата звернення: 07.08.2018).
48. Методические указания по расчету и проектированию акустических камер для измерения шумовых характеристик машин. *Всесоюз. ЦНИИ охраны труда: / сост. Ф.С. Кудрявцев, Л.Ф. Лагунов. Москва: ВЦНИИОТ, 1978. 79 с.*
49. Маньковский В.С. Акустика студий и залов для звуковоспроизведения. М.: Искусство, 1966. 375 с.
50. Мілейковський В.О., Котелков Л.М. Вентиляція індивідуального житлового будинку. Дніпро: Середняк Т. К., 2018, 156 с.
51. Ньюэлл Ф. Звукозапись. *Акустика помещений*. М.: Шоу мастер, 2004. 230 с.
52. Пістун І.П., Березовецька О. Г., Трунова І. О. Охорона праці (Законодавство. Організація роботи): навчальний посібник. Львів: Тріада плюс, 2010. 648 с.
53. Пономарчук І.А., Волошин І.Б. Вентиляція та кондиціонування повітря: навчальний посібник. Вінниця: ВНТУ, 2004. 121 с.
54. Полосин И.И., Яременко С.А. Моделирование распространения звука в воздуховодах систем механической вентиляции и кондиционирования воздуха. *Вестник ТГАСУ*. Томск, 2008. № 1. С. 117-124.

55. Руководство по расчету и проектированию шумоглушения вентиляционных установок. *НИИ строит. физики Госстроя СССР, Гос. проект ин-т Сантехпроект Госстроя СССР*. М.: Стройиздат, 1982. 87 с.
56. Ржевкин С.Н. Курс лекций по теории звука. Москва: МГУ, 1960. 337 с.
57. Сараненко А.М., Богданов О.В. Аналіз акустичних властивостей вентиляційних каналів. Моделювання спадання акустичної енергії в каналі за допомогою COMSOL Multiphysics. *Мікросистеми, електроніка та акустика*. Київ: НТУУ «КПІ» ім. Ігоря Сікорського, 2018. № 5, т. 23. С. 63-69
58. Сараненко А.М., Богданов О.В. Вплив швидкості потоку повітря у вентиляційному каналі на поширення звуку. *Science, research, development. Technics and technology: Zbiór artykułów naukowych z konf. miedzynar. nauk.-prakt.*, 29 – 30 kwiet. 2019. Barcelona: Warszawa, 2019. A. 115-118.
59. Степанов М.В., Росковшенко Ю.К. Теплогазопостачання і вентиляція: навч. посібник для студ. вищих навч. закл., які навч. за напрямом "Будівництво". К.: КНУБА, 2008. 256 с.
60. Трохименко М.О., Заєць В.П. Застосування сендвіч-панелей в конструкції шумозахисних екранів. *Будівельні матеріали, виробы та санітарна техніка. Науково-технічний збірник*. Випуск 31. 2009. С. 111-113.
61. Федотов Е.С. Извлечение импеданса звукопоглощающей конструкции в системе Comsol Multiphysics. *Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации*. Т.1. П.: ПНИПУ, 2015. 380-383 с.
62. Шевченко Г.Л. Эффективные режимы работы и конструкции компактных регенераторов промышленных печей: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.14.06 - Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика. Днепропетровск, 2001. 17с.
63. Шум. Методы измерения. Общие определения. Рекомендация СЭВ по стандартизации. РС 611-66.1966.
64. Юдин Е.Я., Осипов Г.Л., Федосеева Е.Н. Звукопоглощающие и звукоизоляционные материалы. М., Стройиздат, 1966. 248 с.

65. Электроакустика и звуковое вещание / Под ред. Ю.А. Ковалгина. М.: Горячая линия – Телеком, 2007 845 с.
66. Яременко С.А.. Повышение эффективности глушителей аэродинамического шума систем вентиляции автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук Russia: Воронеж, 2008. 18 с.
67. Яременко С.А., Полосин И.И. Моделирование распространения звука в воздуховодах систем механической вентиляции и кондиционирования воздуха *Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета*. Томск, 2008. №1. с. 117-124.
68. Яременко С.А., Полосин И.И. Моделирование распространения звуковых колебаний в воздуховодах с различными геометрическими характеристиками *Научный Вестник ВГАСУ «Строительство и Архитектура»*. Воронеж, 2008. №2 с. 114-120
69. Янкин С. Акустические расчёты в COMSOL Multiphysics. Веб-сайт.URL: <http://www.acoust-conference.iapras.ru/img/COMSOL.pdf>
70. Louis T. Gnecco The Design of Shielded Enclosures. Cost effective Methods to Prevent EMI: The University of Michigan, 2007. P. 89-95.
71. Solodova M.A., Solomatina E.O. Experimental study of noise in channels like large-sized air ducts. *Вестник МГСУ*. М.: МГСУ, 2011. № 3, Т. 1. С 97-102.
72. Ventilation in healthcare premises: Design considerations. *Health Technical Memorandum 2025*. London: The Stationery Office, 1999. 121 p.
73. W. Rostafinski. Monograph on propagation of sound waves in curved ducts. USA: Cleveland, Ohio: Lewis research center, 1991. 102 с.
74. Geike, R. Comsol Multiphysics in education- chemical reactions, heat and mass transfer. *Proceedings of the COMSOL conference*. Hannover, november 4-6, 2008.
75. Dixon A., Di Biasio D. Integrating COMSOL into a mathematical modeling course for chemical engineers. *Proceedings of the COMSOL conference*. Boston, october 9-11, 2008.