

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**01.08 – КМР.1943 «С» 2022.30.12.052 ПЗ**

**Прокопчук Іван Анатолійович**

**2023**

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**01.08 – КМР.1943 «С» 2022.30.12.052 ПЗ**

**Прокопчук Іван Анатолійович**

**2023**

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ  
Механіко – технологічний факультет  
УДК 629.3:054

ПОГОДЖЕНО  
Декан факультету (Директор ННІ)  
механіко – технологічний факультет  
(назва факультету (ННІ))  
Братішко В.В.  
(підпис) (ПІБ)  
“ ” 2023 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ  
Завідувач кафедри  
тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів  
(назва кафедри)  
Калінін Є.І.  
(підпис) (ПІБ)  
“ ” 2023 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Удосконалення проектування системи обробки відпрацьованих

газів автотранспортних засобів»  
Спеціальність 208 «Агроінженерія»  
(код і назва)  
Освітня програма Агроінженерія  
(назва)  
Орієнтація освітньої програми  
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор  
(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Братішко В.В.  
(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

К.Т.Н., доцент  
(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Соломка О.В.  
(ПІБ)

Виконав  
(підпис)  
Прокопчук Іван Анатолійович  
(ПІБ студента)  
КИЇВ – 2023

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Тракторів, \_\_\_\_\_ автомобілів \_\_\_\_\_ та  
біоенергоресурсів \_\_\_\_\_

д.т.н., професор Калінін С.І.  
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ІПБ)  
"\_\_\_\_\_" 2023 р.

## ЗАВДАННЯ

на виконання магістерської кваліфікаційної роботи студенту

Прокопчук Іван Анатолійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агринженерія»  
(код назва)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Удосконалення проектування системи обробки відпрацьованих газів автотранспортних засобів»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «30» грудня 2022 р. №1943 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру 20.10.2023  
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: характеристики ДВЗ.

Перелік питань які потрібно розробити:

Вступ

1. Аналіз стану питання, мета та завдання дослідження.
2. Вдосконалення методів дослідження елементів систем обробки отработани газів по віброакустичним параметрам, необхідним для проектування системи в цілому;
3. Розробка методу пошуку конструктивних рішень щодо зниження структурного шуму при проектування систем обробки отработани газів на основі розрахунково-експериментального дослідження власних і змушених частот і форм коливань окремих зовнішніх поверхней на прикладі глушника-нейтралізатор
4. Висновки.
5. Список використаних джерел.

Перелік графічного матеріалу:

Удосконалення проектування системи обробки відпрацьованих газів автотранспортних засобів; класифікація джерел шуму автотранспортних засобів за значимістю; екологічні стандарти; метод дослідження елементів систем обробки відпрацьованих газів; розподіл звукового тиску; розподіл звукового тиску в поздовжній площині розширювальної камери; експериментальне визначення граничних умов глушника-нейтралізатора; висновки.

Дата видачі завдання «09» лютого 2023 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

(підпис)

Соломка О.В.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Прокопчук І.А.

(прізвище та ініціали студента)

## РЕФЕРАТ

Автотранспортні засоби (АТЗ) внаслідок випромінювання ними під час роботи шуму порушують екологічну рівновагу довкілля. Законодавче нормування шуму сучасних автотранспортних засобів змушує удосконалювати та розробляти більш ефективні методи зниження шуму та проектування малошумних конструкцій двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), агрегатів автомобіля та систем обробки відпрацьованих газів (СОВГ).

Розробка сучасних малошумних конструкцій автомобілів є одним із пріоритетних напрямків розвитку науки та техніки. Одним із значних джерел шуму АТЗ є СОВГ, тому вдосконалення методів проектування та дослідження конструкції СОВГ з метою зниження її шуму є важливим завданням та дозволить суттєво знизити звукове випромінювання від АТЗ загалом.

Прискорене проведення робіт зі зниження шуму СОВГ також продиктовано нормативно-правовими вимогами до СОВГ, які постійно посилюються.

**Метою роботи** є розробка методу пошуку конструктивних рішень щодо зниження акустичного випромінювання від зовнішніх поверхонь СОВГ на прикладі глушника-нейтралізатора автотранспортного засобу.

### **Наукова новизна:**

– розроблено та реалізовано методіку моделювання СОВГ автотранспортних засобів на підставі акустичних характеристик елементів СОВГ, одержаних розрахунково-експериментальними способами;

– розроблено розрахунково-експериментальні методики та стенди для визначення акустичних характеристик елементів СОВГ АТЗ, необхідних для моделювання системи загалом;

– розрахунково-експериментальним способом розроблено, виготовлено та випробувана конструкція глушника-нейтралізатора, що дозволяє знизити акустичне випромінювання АТЗ;

– з метою зменшення шуму від зовнішньої поверхні глушника-нейтралізатора АТЗ розраховані з урахуванням граничних умов частоти та форми коливань

окремих зовнішніх поверхонь під час введення різних конструктивних змін та обрані найбільш ефективні рішення щодо критерію - зменшення середнього значення квадрата віброшвидкості за окремою поверхнею конструкції.

**Практична цінність:** Результати роботи можуть бути використані у науково-дослідних, науково-освітніх установах та виробничих підприємствах, що спеціалізуються на розробці та виробництві систем обробки відпрацьованих газів для автотранспортних засобів (АТЗ), з метою досягнення перспективних екологічних норм щодо шуму.

**Об'єкти дослідження:** Системи обробки газів, що відпрацьовали АТЗ.

Елементи СОВГ. Досвідчені зразки СОВГ

**Предметом дослідження були** експериментальне обладнання для визначення та дослідження акустичних характеристик елементів СОВГ, методика визначення конструктивних рішень зі зниження шуму від зовнішніх поверхонь СОВГ та її реалізація для глушника-нейтралізатора.

**Ключові слова:** систем обробки відпрацьованих газів (СОВГ), електропривід, автомобіль, оцінка ефективності.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ, МЕТА ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	10
1.1 Вплив автотранспортних засобів на акустичне забруднення.....	10
1.2 Класифікація джерел шуму автотранспортних засобів за значимістю.....	11
1.3 Чинні закони, що регулюють акустичну емісію транспортних засобів.....	14
1.4 Тенденції розвитку автомобільних систем очищення вихлопних газів.....	17
2 ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМ ОБРОБКИ ОТРАБОТАЛИ ГАЗІВ ПО ВІБРОАКУСТИЧНИМ ПАРАМЕТРАМ, НЕОБХІДНИМ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМИ В ЦІЛОМУ.....	23
2.1 Удосконалений метод дослідження елементів систем обробки газів, що відрізняються.....	20
2.2 Експериментальне дослідження акустичних властивостей елементів систем очищення вихлопних газів. Дайте визначення наближеної математичної моделі.....	26
3 РОЗРОБКА МЕТОДУ ПОШУКУ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ ЩОДО ЗНИЖЕННЯ СТРУКТУРНОГО ШУМУ ПРИ ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМ ОБРОБКИ ОТРАБОТАЛИ ГАЗІВ НА ОСНОВІ РОЗРАХУНОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ВЛАСНИХ І ЗМУЩЕНИХ ЧАСТОТ І ФОРМ КОЛИВАНЬ ОКРЕМИХ ЗОВНІШНІХ ПОВЕРХНЕЙ НА ПРИКЛАДІ ГЛУШНИКА-НЕЙТРАЛІЗАТОРА.....	38
3.1 Визначення власних та вимушених частот і форм коливань окремих поверхонь глушника-нейтралізатора.....	38
3.2 Експериментальне визначення граничних умов глушника-нейтралізатора.....	40

глушника-нейтралізатора.....	44
ВИСНОВКИ.....	50
СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ.....	51
ДОДАТКИ.....	61

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

## ВСТУП

Автотранспортні засоби (АТЗ) внаслідок випромінювання ними під час роботи шуму порушують екологічну рівновагу довкілля. Законодавче нормування шуму сучасних автотранспортних засобів змушує удосконалювати та розробляти більш ефективні методи зниження шуму та проектування малошумних конструкцій двигуна внутрішнього.

Одним із значних джерел шуму АТЗ є СОВГ, тому вдосконалення методів проектування та дослідження конструкції СОВГ з метою зниження її шуму є важливим завданням та дозволить суттєво знизити звукове випромінювання від АТЗ загалом.

Прискорене проведення робіт зі зниження шуму СОВГ також продиктовано нормативно-правовими вимогами до СОВГ, які постійно посилюються.

Метою роботи є розробка розрахунково-експериментальних методів дослідження та визначення віброакустичних характеристик окремих елементів СООГ, необхідних для проектування системи загалом, а також розробка методу пошуку конструктивних рішень щодо зниження акустичного випромінювання від зовнішніх поверхонь СОВГ на прикладі глушника-нейтралізатора автотранспортного засобу.

Наукова новизна:

розроблено та реалізовано методику моделювання СОВГ автотранспортних засобів на підставі акустичних характеристик елементів СОВГ, одержаних розрахунково-експериментальними способами;

– розроблено розрахунково-експериментальні методики та стенди для визначення акустичних характеристик елементів СОВГ АТЗ, необхідних для моделювання системи загалом;

– розрахунково-експериментальним способом розроблено, виготовлено та випробувана конструкція глушника-нейтралізатора, що дозволяє знизити акустичне випромінювання АТЗ;

– з метою зменшення шуму від зовнішньої поверхні глушника-нейтралізатора АТЗ розраховані з урахуванням граничних умов частоти та форми коливань



окремих зовнішніх поверхонь під час введення різних конструктивних змін та обрані найбільш ефективні рішення щодо критерію - зменшення середнього значення квадрата віброшвидкості за окремою поверхнею конструкції.

Результати роботи можуть бути використані у науково-дослідних, науково-освітніх установах та виробничих підприємствах, що спеціалізуються на розробці та виробництві систем обробки відпрацьованих газів для автотранспортних засобів (АТЗ), з метою досягнення перспективних екологічних норм щодо шуму

Системи обробки газів, що відпрацьовали АТЗ. Елементи СОВГ. Досвідчені зразки СОВГ.

Предметом дослідження були експериментальне обладнання для визначення та дослідження акустичних характеристик елементів СОВГ, методика визначення конструктивних рішень зі зниження шуму від зовнішніх поверхонь СОВГ та її реалізація для глушника-нейтралізатора.

# 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ, МЕТА ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

## 1.1 Вплив автотранспортних засобів на акустичне забруднення довкілля

Основним джерелом звукового випромінювання є транспортні засоби. Зі збільшенням парку автомобілів збільшується акустичне забруднення навколишнього середовища, що негативно впливає на фізичний та психічний стан людини, викликає почуття занепокоєння та роздратування, підвищує стомлюваність, спричиняє зниження якості [2].

Шум має різний вплив на організм людини залежно від його рівня, природи та тривалості. У таблиці 1.1 показано вплив різних рівнів звукового тиску людини [22].

Таблиця 1.1 – Сприйняття людиною різних рівнів звукового тиску та вплив на її фізичний стан

Рівень звука, дБА	Сприйняття дітей	Можливі джерела звуку
15	Ледве чути	Шелесті листя
30	Тихо	Шепіт, цокання настінного годинника.
40	Доволі чути	Допустимий максимум за нормами для житлових приміщень вночі, с 23 до 7 ч Звичайне мовлення. Норма для житлових приміщень вдень, з 7 до 23 год.
55	Чітко чути	Детальніше читати у "Російській газеті " Верхня норма для офісних приміщень класу А (за європейськими нормами)
65	Шумно	Гучна розмова (1м)
75	Шумно	Крик, сміх (1м)

Продовження таблиця 1.1 – Сприйняття людиною різних рівнів звукового тиску та вплив на її фізичний стан

Рівень звука, дБА	Сприйняття дітей	Можливі джерела звуку
85	Дуже шумно	Гучний крик, мотоцикл із глушником
95	Дуже шумно	Вагон метро (в 7 метрах зовні чи всередині вагона)
100	Вкрай шумно	Вагон метро (переривчасто), гуркіт грому.
110	Вкрай шумно	Гелікоптер
115	Вкрай шумно	Піскоструйний апарат (1м)
120	Вкрай шумно	Відбивний молоток (1м)
125	Майже нестерпно	Не заглушена система випуску ДВС
130	Майже нестерпно	Літак на старті
135	Больовий поріг	
140	Контузія	Звук реактивного літака, що злітає
145	Контузія	Старт ракети
150	Контузія	
155	Контузія, травми	
160	Контузія, травми	Ударна хвиля від надзвукового літака

При рівнях звуку понад 160 децибелів - можливий розрив барабанних перетинок і легень, більше 200 - смерть (шумова зброя)

Основне впливом геть акустичне забруднення великих міст надають транспортні потоки. Рівень шуму може залежати від швидкості та режиму руху, технічного стану АТЗ, типу та стану дорожнього полотна.

Потрібно підкреслити, що в процесі тривалих поїздок на АТЗ водій та пасажир зазнають негативного шумового впливу, що призводить до швидкої стомлюваності і тим самим зниження безпеки руху.

Розробка конструкцій малошумних транспортних засобів є пріоритетним напрямком науково-технічного розвитку. У даній роботі розглянуто удосконалення конструкції та методи дослідження вантажів СОВГ АТЗ щодо віброакустичних параметрів.

Виходячи з вищевикладеного, проблема зниження шуму в АТЗ є актуальною і потребує вдосконалення методів проектування, дослідження та доведення віброакустичних властивостей. Для зменшення шуму АТЗ необхідно визначити основні джерела шуму та класифікувати їх за важливістю.

1.2 Класифікація джерел шуму автотранспортних засобів за значимістю

З кожним роком спостерігається тенденція конструкторсько-технологічного вдосконалення сучасних АТЗ, у тому числі за акустичною характеристикою. Акустичне поле АТЗ формується випромінюванням від окремих джерел (рис 1.1): ДВЗ із системою впуску; система обробки газів, що відпрацювали; вузли та агрегати трансмісії; залишкові джерела (аеродинамічний шум - шум, що виникає від взаємодії навігаючого потоку з обтічними поверхнями, шум від взаємодії шин з поверхнею дорожнього покриття та ін.).

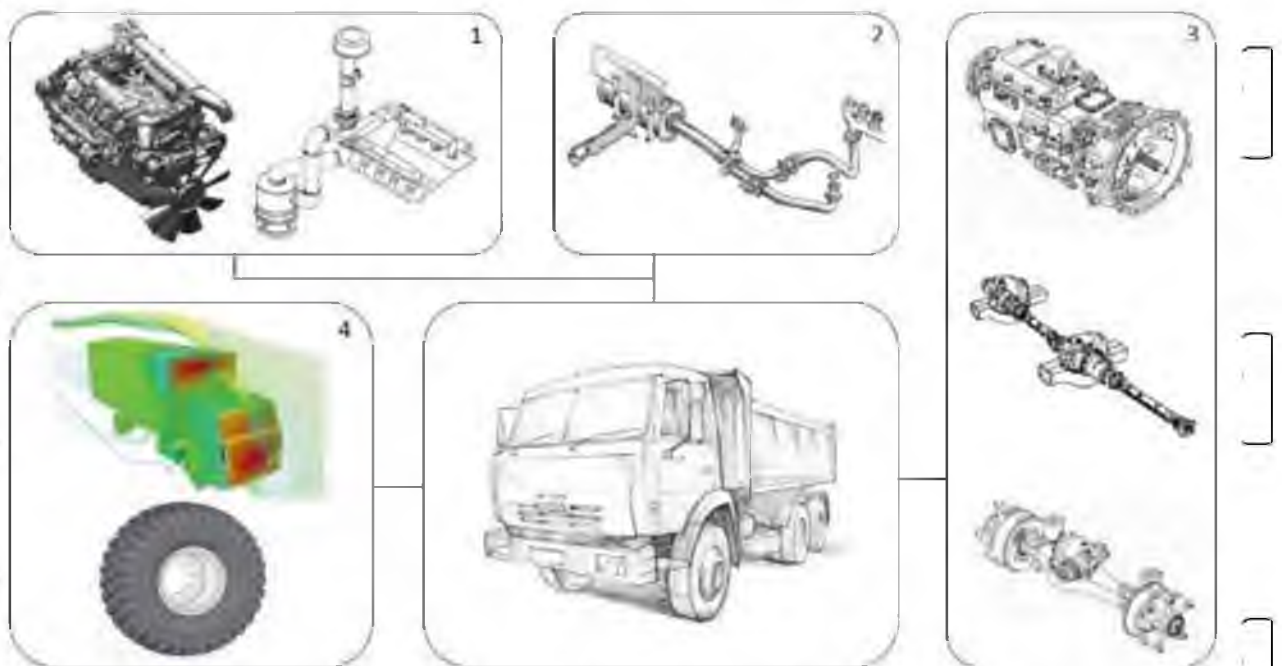


Рисунок 1.1 – Основні джерела шуму автотранспортних засобів: 1 - системи та агрегати ДВЗ; 2 – система обробки газів, що відпрацювали; 3 – агрегати трансмісії; 4 – залишкові джерела шуму

АТЗ є складним джерелом шуму. Рівняння балансу звукової потужності, що складається із суми звукових потужностей окремих джерел шуму, можна подати у такому вигляді:

$$W_{\text{АТЗ}}(f) = W_{\text{двс}}(f) + W_{\text{всхл}}(f) + W_{\text{транс.}}(f) + W_{\text{ост.}}(f), \text{ Вт/м}^2$$

де,  $W_{двс}(f)$  - звукова потужність, випромінювана ДВЗ та системою впуску, Вт;  $W_{совг}(f)$  - акустична потужність, що випромінюється зовнішньою поверхнею СОВГ та зрізом впускної труби, Вт;

$W_{транс}(f)$  - звукова потужність, що генерується агрегатами трансмісії, Вт;

$W_{ост}(f)$  - звукова потужність, що випромінюється залишковими джерелами АТЗ, Вт.

Звукова потужність, що випромінюється двигуном, створюється під час системи впуску, під час згоряння в циліндрах, при ударі по поршню, під час роботи газорозподільного механізму, під час роботи механізму зчеплення клапанів, системи подачі палива та аксесуарів.

Акустична емісія в системах очищення вихлопних газів спричинена вихлопними газами з високою внутрішньою енергією, що проходять через випускний клапан. Відразу за клапаном утворюється хвиля тиску великої амплітуди. Перепад тиску хвилі становить 0,04 МПа [42]. Це призводить до руйнування власних коливань конструктивних елементів системи газопереробки та обсягу газу, розміщеного всередині системи. Коли газ тече по нерівностях трубопроводу, вихори розриваються і створюють додатковий шум. На додаток до акустичної потужності труби, що надходить від розрізу, важливу роль відіграє шум ззовні системи.

Робочі процеси, які відбуваються в кожному агрегаті трансмісії вантажівки АТЗ, формують акустичну потужність  $W_{пер}(f)$ . Він передається через коробки передач, роздавальні коробки, ведучі мости.

Найважливішими джерелами шуму від вантажних автомобілів є двигуни внутрішнього згоряння і СОВГ. Для зниження рівня шуму в АТЗ головною проблемою є зменшення акустичної емісії. Тому актуальним завданням є удосконалення способу проектування та дослідження конструкцій СОВГ з метою зниження рівня шуму, що в цілому дозволяє значно зменшити акустичну емісію від АТЗ [56].

### 1.3 Чинні закони, що регулюють акустичну емісію транспортних засобів

Як зазначалося, автотранспортні засоби внаслідок випромінювання ними під час роботи шуму високих рівнів порушують екологічну рівновагу довкілля, особливо у міських умовах. Ця обставина змусила світову спільноту ухвалити законодавчі норми на обмеження рівнів шуму автотранспортних засобів - правила ЄЕК ООН №51 (серія 02). У даний час діє ГОСТ Р 41.51-2004. Законодавче нормування шуму сучасних автотранспортних засобів змушує вдосконалювати та розробляти ефективніші методи дослідження та зниження шуму від ДВЗ та створювати сучасні системи обробки відпрацьованих газів, що задовольняють сучасним вимогам щодо шумоглушення, токсичності та протитиску.

У сучасному світі вперше законодавчо обмежувачий рівень шуму від АТЗ була Європа, починаючи з 1970 року. Введення норм здійснюється Директивами Європейської Економічної Комісії (ЄЕК). Норми діють та поширюються на транспортні засоби категорій M<sub>1</sub>, M<sub>2</sub>, M<sub>3</sub>, N<sub>2</sub>, N<sub>3</sub> з газовими та дизельними двигунами.

За новими нормами рівень шуму більшості АТЗ зазначених категорій має бути знижений майже вдвічі.

Згідно з ГОСТ Р 41.51-2004 межі звукового тиску для різних категорій транспортних засобів наведено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 - Допустимі значення рівнів звукового тиску, дБА

Категорія ТЗ	Рівень звука, дБА
6.2.2.1.1 ТС для перевезення пасажирів, які можуть мати не більше дев'яти сидячих місць, включаючи місце водія	74
6.2.2.1.2 ТС для перевезення пасажирів, які мають більше дев'яти сидячих місць, включаючи місце водія, та максимально дозволена маса яких перевищує 3,5 т, з двигуном потужністю: 6.2.2.1.2.1 менше 150 кВт (ЄЕК)	78

6.2.2.1.2.2 150 кВт (ЕЭК) та більше	80
6.2.2.1.3 ТС для перевезення пасажирів, які мають понад дев'ять сидячих місць, включаючи місце водія, ТС для перевезення вантажів з максимально дозвальною масою:	
6.2.2.1.3.1 не більше 2 т	76
6.2.2.1.3.2 от 2 т до 3,5 т	77
6.2.2.1.4 ТС для перевезення вантажів максимально дозвальною масою понад 3,5 т з двигуном потужністю:	
6.2.2.1.4.1 менш 75 кВт (ЕЭК)	77
6.2.2.1.4.2 от 75 кВт (ЕЭК) до 150 кВт (ЕЭК)	78
6.2.2.1.4.3 150 кВт (ЕЭК) та більше	80

Згідно з ГОСТ Р 53838-2010 «Двигуни автомобільні. Допустимі рівні шуму та методи вимірювання» допустимі значення рівнів звукового тиску  $L_{pA}$ , виміряні на відстані  $d=1$  м від зовнішньої поверхні ДВЗ не повинні перевищувати значень, зазначених у таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 - Допустимі значення рівнів звукового тиску  $L_{pA}$

Тип двигуна	Номінальна частота обертання колінчастого валу, $\text{хв}^{-1}$	$L_{pA}$ , дБА		Транспортні засоби
		До 01.01.2012 г.	Після 01.01.2012 г.	
V-8 дизель	1700-2100	98	96	$M_3, N_3$
V-6 дизель	1700-2100	97	96	$M_3, N_3$
V-8 бензиновий	3200	94	94	$M_3, N_3$
P-6 дизель	2500	97	95	$M_2, N_2, M_3, N_3$
P-4 дизель	понад 2500	98	96	$M_1, N_1$
P-4 дизель	2500 вкл.	96	94	$M_2, N_2$
P-4 бензиновий	понад 4000	99	97	$M_1, N_1$
P-4 бензиновий	4000 вкл.	96	94	$M_1, N_1$

## 1.4 Тенденції розвитку систем обробки відпрацьованих газів автотранспортних засобів

У зв'язку з посиленням екологічних стандартів у США, Японії та Європі розробляються нові системи обробки відпрацьованих газів. Починаючи з 1992 року для переходу до вищого екологічного класу (до Євро-3 включно) достатньо було незначних змін у налаштуваннях ДВЗ. Для переходу в більш високий екологічний клас були потрібні конструктивні рішення, що дозволяють додатково проводити обробку газів, що відпрацьовали, в СОВГ. У таблиці 1.4 наведено різні екологічні стандарти.

Таблиця 1.4 – Екологічні стандарти

Екологічний стандарт	Оксид вуглецю (II) (CO)	Вуглеводень	Летучі органічні речовини	Оксид азоту (NO <sub>x</sub> )	HC+NO <sub>x</sub>	Зважені частки (PM)
<b>Для дизельного двигуна</b>						
Євро-1	2.72 (3.16)	-	-	-	0.97(1.3)	0.14(0.18)
Євро-2	1.0	-	-	-	0.7	0.08
Євро-3	0.64	-	-	0.50	0.56	0.05
Євро-4	0.50	-	-	0.25	0.30	0.025
Євро-5	0.500	-	-	0.180	0.230	0.005
Євро-6	0.500	-	-	0.080	0.170	0.005
<b>Для бензинового двигуна</b>						
Євро-1	0.72(3.16)	-	-	-	0.97(1.3)	-
Євро-2	2.2	-	-	-	0.5	-
Євро-3	2.3	0.20	-	0.15	-	-
Євро-4	1.0	0.10	-	0.08	-	-
Євро-5	1.000	0.100	0.068	0.060	-	0.005**
Євро-6	1.000	0.100	0.068	0.060	-	0.005**

Ілюстрація таблиці 1.4 з твердих частинок представлена рис. 1.4.



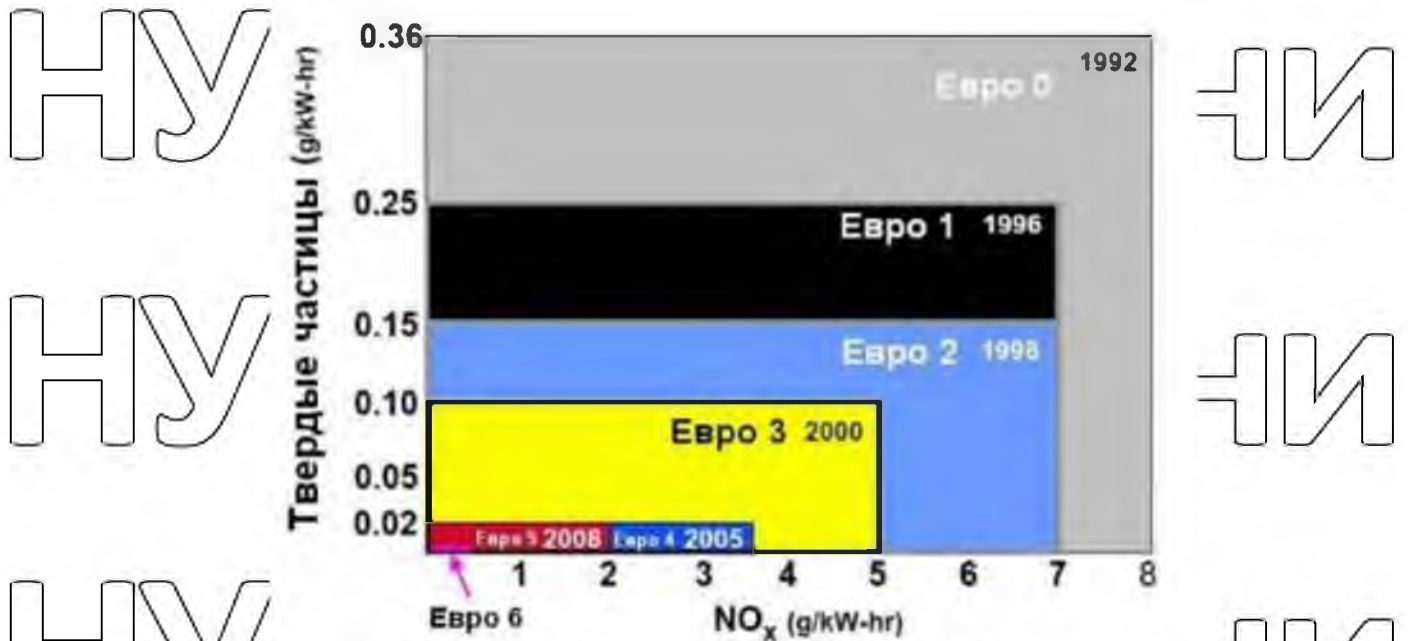


Рисунок 1.4 - Иллюстрация таблицы 1.4 в твердых частицах

Як відомо, близько 60% шкідливих речовин, що викидаються в атмосферу, падають від автомобілів. Спочатку для переходу в інший екологічний клас достатньо було вдосконалити систему управління двигуном, паливну систему тощо, щоб відповідати цим нормам. Однак із впровадженням Євро-3 стало зрозуміло, що без використання додаткового обладнання неможливо знизити кількість NO<sub>x</sub> та інших шкідливих речовин у вихлопних газах. Тому з 2000 року системи рециркуляції вихлопних газів (EGR) стали широко використовуватися в автомобілях. Система рециркуляції служить для зменшення оксидів азоту NO і NO<sub>2</sub> в умовах часткового навантаження.

Частина вихлопних газів (EG) з випускного колектора надходить у впускний колектор за допомогою клапана EGR. Це знижує максимальну температуру горіння та зменшує викиди більшої кількості шкідливих речовин, а саме оксидів азоту, які утворюються при високих температурах. При активації системи рециркуляції вихлопних газів потужність двигуна внутрішнього згоряння знижується. На рис. 1.5 показана система рециркуляції вихлопних газів з електронним керуванням.

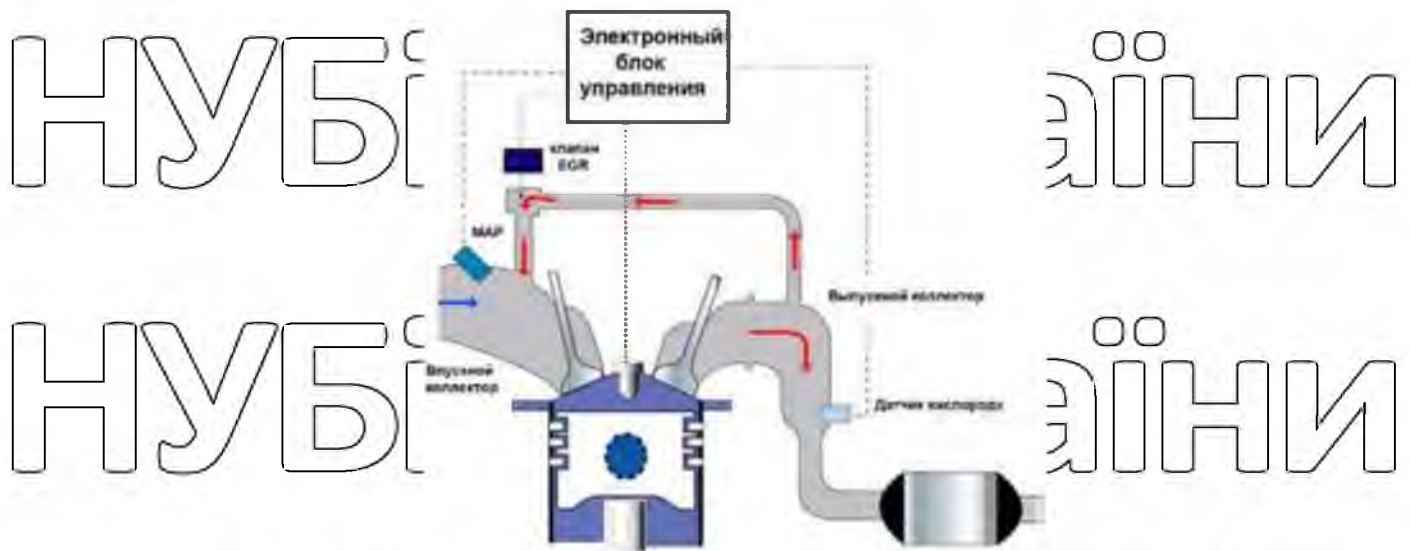


Рисунок 1.5 - Система рециркуляції відпрацьованих газів (EGR)

Система складається з колектора впускної та випускної системи АТЗ і з'єднувального клапана EGR, і управляється сигналами, що генеруються електронним блоком управління двигуном (ECU) з урахуванням вихлопних газів і кисню в колекторі. Вміст у вихлопній лінії. Зверніть увагу, що в системах з EGR створюється додатковий шум (як структурний, так і повітряний) через часткове з'єднання з впускним колектором.

З впровадженням стандарту Євро-4 на початку 2005 року система очищення вихлопних газів зазнала низки конструктивних змін, у тому числі введення каталітичних нейтралізаторів, датчиків кисню тощо.

При створенні системи очищення вихлопних газів, окрім дотримання суворих стандартів токсичності, ми повинні були забезпечити дотримання вимог щодо зниження шуму. Конструкція каталітичної установки наведена на рисунку 1.6.

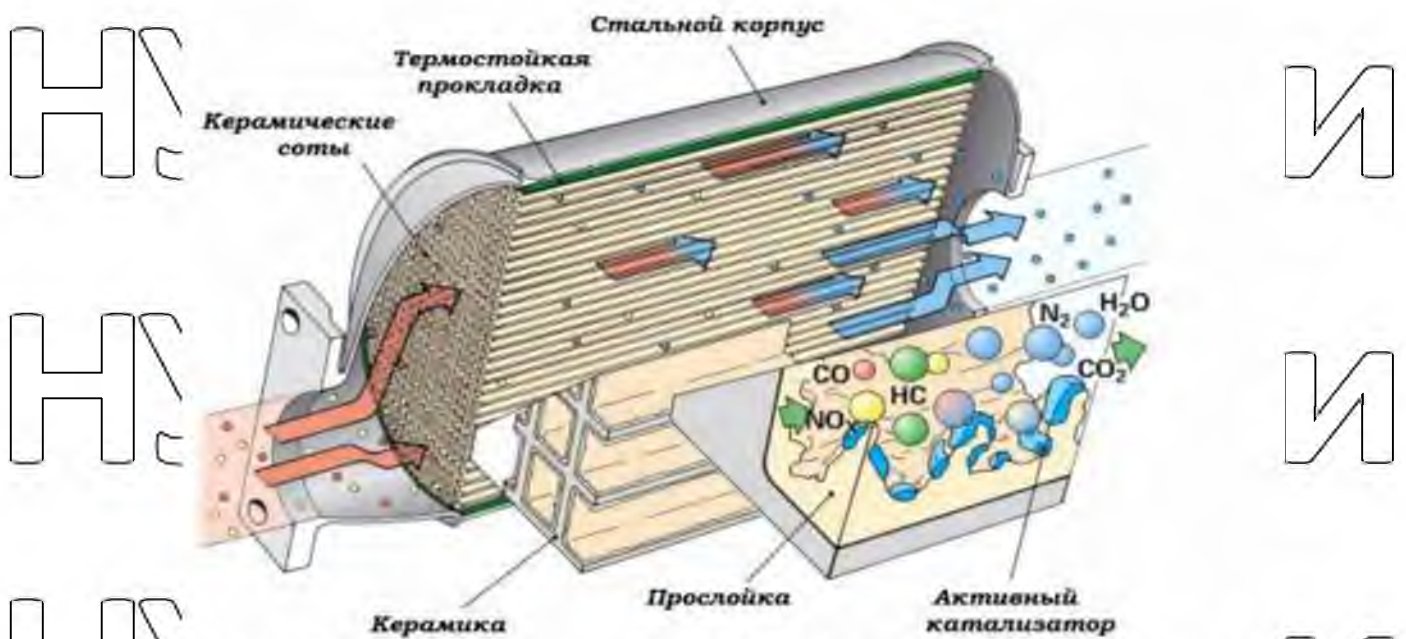


Рисунок 1.6 - Конструкція каталітичного блоку

Стандарт Євро-5 з 2008 року вимагає від розробників дизельних енергетичних систем розглянути питання про оновлення своїх систем очищення вихлопних газів. В результаті з'явилися додаткові протишумні фільтри. Конструкція протисажевого фільтра показана на малюнку 1.7. Якщо паливний фільтр засмітився, замінійте його кожні 100 000 км або спаліть, щоб очистити. «Згорання» диму відбувається після спрацювання спеціального режиму комп'ютера ДВЗ, після отримання інформації про заповнення фільтра від датника тиску системи очищення вихлопних газів. У режимі паливного палива в циліндр надходить більше палива, а подача свіжого повітря зменшується. Горіння відбувається всередині СОВГ, підвищуючи температуру всередині системи і забезпечуючи згорання палива.

Керамічний або металокерамічний робочий елемент фільтра часто має особливу конструкцію, яка дозволяє диму рівномірно накопичуватися на всіх поверхнях і викликає незначні зміни в пропусканні фільтра..

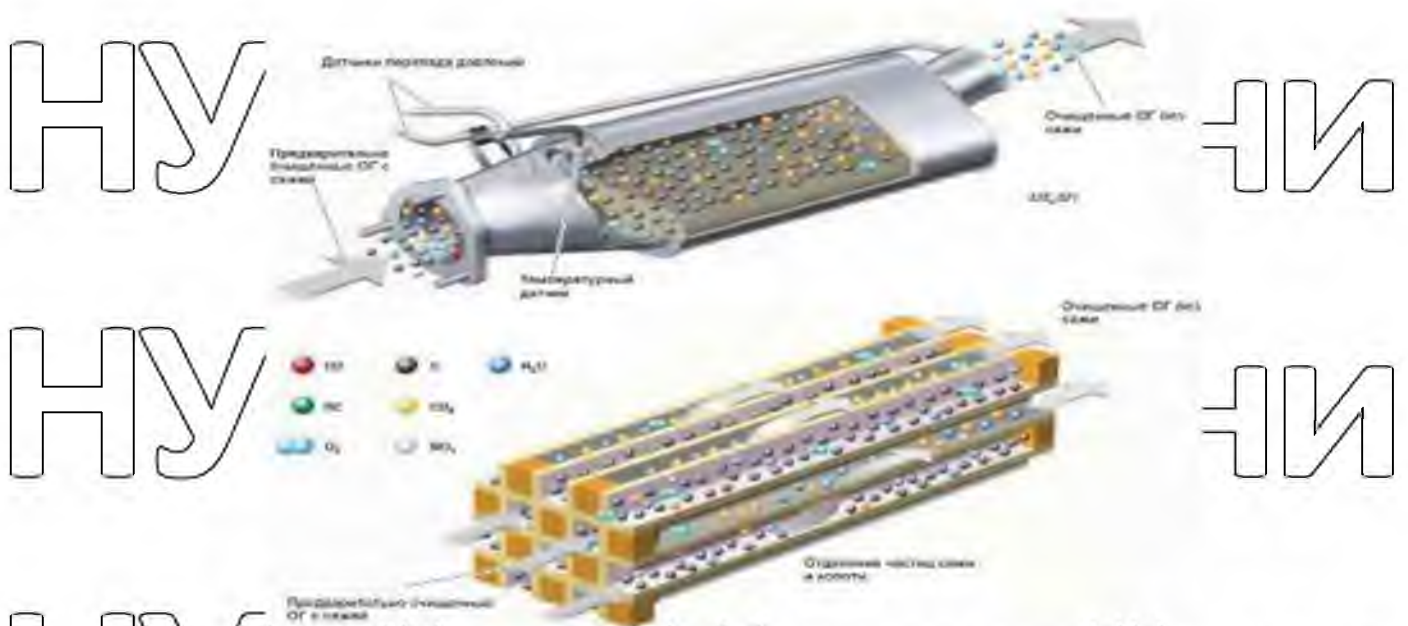


Рисунок 1.7 - Конструкція сажевого фільтра

Екологічний стандарт «Євро 6» запровадять наступного року. У зв'язку з цим більшість західних виробників автомобілів застосували технологію селективного каталітичного відновлення (SCR) і вихлопні фільтри, які зменшують кількість твердих частинок у два рази та зменшують викиди NOx порівняно з попередніми екологічними класами, тобто майже в 3 рази.

Система очищення вихлопних газів з SCR розроблена фахівцями DaimlerChrysler і заснована на використанні реагенту AdBlue (основна схема показана на малюнку 1.8).

Принцип роботи систем очищення вихлопних газів з SCR полягає в хімічній реакції між аміаком і оксидами азоту, в результаті чого утворюється азот і вода [55]. Total розробила аміачну воду, яка є нетоксичною, без запаху та кольору відповідно до DIN 70070. Аміак під назвою AdBlue виготовляється для автомобільної промисловості.



Рисунок 1.8 - Принципова схема COBГ с SCR

Початкова витрата цієї рідини становить 6% дизельного палива. Наприклад, для джипа це приблизно 1 літр на 100 км. У Європі створено багато мереж АЗС, де можна заправляти пальне AdBlue [51, 60].

Тому за останні роки COBГ зазнав багато конструктивних технічних і функціональних змін і став одним із основних елементів АТЗ. Труднощі в проектуванні систем очищення вихлопних газів пов'язані з дотриманням стандартів шуму та токсичності та вимагають розробки та дослідження нових методів проектування.

2 УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМ ОБРОБКИ ОТРАБОТАЛИ ГАЗІВ ЦЮ ВІБРОАКУСТИЧНИМ ПАРАМЕТРАМ, НЕОБХІДНИМ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМИ В ЦІЛОМУ

2.1 Удосконалений метод дослідження елементів систем обробки газів, що відпрацювали

Для точного розрахунку акустичної поведінки елемента SOVN необхідно вирішити дифракційну задачу хвильового рівняння, яке описує поширення звуку в газовому середовищі, що заповнює цей елемент, за складних граничних умов. Для загальних ситуацій точних аналітичних методів вирішення цієї проблеми не розроблено, тому широко використовуються експериментальні методи, а також більш-менш наближені методи залежно від конкретних умов.

Всі конструкції SOVN з акустичної точки зору можна розділити на обмежений набір елементів, які мають однаковий принцип дії. Це реактивні елементи, які з'єднані між собою і з об'ємом газопроводу у вигляді камерної системи через труби, отвори і отвори. А також дисипативні елементи, включаючи різні звукопоглинальні матеріали.

Всю систему можна розділити на кілька окремих, відомих акустичних елементів, з'єднаних певним чином. Теоретичні дослідження привели до математичних формул, які описують акустичні властивості кожного з цих обмежених наборів факторів.

Взаємодія кожного цього елемента із сусіднім у SOVN задається через вхідний та вихідний опір  $Z$  (акустичний імпеданс), що визначається звуковим тиском  $P$  та коливальною швидкістю частинок середовища  $V$ . Зв'язок цих параметрів кожного елемента визначає таблиця (матриця передачі)  $T$ , яка повністю характеризує акустичну поведінку елемента

У матричному вигляді це співвідношення можна записати:

НУБІП України

$Z_{in} = TZ_{out}$ , где  $Z_{in} = \begin{bmatrix} P_{in} \\ V_{in} \end{bmatrix}$ ;  $Z_{out} = \begin{bmatrix} P_{out} \\ V_{out} \end{bmatrix}$ ;  $T = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}$

або у вигляді системи рівнянь:

$$\begin{aligned} P_{in} &= T_{11}P_{out} + T_{12}V_{out} \\ V_{in} &= T_{21}P_{out} + T_{22}V_{out} \end{aligned}$$

НУБІП України

Для розрахунку всієї системи використовується квадратурний метод, який використовується в теорії еквівалентних схем в електроакустиці. Акустичні розрахунки замінені розрахунками еквівалентної схеми, що характеризуються відомою матрицею передачі [87].

НУБІП України

Цей метод успішно використовується для розрахунку простих елементів SOVG. Оскільки структура стає складнішою, стає складніше створити еквівалентну схему, яка повністю описує поведінку елементів і SOVG, і стає важко отримати аналітичні формули окремо, що призводить до різкого зниження точності розрахунків. Важко зібрати достатньо емпіричних даних для виведення емпіричної формули. При розрахунку таким чином важко врахувати вплив температури та потоку газу на акустичні параметри.

НУБІП України

Методи кінцево-елементного моделювання не мають усіх цих недоліків.

НУБІП України

Це дозволяє точно змоделювати акустичну поведінку кожного елемента SOVG і побачити, як геометричні параметри SOVG і властивості газового середовища, такі як щільність, температура та швидкість потоку, впливають на акустичні параметри.

НУБІП України

Методи скінченно-елементного моделювання засновані на представленні досліджуваного елемента SOVG у вигляді об'єму газу, що заповнює цей елемент, який складається з ряду окремих об'ємів (кінцевих елементів, що апроксимують загальну геометрію елемента). Зв'язки між кінцевими елементами визначаються як граничні умови. Розрахунки власних частот, форм коливань і передавальних функцій виконуються на основі кінцево-елементних розв'язків хвильового рівняння Гельмгольда:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial Z^2} + \omega^2 \psi = 0$$

з відповідними граничними умовами на межах розрахункового обсягу, де  $\psi(x, y, z)$  – потенціал коливальних швидкостей,  $\omega$  – циклічна частота,  $v$  – швидкість звуку в середовищі. Параметри середовища можуть задаватися як будь-якого просторового розподілу. Наприклад, зміна температури – як градієнта між певними поперечними перерізами; наявність поглинаючого матеріалу в якомусь обсязі – у вигляді заданого значення хвильового числа та щільності, що характеризують цей поглинаючий матеріал, у цьому обсязі тощо. [58].

Для вирішення рівняння використовується 3-мірна кінцево-елементна модель елемента SOVG. На рисунках 2.1 та 2.2 наведено приклади 3-х мірної та кінцево-елементної моделей циліндричного глушника шуму.

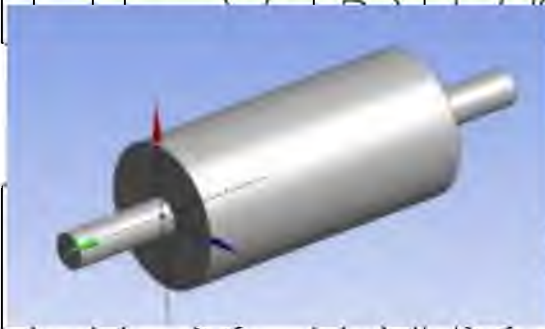


Рисунок 2.1 - 3-х мірна модель елемента SOVG



Рисунок 2.2 - 3-х мірна кінцево-елементна модель елемента SOVG

Можливість точного розрахунку акустичних параметрів елементів SOVG дозволяє розрахувати звук, який випромінює система, і відповідати різним вимогам, таким як дотримання проектних обмежень без зниження акустичної ефективності та досягнення найкращого співвідношення ціни та вартості. Ви можете оптимізувати SOVG розрахунок зустріти. Проте достовірність результатів розрахунків моделювання базових елементів такої



складної системи СОВГ залежить від акустичних властивостей окремих елементів системи підготовки газу, що використовуються, та отриманих граничних умов і може бути гарантована лише при використанні в розрахункових моделях. . . Обчислювальними експериментальними методами

в спеціальному обладнанні. У той же час, придатність кінцево-елементної обчислювальної моделі SCVG необхідно оцінити експериментально та обчислювально

Для перевірки правильності розрахунків за моделями скінченних елементів слід провести стендові випробування елементів СОВГ, на яких

проводилися розрахунки. Для умов стояння параметр втрати передачі TL визначається в робочому діапазоні частот і порівнюється з розрахунковим значенням

## 2.2 Експериментальне дослідження акустичних властивостей елементів систем підготовки газу. Дайте визначення наближеної математичної моделі

Експериментальний метод визначення TL заснований на вимірюванні звукового тиску в кількох точках на вході і на виході досліджуваного елемента

СОВГ, розрахунковому поділі падаючої та відбитої хвилі. Наступному розрахунковому знаходженні потужності звукових хвиль на вході  $W_{вх}$  і виході  $W_{вих}$  елемента СОВГ (рис. 2.3) та визначенні TL за формулою:

$$TL=10lg(W_{вх}/W_{вих})$$



Рисунок 2.3 - Схема дослідження елементів СОВГ

Випробуваний елемент СОВГ розміщується між джерелом звукових хвиль одному кінці труби і звукопоглинаючої конструкцією іншому кінці труби.

Між акустичним випромінювачем та випробуваним зразком встановлюється вхідний вимірювальний блок мікрофонів, а між випробуваним зразком та звукопоглиначем - вихідний вимірювальний блок мікрофонів. Під час проведення випробувань вимірюються як амплітудні, а й фазові співвідношення між вимірюваними сигналами як комплексної передавальної функції [76, 90].

Визначивши спектри звукових тисків у точках розташування мікрофонів  $P_1$  та  $P_2$  на вході елемента СОВГ,  $P_3$  і  $P_4$  - на виході елемента СОВГ, а також передавальні функції  $H_{21}=P_2/P_1$ ,  $H_{31}=P_3/P_1$ ,  $H_{41}=P_4/P_1$ , можна знайти спектри звукових тисків та коливальних швидкостей перед елементом СОВГ  $P_u$  і  $V_u$  та за елементом СОВГ  $P_d$  і  $V_d$ :

$$P_u = P_1 \frac{H_{21} \sin[k_0(l_{12} + l_2)] - \sin(k_0 l_2)}{\sin(k_0 l_{12})} = P_1 \tilde{P}_u;$$

$$P_d = P_1 \frac{H_{31} \sin[k_0(l_{34} + l_3)] - \sin(k_0 l_3)}{\sin(k_0 l_{34})} = P_1 \tilde{P}_d;$$

$$V_u = jP_1 \frac{H_{21} \cos[k_0(l_{12} + l_2)] - \cos(k_0 l_2)}{W_0 \sin(k_0 l_{12})} = jP_1 \tilde{V}_u;$$

$$V_d = jP_1 \frac{H_{41} \cos(k_0 l_3) - H_{31} \cos[k_0(l_{34} + l_3)]}{W_0 \sin(k_0 l_{34})} = jP_1 \tilde{V}_d;$$

де  $k_0 = \omega/c_0$  - хвильове число;  $\omega$  — кругова частота;  $c_0$  - швидкість звуку у повітрі;  $W_0 = \rho_0 c_0$  - хвильовий опір повітря;  $\rho_0$  - щільність повітря,  $l_{12}$  - відстань між мікрофонами на вході елемента;  $l_2$  - відстань від вхідних мікрофонів до елемента;  $l_{34}$  - відстань між мікрофонами на виході елемента;  $l_3$  - відстань від елемента до вихідних мікрофонів.

Спектри звукових тисків та коливальних швидкостей по обидва боки елемента СОВГ пов'язані між собою матричним рівнянням:

$$\begin{bmatrix} P_u \\ V_u \end{bmatrix}_{x=0} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_d \\ V_d \end{bmatrix}_{x=a}$$

де  $T$  - матриця передачі досліджуваного елемента СОВГ

Це рівняння є системою двох рівнянь, що містять чотири невідомі коефіцієнти матриці перенесення елементів SOVG  $T_{11}$ ,  $T_{12}$ ,  $T_{21}$  і  $T_{22}$ . Для знаходження цих коефіцієнтів потрібні ще два рівняння. Їх можна отримати шляхом виконання додаткових вимірювань того самого навантаження, що й друге навантаження на виході вимірювальної трубки, і виконується метод подвійного навантаження.

Таким чином, матимемо

$$\begin{bmatrix} P_{ui} \\ V_{ui} \end{bmatrix}_{x=0} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{di} \\ V_{di} \end{bmatrix}_{x=d}, i=1,2$$

Розв'язок цієї системи рівнянь дає такі вирази для коефіцієнтів матриці перенесення:

$$T_{11} = \frac{P_{u1}V_{d2} - P_{u2}V_{d1}}{P_{d1}V_{d2} - P_{d2}V_{d1}} \quad T_{12} = \frac{P_{d1}V_{u2} - P_{d1}V_{u1}}{P_{d1}V_{d2} - P_{d2}V_{d1}}$$

$$T_{21} = \frac{P_{u1}V_{d2} - P_{u2}V_{d1}}{P_{d1}V_{d2} - P_{d2}V_{d1}} \quad T_{22} = \frac{P_{d1}V_{u2} - P_{d1}V_{u1}}{P_{d1}V_{d2} - P_{d2}V_{d1}}$$

Параметр втрати передачі  $TL$  визначається з наступного виразу:

$$TL = 20 \cdot \log \left( \frac{1}{2} \left| T_{11} + \frac{T_{12}}{W_0} + W_0 \cdot T_{21} + T_{22} \right| \right)$$

Робоча програма обробки експериментальних даних за вищенаведеною математичною моделлю в середовищі MathCAD наведена в додатку 1.

Розрахункова програма знаходження коефіцієнтів матриці передач - у додатку 2, розрахункова програма знаходження акустичних параметрів за результатами експериментів - у додатку 3. Ліцензія на програмні продукти та договір наведено 4.

Принципова та конструктивна схема стенду наведено на рисунках 2.4 та

2.5.

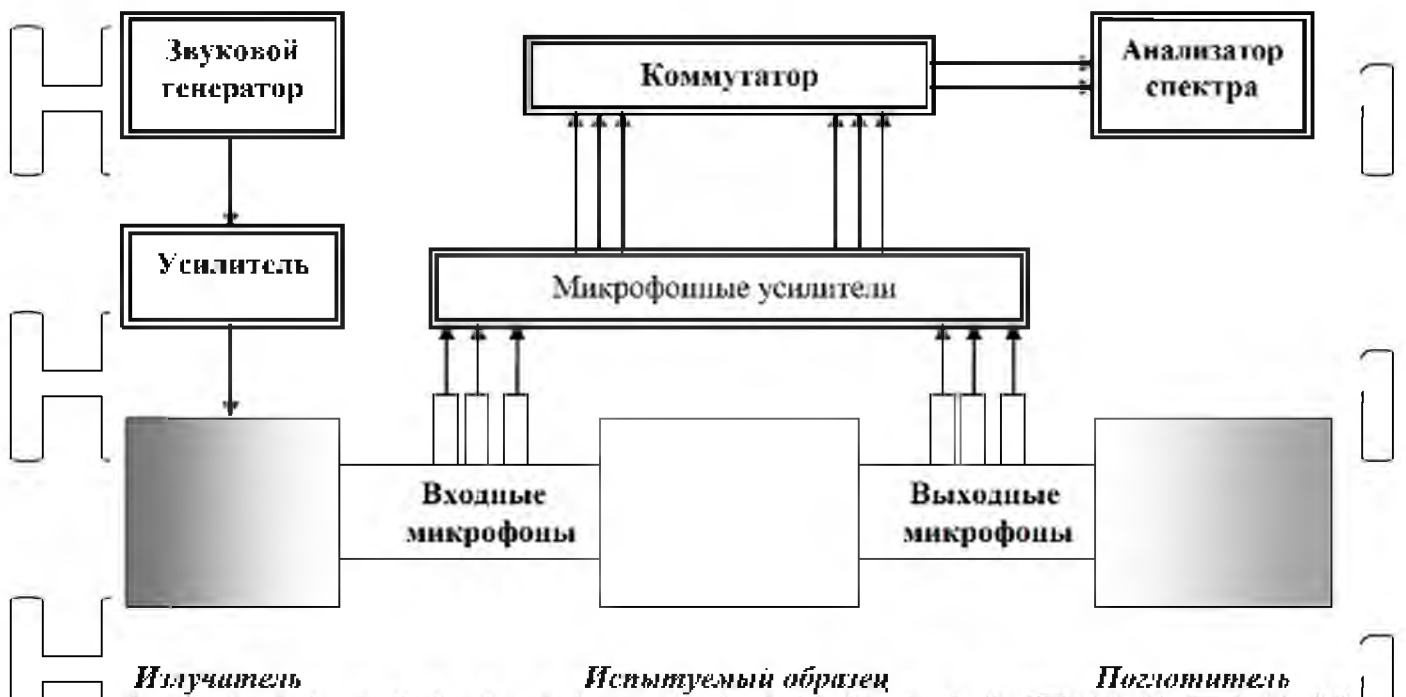


Рисунок 2.4 - Принципова схема стенда



Рисунок 2.5 - Конструктивна схема стенда

Стенд є п'ять послідовно з'єднаних блоків, середній з яких є випробуваним елементом – СОВГ. До входу та виходу випробуваного зразка через перехідні фланці з прокладками кріпляться, відповідно, вхідний та вихідний мікрофонні вимірювальні блоки, які також через перехідні фланці з прокладками з'єднані з акустичним випромінювачем на вході та акустичним поглиначем на виході.

Мікрофонні вимірювальні блоки є порожнистими металевими циліндрами, у кожному з яких виконані по 3 отвори під вимірювальні

мікрофони діаметром 1/2 дюйма. Позиції вимірювального мікрофона позначаються послідовно номерами 1, 2 і 3 на вхідному вимірювальному пристрої та цифрами 4, 5 і 6 на вихідному вимірювальному пристрої.

Мікрофон в робочому стані розміщується в вимірювальному блоці за допомогою тримача у вигляді скла. Тримач не тільки визначає положення вимірювальної діафрагми мікрофона на внутрішньому рівні вимірювального блоку, але і забезпечує надійне і стабільне посилення, електричну, вібраційну і акустичну ізоляцію корпусу мікрофона від плати.

В якості акустичного випромінювача використовується динамічна головка зі смугою пропускання від 50 до 10 000 Гц, встановлена на звукоізоляційній колоні і з'єднана з приймальним фланцем вхідного вимірювального мікрофонного блоку з отвором забруднення. В якості звукопоглинаючого матеріалу використовуються базальтові волокна, що

поміщаються всередину короба. Вхід поглинача з'єднаний з вихідним фланцем вхідного мікрофонного вимірювального блоку. Згідно з методикою випробувань, вимірювання слід проводити з використанням двох типів поглиначів з різними коефіцієнтами поглинання. Як другий звукопоглинач використовується додатковий диск у вигляді поролону. Коефіцієнти

поглинання для двох навантажень показані на малюнку 2. 2.600

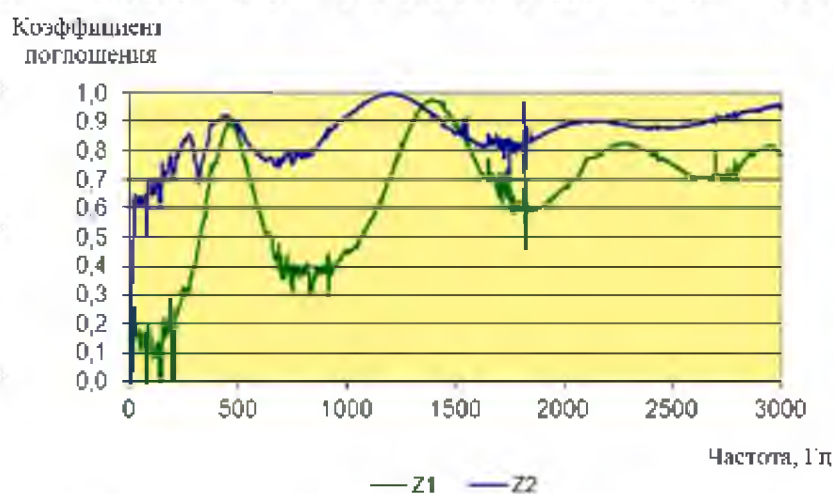


Рисунок 2.6 - Результати експериментальних досліджень поглиначів

Коефіцієнти поглинання двох навантажень: Z1 базальтове волокно, Z2 продувний породон як синусоїдальний сигнал в діапазоні від 2 Hz до 25,6 kHz, так і білий або рожевий шум, вимірювального підсилювача та аналізатора спектра; інтегровані мікрофони фірми Брюль та К'єр 4191C-001 з частотним діапазоном 3,15 Hz-40 kHz (вимірюваний рівень 20 - 162 дБ).

Потрібний параметр TL визначається за результатами вимірювань за допомогою розрахунків, в які входить швидкість звуку в повітрі та щільність повітря. Так як ці параметри чутливі до температури та атмосферного тиску, необхідно виміряти зазначені величини.

Сигнали з мікрофонів через підсилювачі та комутатор подаються на спектроаналізатор, який визначає передавальні функції між сигналами. Якщо використовуються всі шість мікрофонів одночасно, в якості комутатора необхідно використовувати апаратний мультиплексор, що забезпечує одночасне вимірювання всіх функцій передавання в комплексному вигляді. Однак для визначення шуканого параметра TL використовуються передавні функції, що вимірюються попарно, і виконання всіх вимірювань можна проводити лише однією парою мікрофонів. У той же час один мікрофон приєднується до кожної необхідної вимірювальної пари, а інші отвори закриваються плитками, які імітують вимірювальні мікрофони в кожному вимірі.

Верхній діапазон частот  $F_v$  стенду вибирається для забезпечення поширення плоскої хвилі всередині труби та запобігання поперечним коливанням високої моди. Для циліндричної труби з внутрішнім діаметром каналу  $d$  ця умова формується співвідношенням  $d < 0,58 * \lambda_v$ , де  $\lambda_v = c / F_v$  – довжина хвилі на верхній межі частоти  $F_v$ , а  $c$  – середня швидкість звуку. Для труби діаметром 60 мм приймається верхня межа частоти  $F_v = 3286$  Гц. З іншого боку, відстань  $s$  між мікрофонами вздовж довгої осі труби впливає на  $\lambda_v$  і вибирається із співвідношення  $s < 0,45 * \lambda_v$ . Це також обмежує верхню межу частоти.  $F_v < 0,45c / s$ .

Нижня межа робочої частоти підставки також залежить від відстані між мікрофонами. Щоб похибка вимірювання не перевищувала 1%, відстань між

мікрофонами не повинна перевищувати 5% довжини звукової хвилі  
 $\lambda_n(Fn) = 0,05c/c$

Для розширення робочого частотного діапазону стійки вимірювальний мікрофонний блок виконаний для вимірювання відстані між мікрофонами в трьох варіантах: 30 мм, 70 мм і 100 мм. Кожен зразок перевіряють двічі.

Діапазон низьких частот від 170 до 1000 Гц з відстанню між мікрофонами 100 мм і діапазон високих частот від 1000 до 3300 Гц з відстанню між мікрофонами 30 мм. Обробка результатів вимірювань і всі розрахунки проводяться в

діапазоні частот, а кінцевий результат формується шляхом об'єднання результатів, отриманих в діапазоні частот від 170 до 3300 Гц.

Оскільки під час тесту вимірюється лише передавальна функція між вимірювальними каналами 1 і 2, немає необхідності виконувати абсолютне

калібрування кожного вимірювального шляху. Щоб виконати амплітудно-

фазове калібрування та визначити комплексний амплітудно-фазовий

калібрувальний коефіцієнт, виконайте подвійні вимірювання передатної

функції, взаємно змінюючи положення мікрофонів на підставці. Визначені

таким чином коефіцієнти калібрування враховують різницю в амплітуді

сигналу і фазі передачі на всіх вимірювальних шляхах каналів 1 і 2. Усі

вимірювання задаються в комплексному форматі, а калібрувальні коефіцієнти

мають вигляд:

$$C_e = |C_c| x e^{i\phi}$$

Для отримання достовірних значень передавальної функції акустичних

сигналів, що вимірюються, під час проведення вимірювань необхідно

домагатися максимального значення функції когерентності шляхом підбору

оптимального співвідношення між рівнем акустичного сигналу і коефіцієнтом

посилення вимірювальних трактів. Прийнятною можна вважати таку умову:

$$0.95 \leq \text{Coherence Function} \leq 1.0$$

Були виконані експерименти та розрахунки для основних елементів

СОВГ, що є складовими частинами будь-яких СОВГ: розширювальна камера,

резонансна камера.

На рис. 2.7 та 2.8 наведено результати для невеликої циліндричної розширювальної камери довжиною 150 мм та ступенем розширення 3,2 (Рис. 2.7), а також для розширювальної камери довжиною 763 мм та ступенем розширення 13,5 (Рис. 2.8).

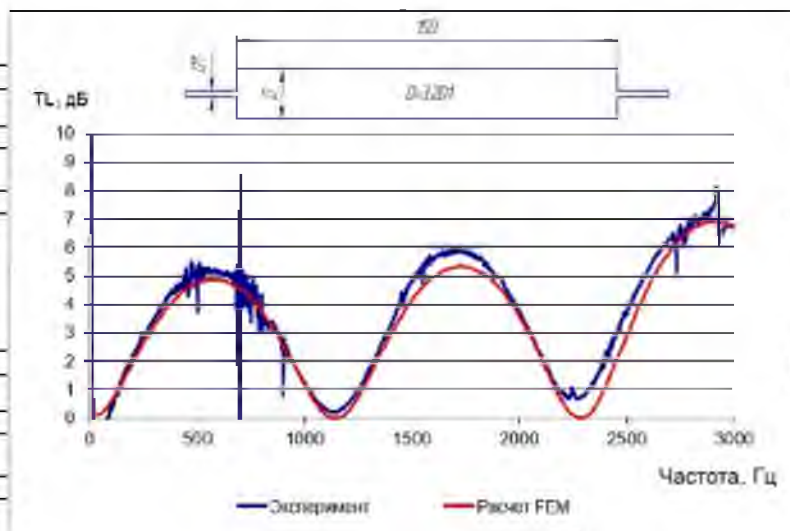


Рисунок 2.7 - Розширювальна камера 1

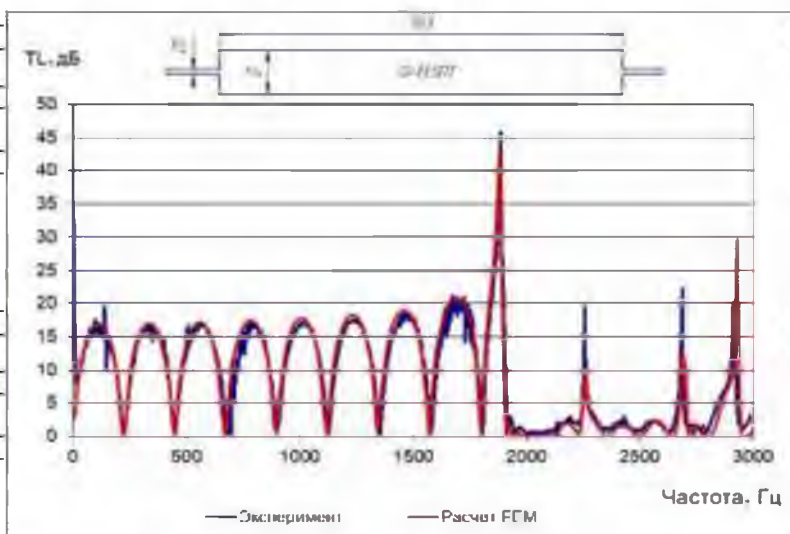


Рисунок 2.8 - Розширювальна камера 2

Далі були проведені експерименти та розрахунки для циліндричної резонансної камери довжиною 763 мм та ступенем розширення 13,5 з центральною перфорованою трубою. Варіант камери 1 має перфорацію по всій довжині, варіант 2 - в центрі труби до відстані 100 мм від країв камери, варіант 3 - в центрі труби до відстані 250 мм від країв камери. Результати розрахунків та експериментів наведено на рис. 2.9 -2.11.



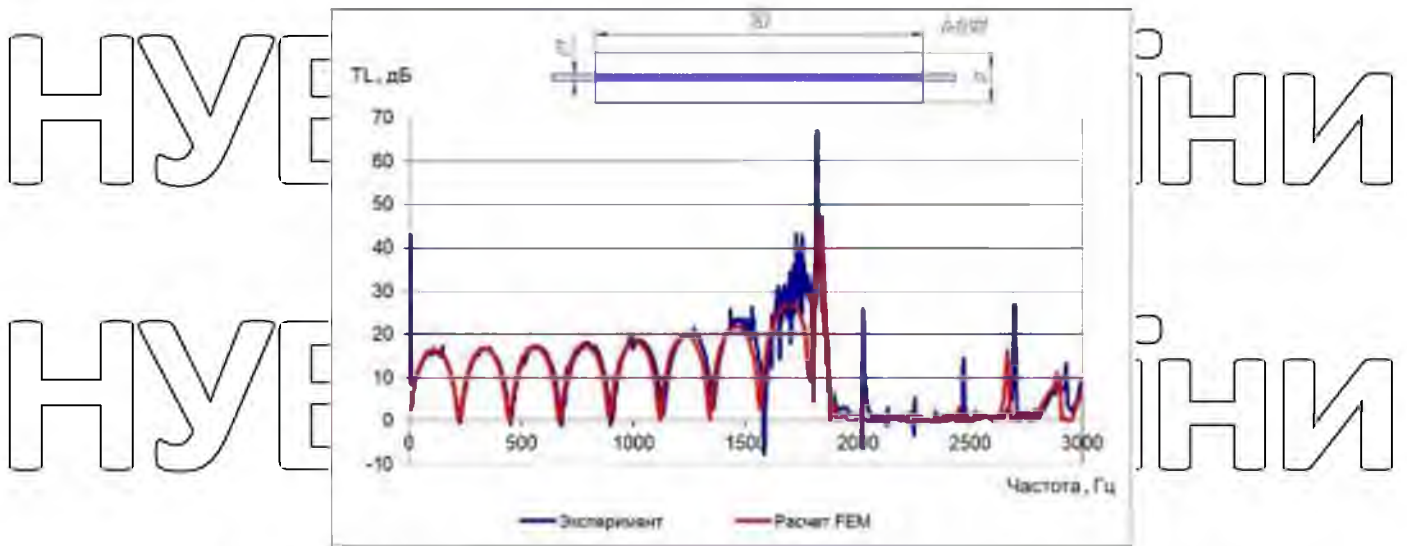


Рисунок 2.9 - Резонансна камера варіант 1

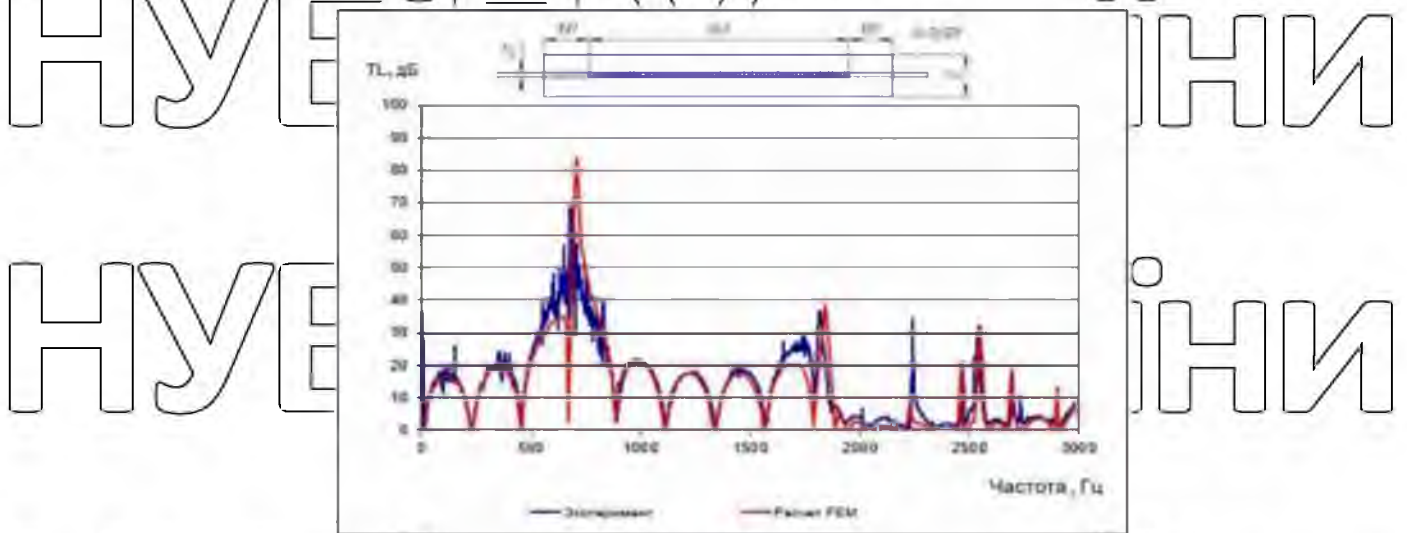


Рисунок 2.10 - Резонансна камера варіант 2

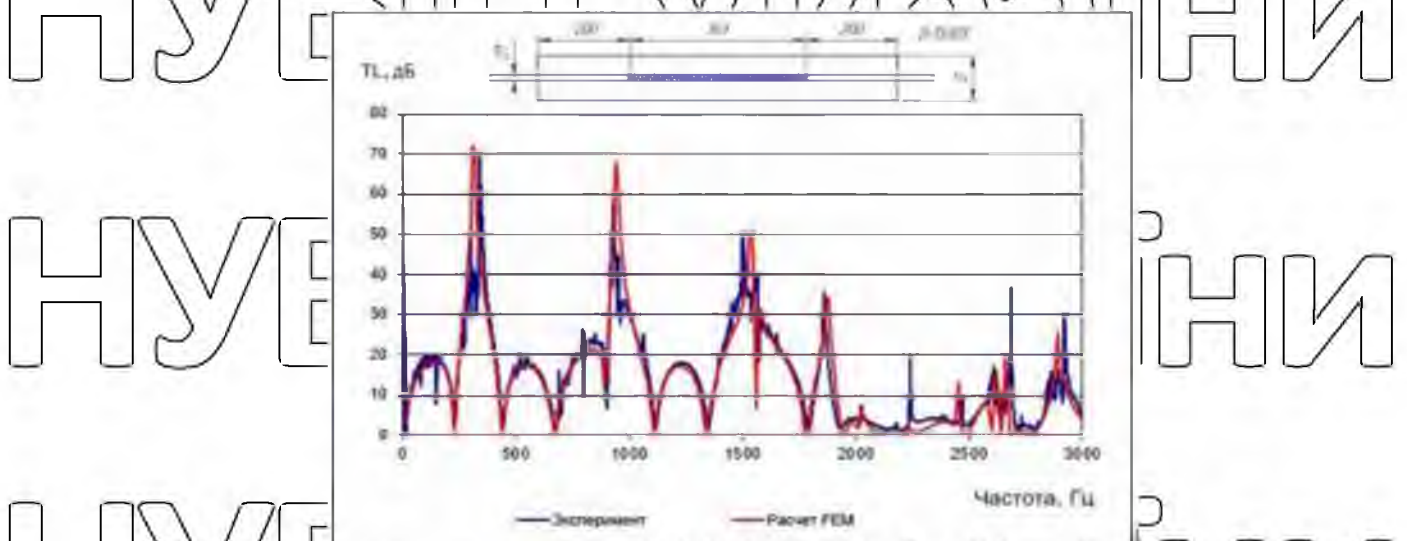


Рисунок 2.11 - Резонансна камера варіант 3

Як видно з наведених даних, результати розрахунків на основі кінцево-елементної моделі (FEM - finite element modeling) дуже добре узгоджуються з результатами експерименту. Деякі «неоднозначності» в результатах експерименту, особливо при великих значеннях поглинання (вище 30 дБ),

пояснюються слабким акустичним сигналом на виході глушника, тобто низьким відношенням сигнал/шум і, відповідно, слабким акустичним сигналом. Кореляція між вхідними та вихідними сигналами під час стендових вимірювань. Різке падіння ефективності камери зі ступенем розширення 13,5 на частотах понад 1900 Гц пояснюється появою поперечних коливань об'єму камери – стану плоскої хвилі на низьких частотах. Є тільки поздовжня вібрація.

Розрахунки з використанням кінцево-елементної моделі дають можливість не тільки розрахувати втрати передачі та інші параметри СОВГ, але й визначити просторову форму коливань повітряного об'єму, тобто розподілення звукового тиску за об'ємом СОВГ на будь-якій частоті. На рисунках 2.12-2.14 наведено картини розподілу звукового тиску по поверхні резонансного глушника, а також осьового перерізу на різних частотах. Форма коливань представлена у вигляді 3-х мірної моделі, що має кольорове розфарбування по кінцевих елементах, об'єму, де мінімум тиску – синій колір, червоний – максимум тиску при нульовому зеленому.

Розрахунки з використанням кінцево-елементної моделі дають можливість не тільки розрахувати втрати передачі та інші параметри СОВГ, але й визначити просторову форму коливань повітряного об'єму, тобто розподілення звукового тиску за об'ємом СОВГ на будь-якій частоті. На рисунках 2.12-2.14 наведено картини розподілу звукового тиску по поверхні резонансного глушника, а також осьового перерізу на різних частотах. Форма коливань представлена у вигляді 3-х мірної моделі, що має кольорове розфарбування по кінцевих елементах, об'єму, де мінімум тиску – синій колір, червоний – максимум тиску при нульовому зеленому.

Розрахунки з використанням кінцево-елементної моделі дають можливість не тільки розрахувати втрати передачі та інші параметри СОВГ, але й визначити просторову форму коливань повітряного об'єму, тобто розподілення звукового тиску за об'ємом СОВГ на будь-якій частоті. На рисунках 2.12-2.14 наведено картини розподілу звукового тиску по поверхні резонансного глушника, а також осьового перерізу на різних частотах. Форма коливань представлена у вигляді 3-х мірної моделі, що має кольорове розфарбування по кінцевих елементах, об'єму, де мінімум тиску – синій колір, червоний – максимум тиску при нульовому зеленому.

Розрахунки з використанням кінцево-елементної моделі дають можливість не тільки розрахувати втрати передачі та інші параметри СОВГ, але й визначити просторову форму коливань повітряного об'єму, тобто розподілення звукового тиску за об'ємом СОВГ на будь-якій частоті. На рисунках 2.12-2.14 наведено картини розподілу звукового тиску по поверхні резонансного глушника, а також осьового перерізу на різних частотах. Форма коливань представлена у вигляді 3-х мірної моделі, що має кольорове розфарбування по кінцевих елементах, об'єму, де мінімум тиску – синій колір, червоний – максимум тиску при нульовому зеленому.

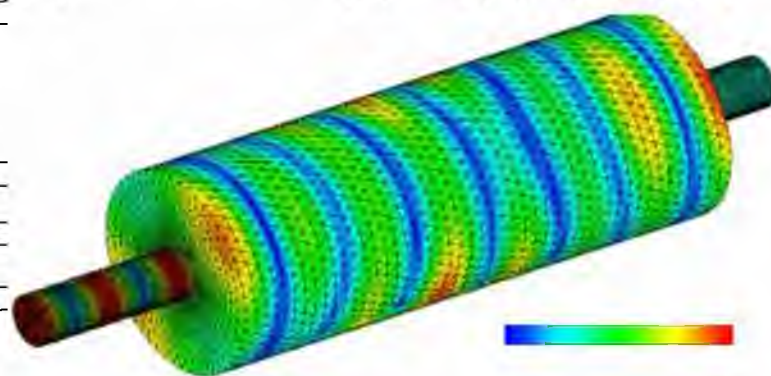


Рисунок 2.12 – Розподіл звукового тиску по поверхні резонансної камери

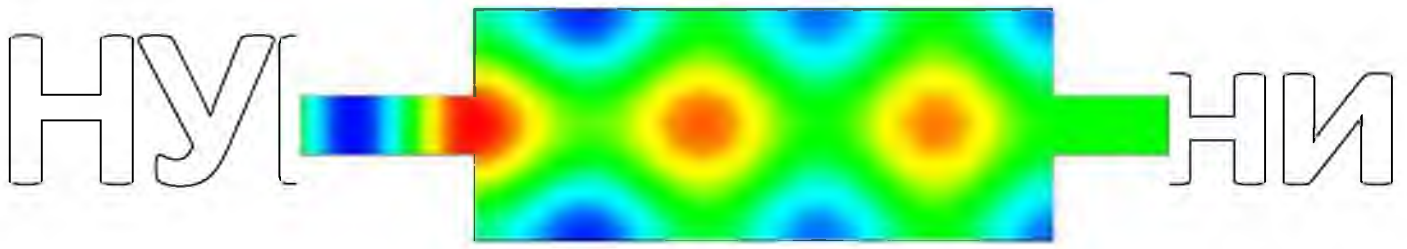


Рисунок.13 - Розподіл звукового тиску по перерізу резонансної камери (низькочастотний діапазон)

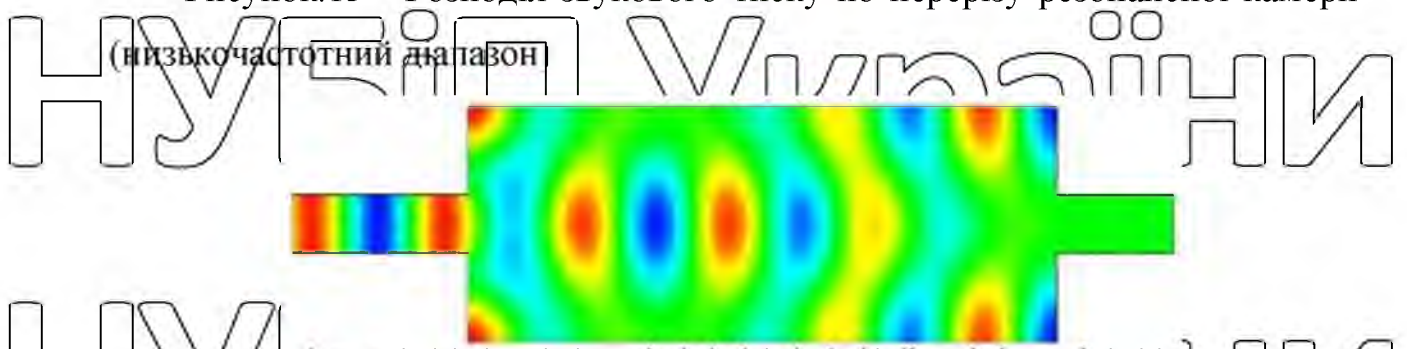


Рисунок 2.14 - Розподіл звукового тиску по перерізу резонансної камери (високочастотний діапазон)

Для того щоб налаштувати ефективну роботу СОВБ на потрібній частоті, необхідно мати інформацію щодо розподілу не тільки тиску, а й коливної швидкості по всьому об'єму. Наприклад, максимальну ефективність розширювальної камери можна налаштувати на конкретну частоту, вставивши вхідні та/або вихідні трубки в місцях, де спостерігаються вузли швидкості вібрації в об'ємі. Розташування цього вузла можна знайти за допомогою розрахованого розподілу тиску та шаблонів швидкості вібрації. На рисунках 2.15 та 2.16 наведено приклади картин розподілу звукового тиску в поздовжній площині розширювальної камери, поздовжньої та поперечної коливної швидкості для високої та низької частоти.

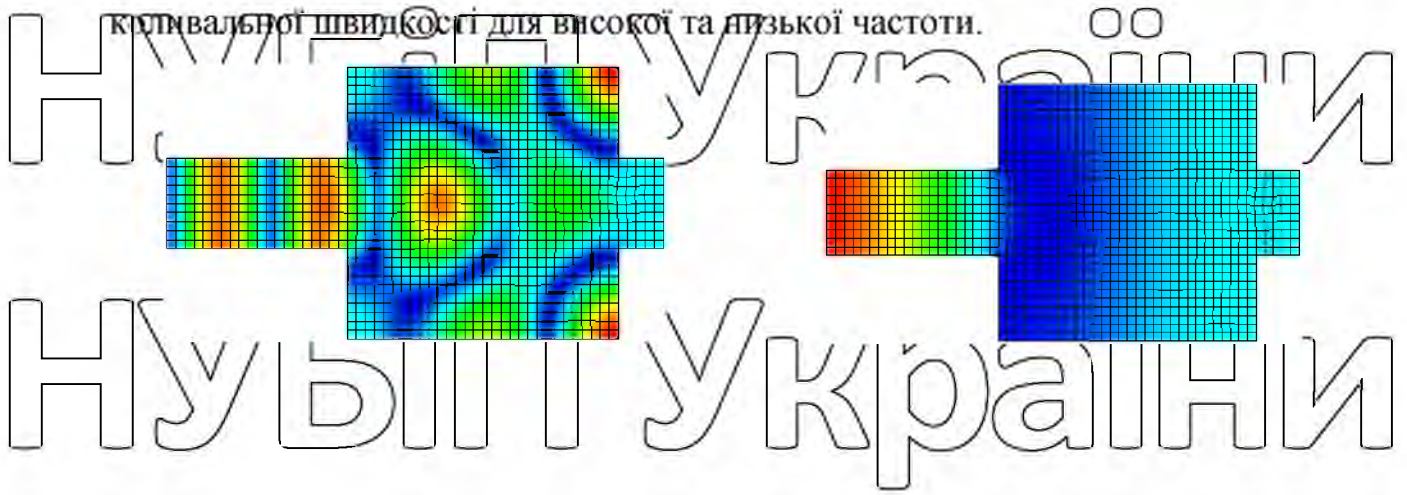


Рисунок 2.15 - Картини розподілу в поздовжній площині розширювальної камери звукового тиску для високої частоти (а) та низької частоти (б)

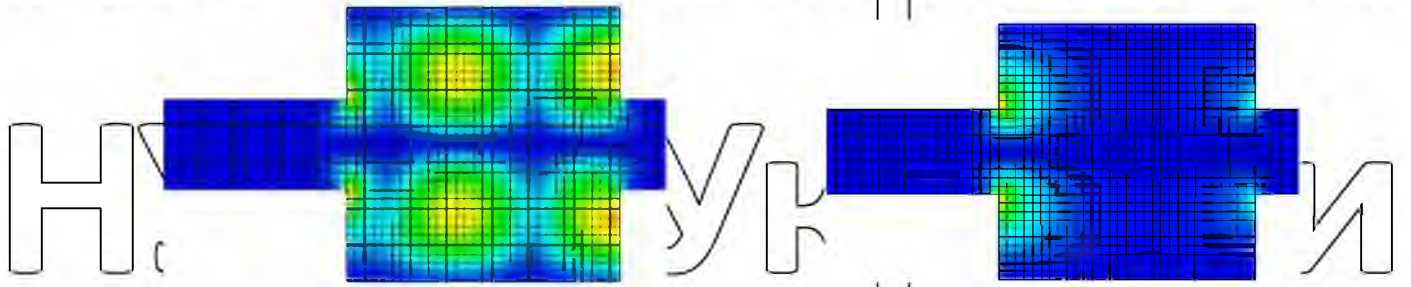


Рисунок 2.16 - Картини розподілу в поздовжній площині розширювальної камери поперечної коливальної швидкості для високої частоти (а) та низької частоти (б)

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

3 РОЗРОБКА МЕТОДУ ПОШУКУ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ ЩОДО ЗНИЖЕННЯ СТРУКТУРНОГО ШУМУ ПРИ ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМ ОБРОБКИ ОТРАБОТАЛИ ГАЗІВ НА ОСНОВІ РОЗРАХУНОВО- ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ВЛАСНИХ І ЗМУШЕНИХ ЧАСТОТ І ФОРМ КОЛИВАНЬ ОКРЕМИХ ЗОВНІШНІХ ПОВЕРХНЕЙ НА ПРИКЛАДІ ГЛУШНИКА-НЕЙТРАЛІЗАТОРА

3.1 Визначення власних та вимушених частот і форм коливань окремих поверхонь глушника-нейтралізатора

Експериментальні дослідження [3] показали, що кожна породжувальна конструкція будівлі має унікальну частоту вимушеної вібрації та має форму. Тому при розробці заходів щодо зниження акустичного випромінювання СОВГ необхідно враховувати власні та вимушені частоти і коливання окремих поверхонь з обмеженнями різких змін геометрії, властивостей твердого тіла, маси або затухання, необхідно вивчати морфологію. Рішення для зменшення випромінюваного ними шуму.

Акустичну потужність, що випромінює зовнішня поверхня, можна визначити як:

$$W(f) = \sigma(f) \cdot \rho \cdot c \cdot S \cdot \tilde{v}^2(f), \quad (3.1)$$

де:  $\sigma(f)$  - коефіцієнт випромінювання джерела,  $(\rho \cdot c)$  - акустичний опір середовища,  $S$  - площа випромінювача,  $\tilde{v}^2(f)$  - квадрат середнього значення віброшвидкості випромінюючої поверхні.

З цього рівняння ми бачимо, що для зменшення акустичного випромінювання іншої зовнішньої поверхні нам потрібно зменшити значення квадрата вібраційної швидкості в діапазоні частот.

Таким чином, зменшення акустичного випромінювання від нейтралізатора глушника досягається шляхом зниження рівня звукових коливань його окремих зовнішніх поверхонь, шляхом зміни їх геометрії, твердих властивостей, маси або шляхом їх глушіння. Ефективність

конструктивного судження на першому етапі доцільно оцінити за результатом зменшення середнього значення квадрата віброшвидкості іншої поверхні.

На основі скінченно-елементного моделювання та за результатами аналізу властивостей проведено розрахунок і порівняння ряду структурних модифікацій оригінальної версії COBX, спрямованих на зниження шуму з іншого рівня, вимушеної частоти та вібрації вибрати ефективне проектне рішення для зниження шуму з урахуванням морфології та середнього значення квадратів вібраційних швидкостей окремих поверхонь.

Для визначення частоти і характеру власних і вимушених коливань використовується програмний комплекс ANSYS. Розрахунки в програмному комплексі розраховують рівняння власних коливань у вигляді матриць без видалення структури:

$$[M]\{u''\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (3.2)$$

З умов аналізу своїх коливань передбачається пружне поведінка конструкцій елементів COBG, тому очікуваний відгук є гармонійним і виражається

$$\{u\} = \{\varphi_i\} \cos \omega_i t, \quad (3.3)$$

де,  $\{\varphi_i\}$  – форма коливань  $i$ -ої частоти, власний вектор, що представляє форму коливань на  $i$ -й власній частоті;  $\omega_i$  –  $i$ -я власна кругова частота (радіан за одиницю часу),  
 $t$  – час.

Підставляючи (3.2) до (3.3) отримаємо:

$$[K] - \omega_i^2 [M] \{\varphi_i\} = 0 \quad (3.4)$$

Пошук конструктивних рішень щодо зниження структурного шуму проводився для третьої конструкції глушника-нейтралізатора як найбільш ефективною зниження звукового випромінювання від зрізу випускної труби.

### 3.2. Експериментальне визначення граничних умов глушника-нейтралізатора

Граничні умови, що враховують вплив вібрації від агрегатів автомобіля та дороги, при створенні кінцево-елементних моделей та розрахунках задавалися за результатами експериментальних вимірювань спектральних характеристик вібрації у місцях кріплення глушника-нейтралізатора до рами під час руху автомобіля на асфальтовому покритті та бруківці.

На рис 3.1 показано встановлення 3-х компонентного вібродатчика. Вісь X – поздовжня, Y – поперечна, Z – вертикальна. Для реєстрації та спектрального аналізу вібрації використовувалася апаратура фірми Брюль та Кер (Данія) та фірми LMS (Бельгія).



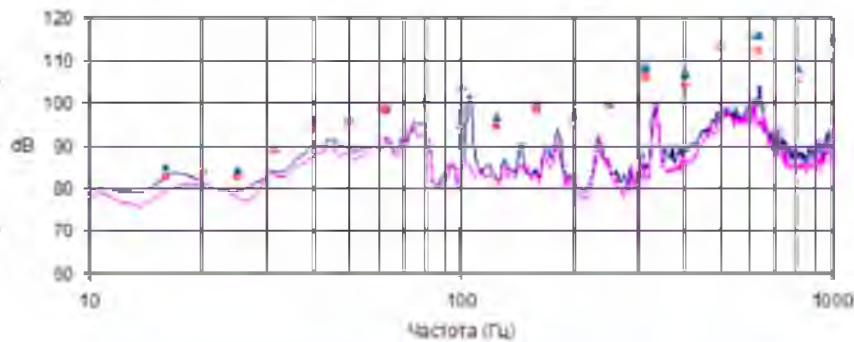
Рисунок 3.1 - Установка вібродатчика на кронштейні кріплення глушника-нейтралізатора

Вимірювання вібрації проводилися по осях X, Y, Z на асфальтовому покритті при русі автомобіля зі швидкістю 40, 50 і 80 км/год і на камеші при швидкостях руху 10, 50 і 70 км/год (рис. 3.2).



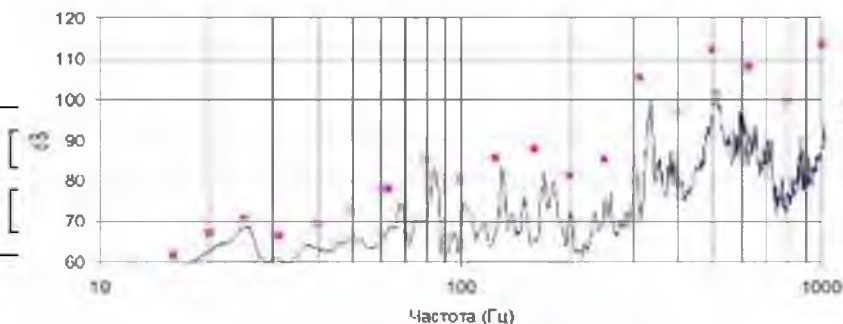
Рисунок 3.2 - Дорожні вібраційні випробування

На рис. 3.3 і 3.4 наведені як приклад вузькосмугові та третьоктавні спектри віброприскорень по осі X на камені при швидкості 70 км/год та на асфальті при швидкості 80 км/год у частотному діапазоні 10-1000 Гц.



— 1-й замір — 2-й замір \* 1/3 - октави 1-й замір ◊ 1/3 - октави 2-й замір

Рисунок 3.3 - Графік віброприскорень під час руху автомобіля на камені зі швидкістю 70 км/год



— узкополосный спектр \* 1/3 - октавы

Рисунок 3.4 - Графік віброприскорень під час руху автомобіля на асфальті зі швидкістю 80 км/год



Зі збільшенням частоти амплітудні значення вузькосмугових та третьоктавних складових збільшуються. При русі на камені різні спектральних складових вище, ніж при русі на асфальті, особливо в низькочастотному діапазоні до 300 Гц.

На рис. 3.5 наведено спектри віброприскорень для всіх режимів вимірювання на асфальті та камені по осях X, Y, Z.

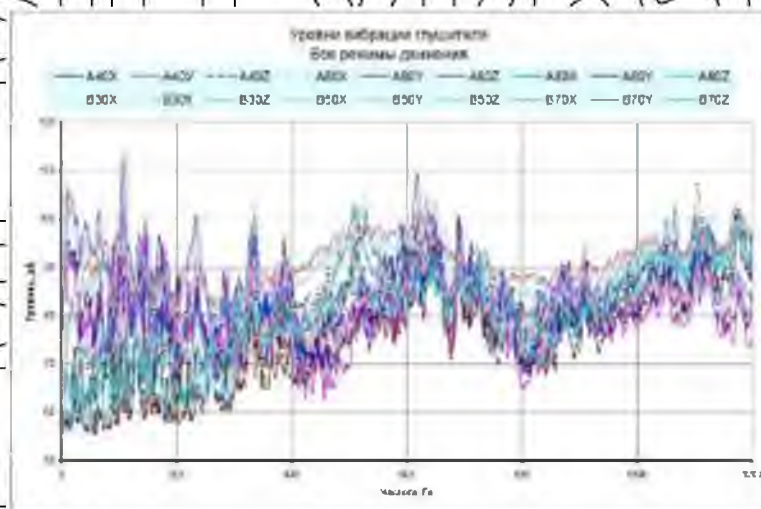


Рисунок 3.5 - Графік віброприскорень для всіх режимів руку автомобіля (А-асфальт, В-камень).

Графіки максимумів, отриманий експериментально на рухомому транспортному засобі, використовувався як гранична умова для вібраційних впливів автомобіля та доржнього вузла в розрахунковій кінцево-елементній моделі (рис. 3.5).

Крім граничних умов впливу вібрації від транспортного засобу та дорожніх вузлів, кінцево-елементна обчислювальна модель повинна враховувати динамічні ефекти потоку вихлопних газів у вихлопній смузі. Частота і форма вібрації на зовнішній поверхні нейтралізатора глушника. Тому ми експериментально визначили максимальний тиск у вихлопній системі до каталітичного пристрою двигуна.

Експериментальні вимірювання тиску, створюваного вібраційними газами працюючого двигуна, проводилися в сидлі двигуна, яке складається з двигуна внутрішнього згоряння (1), системи очищення вихлопних газів з

пристроєм нейтралізації глушника (3) рисунок 3.6). Датчик тиску розташований у випускному каналі біля розподільника-нейтралізатора. (2) (рис 3.6).

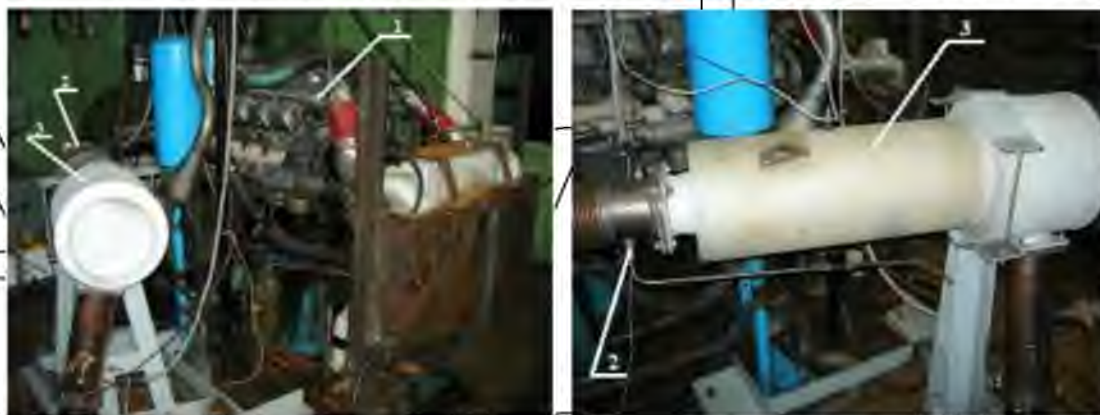


Рисунок 3.6 - Експериментальне визначення тиску в СОБГ

Максимальний тиск у вихлопній трубі перед нейтралізатором при робочій температурі становив 14,7 кПа у всьому діапазоні роботи дизеля.

### 3.3 Визначення власних частот та форм коливань зовнішніх поверхонь глушника-нейтралізатора

Для вирішення поставленої задачі було проведено дослідження з розрахунку частоти та форми власних коливань зовнішньої поверхні тривимірного нейтралізатора дефлектора на основі ідентифікації поверхонь з високими швидкостями. і кінцеві елементи. Модель зображена на рисунку 3.7.

Власні частоти та картини коливань зовнішньої поверхні розраховувалися в діапазоні частот 400–8000 Гц. Слід зазначити, що зовнішня поверхня СОБГ, особливо циліндрична поверхня малого діаметра, має велику кількість форм коливань на різних частотах.

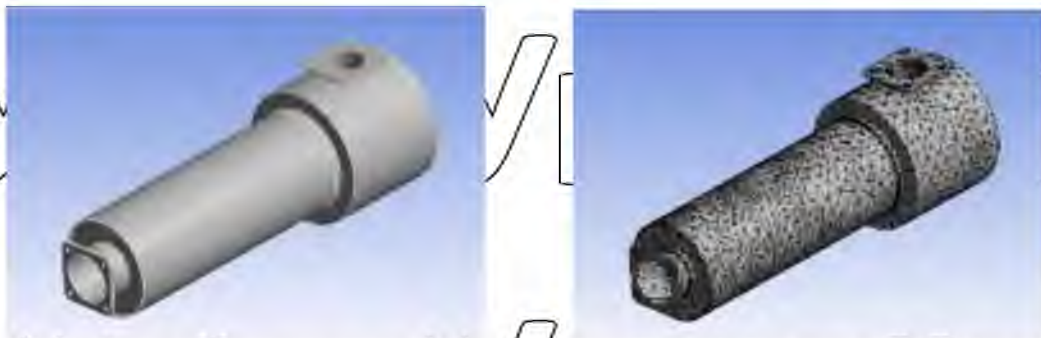


Рисунок 3.7 - 3-х мірна модель глушника-нейтралізатора (а), звичайно-елементна модель (б)

На рисунках 3.8-3.16 показані в порядку зростання частоти як приклади кількох форм вібрації зовнішньої поверхні нейтралізатора продавця на різних частотах. У діапазоні частот від 400 до 670 Гц виникає перша форма вібрації зовнішньої поверхні 3,8~3,10.

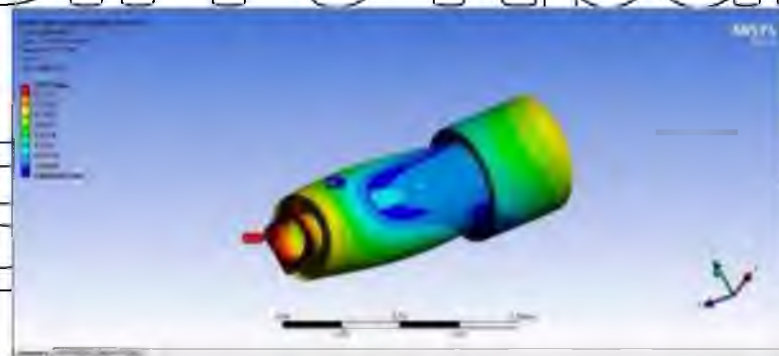


Рисунок 3.8 - Власна форма коливань зовнішньої поверхні СОВГ на частоті 534,5 Гц

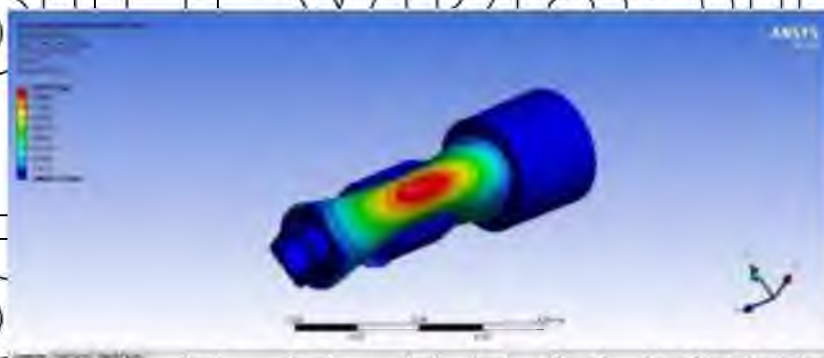


Рисунок 3.9 - Власна форма коливань зовнішньої поверхні СОВГ на частоті 610,8 Гц

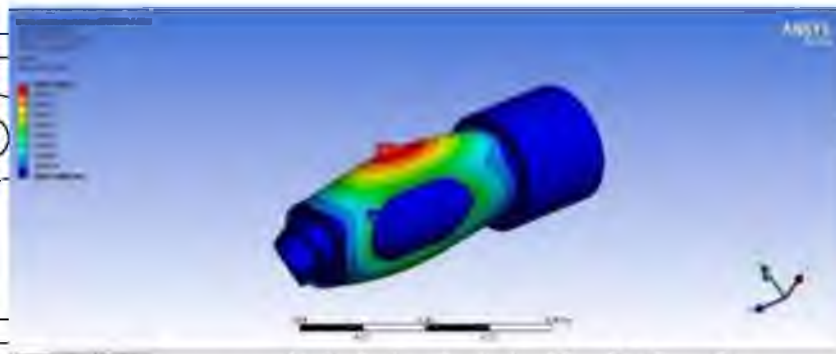


Рисунок 3.10 - Власна форма коливань зовнішньої поверхні СОВГ на частоті 614,53 Гц

Далі зі збільшенням частоти форми коливань зовнішньої циліндричної поверхні меншого діаметра стають складнішими. З'являється більше пучностей, збільшується кількість вузлів по довжині циліндричної поверхні (рис. 3.11 и 3.12).

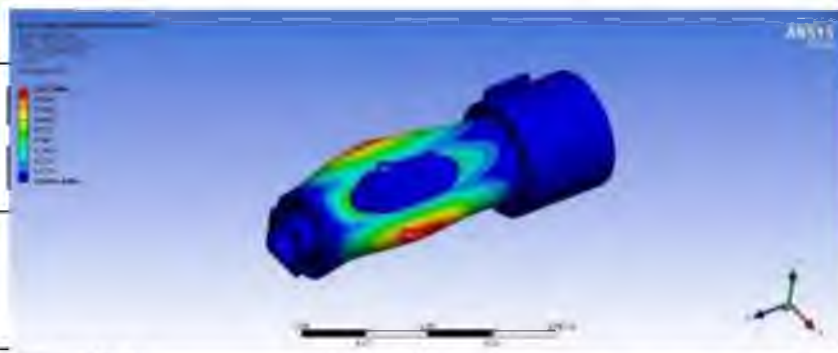


Рисунок 3.11 - Власна форма коливань зовнішньої поверхні СОВГ на частоті 827,63 Гц

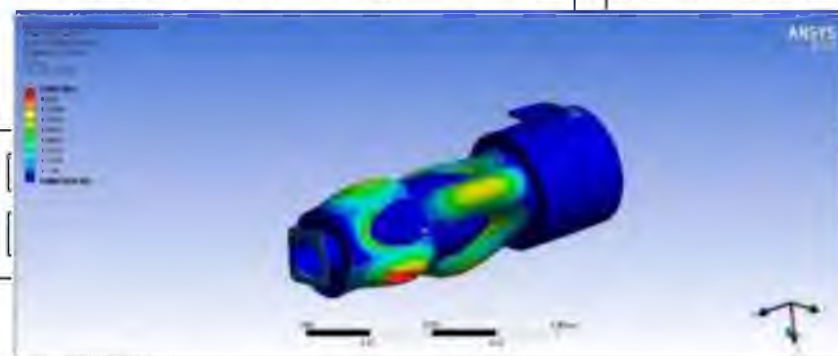


Рисунок 3.12 - Власна форма коливань зовнішньої поверхні СОВГ на частоті 1341,8 Гц

На частоті 1607 Гц торцева поверхня COBG має явно виражену першу форму коливань (рис 3.13), далі зі збільшенням частоти з'являються вищі форми коливань (рис 3.14-3.16).

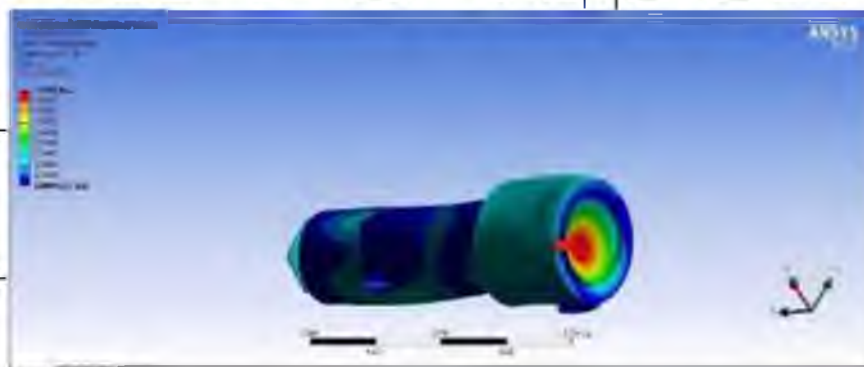


Рисунок 3.13 - Власна форма коливань зовнішньої поверхні COBG на частоті 1607 Гц

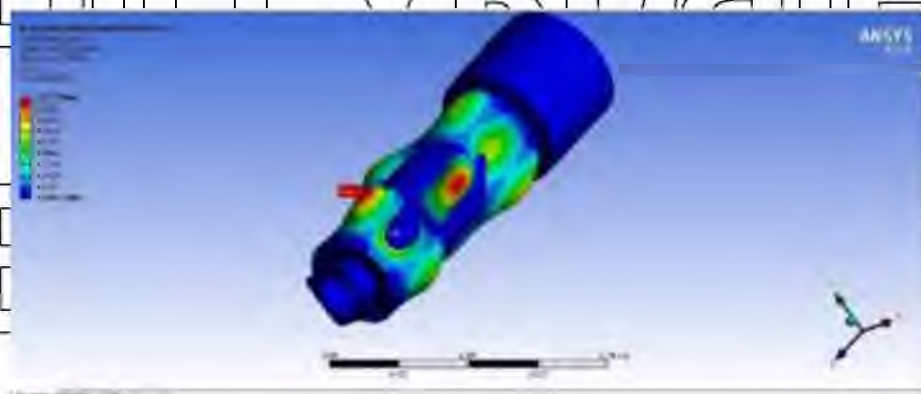


Рисунок 3.14 - Власна форма коливань зовнішньої поверхні COBG на частоті 2106,6 Гц

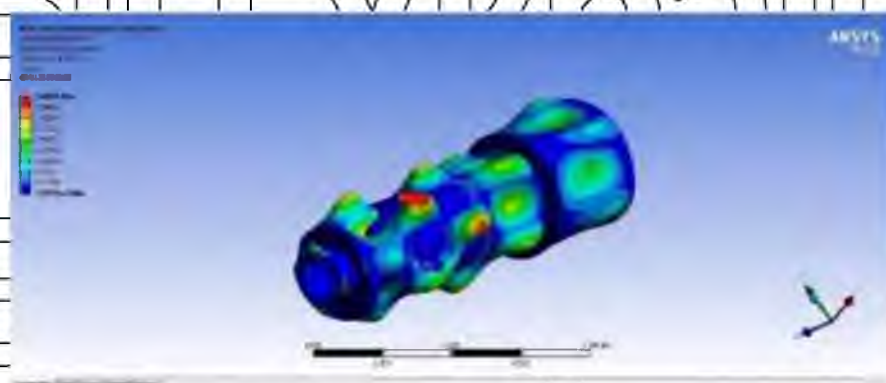


Рисунок 3.15 - Власна форма коливань зовнішньої поверхні COBG на частоті 3380,7 Гц

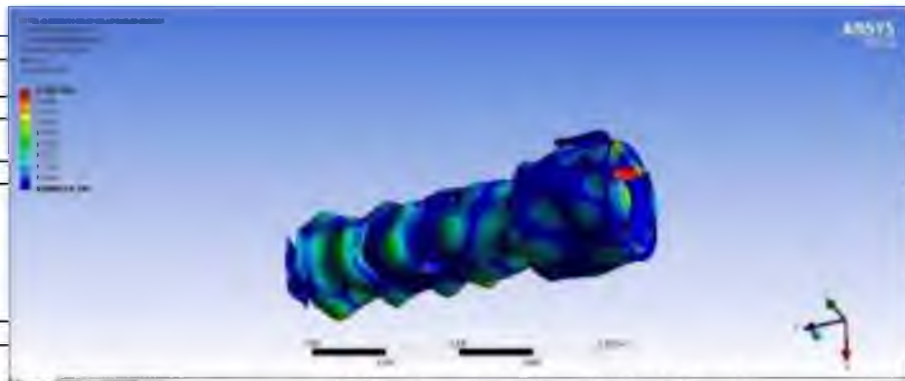


Рисунок 3.16 - Власна форма коливань зовнішньої поверхні СОБГ на частоті 6340,4 Гц

Аналіз показав, що торці та циліндри великого та малого діаметрів мали найвищі власні частоти та режими вібрації.

На частотах до 400 Гц демпфер і нейтралізатор вібрують як одне ціле.

Крім того, на частотах понад 400 Гц виникають вібрації через конструкцію демпфера та нейтралізатора як системи з розподіленими параметрами. Це означає, що кожна зовнішня поверхня має власну частоту та форму вібрації та сили, обмежену формою та раптовими змінами жорсткості, маси чи демпфування.

На основі проведених досліджень, методи вивчення та дослідження конструктивних методів зниження шуму від зовнішньої поверхні пристроїв нейтралізації глушників АТЗ базуються на розрахунках частоти та форми та аналізі, і можна зробити висновки. Вібрація окремих зовнішніх поверхонь з урахуванням експериментально отриманих граничних умов. Акустичне випромінювання від зовнішніх поверхонь додатково зменшується введенням сферичних ділянок, радіус і положення яких можна вибрати розрахунковим шляхом.

## ВИСНОВКИ

1. Розроблено розрахунково-експериментальну методику, експериментальний стенд та розрахункову програму обробки результатів, які дозволяють визначити необхідні для розрахунку системи в цілому акустичні властивості елементів СОВГ (каталізатор, резонатор, об'ємна камера).

2. Розроблені розрахунково-експериментальні методи використані для визначення хвильових властивостей матеріалів, що використовуються в СОВГ (блок каталізатора та дисипативний звукопоглинальний матеріал).

3. Результати розрахунку елемента СОВГ та результати стендових випробувань свідчать про високу точність математичної моделі (коефіцієнт збіжності більше 90%).

4. Ефективність розробленого способу підтверджена випробуваннями порівняння розробленого та виготовленого пристрою нейтралізації глушника із серійним за ГОСТ Р 41.51-2004:

- Глушник знижує максимальний звуковий тиск нерухомого автомобіля на відстані 0,5 м під кутом 45 градусів від площини перерізу вихлопної труби на 9 дБА в третій октаві 1000 Гц. У діапазоні частот рівень звукового тиску глушника заслінки в 2-11 разів перевищує рівень звукового тиску серії, а в діапазоні середньо-високих частот зниження звукового тиску нейтралізатора глушника становить 9-20 дБА.

- Загальне зниження шуму за шкалою А під час руху становить 2 дБА, максимальне зниження звукового тиску в третій октаві 125 Гц становить 7,5 дБА, зниження звукового тиску в діапазоні частот 500-1600 Гц становить. У діапазоні частот від 2500 до 8000 Гц він збільшується на 2,5-3,5 дБА. Зниження звукового тиску становить від 2 до 3,5 дБА.

5. Як дослідити та дослідити конструктивне рішення для зменшення звуку від зовнішніх поверхонь глушника АТЗ щодо частоти та форми вібрації окремих зовнішніх поверхонь Розроблено на основі розрахунків та аналізів. Граничні умови, отримані експериментально. Акустичне випромінювання

зовнішньої поверхні максимально знижується за рахунок введення сферичної опуклості, радіус і положення якої можна вибрати розрахунковим шляхом.

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ



## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Алексеев И. В. Основы теории поршневых двигунів внутрішнього згорання зі зниженими рівнями акустичного випромінювання: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.02 / Ігор Володимирович Алексеев. - 1986. - 287 с.

2. Алексеев И. В. Процес згорання як джерело акустичного випромінювання в двигунах внутрішнього згорання / І. В. Алексеев // «Автомобілі та двигуни внутрішнього згорання». 1972. - С. 125-132.

3. Алексеев И. В. Проблеми акустичного доведення ДВС / І. В. Алексеев // «Двигунобудування». -1982. -№3. - С.55-57.

4. Басов К.А. ANSYS для конструкторів/К.А. Басов // -М.: ДМК Прес, 2009. - 248 с.

5. Басов К.А. ANSYS у прикладах та завданнях / К.А. Басов // Комп'ютер Прес, 2002. -710 з.

6. Богданов С.А. Розробка ефективних звукопоглинаючих конструкцій для зниження шуму газотурбінних двигунів та енергоустановок: дис. ... канд. техн. наук: 05.07.05 / Сергій Олександрович Богданов. - Самара, 2007. - 158 с.

7. Борисов Л.А., Гужас Д.Р. Звукоізоляція в машинобудуванні / Л. А. Борисов, Д. Р. Гужас // Машинобудування. -1990. - 256 с.

8. Васильєв А.В. Акустичне моделювання та комплексне зниження шуму автомобільних двигунів внутрішнього згорання: монографія / О.В. Васильєв. - Самара: Видавництво наукового центру РАН, 2004. - 296 с.

9. Васильєв А.В. Зниження шуму транспортних потоків за умов сучасного міста / О.В. Васильєв // Екологія та промисловість. ЕКіП. - 2004. - С. 37-41.

10. Васильєв А.В. Зниження пульсацій тиску та шуму всмоктування поршневих машин з використанням низькочастотних глушників: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Андрій Віталійович Васильєв. - 1994. -197 с.

11. Галевко В.В. Вдосконалення акустичних якостей автомобільних V-подібних дизелів: дис. ... канд. техн. наук.. 05.04.02 / Володимир Володимирович Галевко. - (ТУ), 1982. -241с.

12. Галевко В.В. Віброакустичний контроль технічного стану ДВЗ та агрегатів автомобіля / В.В. Галівко, В.В. Гриб, М.Г. Шатров // 36 наукових праць МАДІ (ДТУ). - Експодзайн, -2007. - С. 287-289.

13. Галевко В.В. Визначення параметрів дисипативних та каталітичних матеріалів елементів систем обробки газів, що відпрацювали, необхідних для їх проектування методом кінцево-елементного моделювання / В.В. Галевко, Г.Г. Надарейшвілі, С.І. Юдін // Вектор науки № 2 (24), -2013. - С. 117-122.

14. Галевко В.В. Розрахунково-експериментальні дослідження акустичного імпедансу випускного тракту турбонаддувного дизельного двигуна / В.В. Галевко, Г.Г. Надарейшвілі, С.І. Юдін // Вектор науки № 2 (24), -2013. - С. 123-127.

15. Галевко В.В., Удосконалення методики розрахунково-експериментального визначення акустичних характеристик елементів системи обробки газів, що відпрацювали «ССОГ» / В.В. Галевко, Г.Г. Надарейшвілі, С.І. Юдін // Вектор науки № 3 (25), -2013. - С. 124-127.

16. Галевко Ю.В. Питання шуму АТЗ в КВТ ЄЕК ООН (до 50-річчя Женевської угоди 1958 р.) / Ю.В. Галевко, О.І. Щепкін, М.І. Фесіна // Журнал автомобільних інженерів, № 4 (51), -2008. - С. 36-43.

17. Галевко Ю.В. Напрями зниження шуму від автомобільного транспорту у Європейській Економічній Комісії / Ю.В. Галевко, О.І. Щепкін, М.І. Фесіна // II Всеросійська науково-практична конференція з міжнародною участю «Захист населення від підвищеного шумового впливу». - 17-19 березня 2009. - С. 200-206.

18. Гергерт В.А. Зниження шуму на робочих місцях машиністів колійних дрезин за рахунок забезпечення, потрібних звукоізолюючих та дисипативних параметрів кабіни: дис. ... канд. техн. наук: 05.26.01, 01.02.06 / Віктор Олександрович Гергерт. - 2002. -140 с.

19. ГОСТ Р 52231-2004 Зовнішній шум автомобілів в експлуатації. Допустимі рівні та методи вимірювання. ФГУП "Видавництво стандартів." 2010. - 5с.

20. ГОСТ Р 41.51-2004 Єдині приписи, що стосуються сертифікації транспортних засобів, що мають не менше чотирьох коліс, у зв'язку з шумом, який вони виробляють. ФГУП "Видавництво стандартів.", 2010 р. -26 с.

21. ГОСТ Р 53838-2010 Двигуни автомобільні. Допустимі рівні шуму та методи вимірювання ФГУП "Видавництво стандартів.", 2010 р. -13 с.

22. Гучність звуку. Рівень шуму та його джерела [Електронний ресурс].- URL: <http://www.kakras.com/doc/shum-decibel.html>

23. Дробах М.М. Зниження шуму транспортних машин глушниками: Приклад трактора МТЗ 82: дис. ... канд. техн. наук: 01.04.06 / Марина Миколаївна Дробаха. - 2004. -280 с.

24. Єнін П.В. Зниження шуму від віброзбуджених тонкостінних металевих конструкцій застосуванням штучних вібродемпфуючих вставок: дисертація ... канд. техн. наук: 01.04.06 / Павло Володимирович Єнін. 2006. 159 с.

25. Іванов Н.І. Інженерна акустика Теорія та практика боротьби з шумом: підручник/Н.І. Іванов. -М.: Університетська книга, Логос, 2008. - 424 с. ISBN 978-5-98704-286-0.2.

26. Іванов Н.І., Никифоров А.С. Основи віброакустики / Іванов Н. І., Никифоров А. С. - СПб. : Політехніка, 2000. - 482 с.

27. Кірюшкін Ю.Ф. Експериментальне дослідження камерних глушників/Ю.Ф. Кірюшкін, Р.М. Старобінський // ЕІ «Організація автомобільного виробництва» №11 - 1978. - С.41-46.

28. Комкін А.І. Оптимізація шляху зниження шуму машин/О.І. Комкін // Вісник МДТУ. Сер.: Машинобудування, -1992. -С.110-114.

29. Комкін А.І., Реднікін А.М. Зниження шуму випускних газів двигуна внутрішнього згоряння транспортних засобів активним методом / О.І. Комкін, О.М. Реднікін // Вісник МДТУ ім. н.е. Баумана, Сер.: Машинобудування, - 1998. -С. 115-125.

30. Комкін А.І. Зовнішній шум автомобіля. Методи визначення та зниження/А.І. Комкін// Автомобільна промисловість, -2000. -С. 34-37.

31. Комкін А.І. Активне гасіння шуму. Проблеми та перспективи / А.І. Комкін // Безпека життєдіяльності, -2001. - С. 12-18.

32. Комкін А.І. Розробка сучасних методів розрахунку та проектування автомобільних глушників шуму з необхідними характеристиками: автореферат дис. ... д-ра техн. наук: 01.04.06 / Олександр Іванович Комкін. - 2012. - 48 с.

33. Курнатов В.Д. Застосування кореляційного методу дослідження шуму згоряння дизелів / В.Д. Курнатов // Енергомашинобудування, -1967. 3. 23-28.

34. Курнатов В.Д. Шум від удару поршня та шляхи його зниження / В.Д. Курнатов // Енергомашинобудування, 1972. - С. 36-42.

35. Лагунов Л.Ф., Боротьба з шумом у машинобудуванні / Л.Ф. Лагунов, Г.Л. Осипов // Машинобудування, 1980. - 150 с.

36. Ломакін В.В. Шляхи зниження зовнішнього шуму легкового автомобіля. Оглядова інформація / В.В. Ломакін, Н.А. Никифоров, Н.Ф. Бочаров, В.А. Стрементарьов // Філія НДІ автопрому р. Тольятті, 1982. - 48 з.

37. Луканін В.М. Зниження шуму автомобіля / В.М. Луканін, В.М. Гудцов, Н.Ф. Бочаров // Машинобудування, 1981. - 158 с.

38. Луканін В.М. Дослідження шуму автотракторних двигунів внутрішнього згоряння: дис. ... д-ра техн. наук: 05.07.05 / Валентин Миколайович Луканін. - М., 1972. - 271 с.

39. Макаров С.Г. До оцінки внеску шуму вихлопу до загального рівня зовнішнього шуму автомобіля / С.Г. Макаров, Л.Ф. Жеглов, А.І. Комкін // Вісті вузів. Машинобудування, 1988. - С. 88-91.

40. Малкін І.В. Розробка технічних засобів зниження шумових випромінювань системи газообміну двигуна легкового автомобіля: дисертація кандидата технічних наук: 05.04.02 / Ілля Валерійович Малкін. - 2014. - 201 с.

41. Мокринський А.В. Методика комплексного активного зниження низькочастотного шуму теплових двигунів: дис. ... канд. техн. наук.: 05.04.02 / Антон Володимирович Мокринський. - 2003. - 214 с.

42. Морозов К. А. Подішення потужнісних показників карбюраторних двигунів шляхом налаштування шляхом налаштування впускних систем// К. А. Морозов, Б. Я. Черняк// Автомобільна промисловість, 1966. С.1-4.

43. Никифоров Н.А. Дослідження звукопоглинаючих властивостей пористих спечених матеріалів/Н.А. Никифоров, А.І. Комкін / / Безпека в техносфері, 2009. С. 31-36.

44. Никифоров Н.А., Комкін А.І. Визначення структурного фактора волокнистих металевих звукопоглинаючих матеріалів/Н.А. Никифоров, А.І. Комкін // Известия вузів. Машинобудування, 2011. – С. 35–43.

45. Никифоров Н.А., Моделювання глушників шуму з перфорованими трубами/Н.А. Никифоров, А.І. Комкін, Л.С. Воробйова / / Безпека у техносфері, 2010. -С. 28–33.

46. Назаров Н.І. Дослідження шляхів зниження акустичного випромінювання дизеля під час згоряння.: дис. ... канд. техн. наук : 05.04.05 / Микола Іванович Назаров. -М., 1977. -168 с.

47. Пліцин О.В. Удосконалення реактивних глушників шуму підприємств транспорту: дис. ... канд. техн. наук: 05.26.01 / Ольга Віталіївна Пліцина. -М., 2004. -135 с.

48. Рахматов Р.І. Розрахункове та експериментальне дослідження систем обробки газів, що відпрацювали / В.В. Галевко, Р.І. Рахматов// Вісник самарського університету. Аерокосмічна техніка, технології та машинобудування – 2017р. - Том 16, № 3. -3 145-154.

49. Рахматов Р.І. Конструктивні рішення щодо зниження звукового випромінювання від зовнішніх поверхонь СОВГ / В.В. Галевко, Р.І. Рахматов // Вісник московського автомобільно-дорожнього державного технічного університету -2016р. – Випуск №3 (46). -3 3-10.

50. Рахматов Р.І. Патентний огляд конструкцій клинопасових варіаторів / Р.І. Рахматов, В.В. Галевко// Довідник. Інженерний журнал, №12, 2014. – 3 53-61.

51. Рахматов Р.І. Тенденція розвитку систем обробки відпрацьованих газів сучасних автомобілів/Р.І. Рахматов, В.В. Галевко, С.Г. Надарейшвілі, С.І. Юдін // Науковий огляд, № 8 (частина 2), 2014. – 3 92-97.

52. Рахматов Р.І. Розробка кінцево-елементних моделей та розрахунково-експериментальне дослідження систем обробки газів, що відпрацювали / Р.І. Рахматов, В.В. Галевко // Науковий огляд, № 22, 2015. – 3 129-136.

53. Рахматов Р.І. Сучасні методи зниження рівня шуму в автотранспортних засобах/Р.І. Рахматов, В.В. Галевко, Г.Г. Надарейшвілі, С.І. Юдін // Природні та технічні науки, №6(74), 2014. - 3 836-838.

54. Рахматов Р.І. Визначення акустичних характеристик каталітичних блоків систем обробки газів, що відпрацювали / Р.І. Рахматов, В.В. Галевко, Г.Г. Надарейшвілі, К.В. Ходосевич, С.І. Юдін // 2-а міжнародна науково-технічна конференція «Динаміка та віброакустика машин 2014», Збірник статей – 2014. – С. 493-498.

55. Рахматов Р.І. Тенденція розвитку систем обробки газів, що відпрацювали для дизельного двигуна / Рахматов Р.І. // Сучасні проблеми теорії машин. Новокузнецьк, 2014. - № 2 -С. 141-145.

56. Нудьг Е. Основи акустики: У 2 т. / Є.М. Нудьг.: Світ, 1976. Т.1 - 520 с., Т.2 - 542 с.

57. Старобінський Р.Н. Додаток методів теорії ланцюгів до розрахунку впускних та випускних трактів у авіаційних ВМД / У кн. Шум реактивних двигунів/Р.Н. Старобінський // // праці Центрального інституту авіаційного моторобудування (ЦАМ) N901, М., 1980. С. 211-236.

58. Старобінський Р.М. Математичне забезпечення інженерних розрахунків шумів впуску та випуску / Р.Н. Старобінський // У кн. "Віброакустика автомобіля". - Куйбишев: Кн. видавництво, 1982. С. 181-210.

59. Старобінський Р.М. Теорія та синтез глушників шуму для систем впуску та випуску газів ДВЗ: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.02 / Р.М. Старобінський; 1983. - 333 с.

60. Старобінський Р.М. Огляд нових тенденцій шумового доведення легкових автомобілів / Р.М. Старобінський, І.В. Малкін, А.В. Краснов, С.А. Рябкін, А.Г. Назаров // Безпека у техносфері № 6, 2010. - С. 16-22.

61. Старобінський Р.М., Дослідження акустичних характеристик системи «система впуску ДВЗ – моторний відсік легкового автомобіля», у книзі «Зниження шуму поршневих двигунів внутрішнього згоряння»/Р.М. Старобінський, М.І. Фесіна // Збірник наукових праць Московського автомобільно-дорожнього інституту, 1984. -С. 118-128.

62. Стерементарєв В. А. Розробка методів зниження вібрацій та шуму легкових автомобілів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Валентин Олександрович Стерементарєв. -, 1984. -235 с.

63. Терентьєв А.М. Розробка методики акустичного доведення легкового автомобіля із зовнішнього та внутрішнього шуму: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Олексій Миколайович Терентьєв. - 2005. - 220 с.

64. Тольський В.Є. Віброакустика автомобіля/В.Є. Тольський // Машинобудування, 1988. - 144 с.

65. Фесіна М.І. Про критерії вибору категорій ефективності звукоізоляційних матеріалів, які застосовуються для зниження шуму легкового автомобіля / М.І. Фесіна // Вісник Самарського державного аерокосмічного університету імені академіка С.П. Корольова. - 2009. - С. 95-105.

66. Фесіна М.І. Про уточнену класифікацію та деякі прийоми модифікаційного структурування шумопоглинаючих деталей сучасних моделей легкових автомобілів / М.І. Фесіна, А.В. Краснов // Машинобудування та інженерна освіта. - 2008. - С. 11-24.

67. Фесіна М.І. Розробка заходів щодо зменшення шуму двигуна на легковому автомобілі: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Михайло Ілліч Фесіна. - 1984. -276 с.

68. Фесіна М.І. Автомобільні акустичні матеріали. Проектування низькошумних конструкцій автотранспортних засобів; монографія. © 2 год. // М.І. Фесіна [та ін].: ТДУ, 2010. - Ч.1 - 304 с., Ч.2 - 352 с. 218.

69. Фесіна М.І. Про деякі результати застосування ефективних одно- та багатокамерних глушників для зниження шуму впуску двигуна внутрішнього згоряння / М.І. Фесіна, В.В. Лемакін, І.В. Малкін // Вісті Самарського

наукового центру РАН. Спец. випуск «Безпека. Технології. Управління», том 2, 2007. – С. 149-153.

70. Фесіна М.І. Аналіз тенденцій застосування передніх підрамників у конструкції легкових автомобілів для покращення показників їхнього віброакустичного комфорту / М.І. Фесіна, В.Є. Рогожкін, С.В. Горбунов, Ю.В.

Хорт // Вісті Самарського наукового центру РАН. Спец. випуск «Безпека. Технології. Управління», том 3, 2007. – С. 21-25.

71. Фесіна М.І. Дослідження акустики моторного відсіку автомобілів ВАЗ / М.І. Фесіна, Р.М. Старобінський, Л.Л. Вайнштейн // Збірник «Організація автомобільного виробництва», №13, 1979. - 219с.

72. Шатров М.Г. Дослідження впливу процесу упорскування палива на надійність, шумність роботи та димність впуску автотракторного дизеля: автореферат дис. . канд. техн. наук: / М.Г. Наметів. -Л, 1974. – 36 с.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України



НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ДОДАТКИ

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України