

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Институт прикладной математики и механики
Кафедра «Механика и процессы управления»

Диссертация допущена к защите
Зав. кафедрой

_____ Д.А. Индейцев

" " _____

ДИССЕРТАЦИЯ
на соискание степени МАГИСТРА

Тема: *Разработка методики виртуальных испытаний и оптимизации многослойных шумоизоляционных покрытий*

Направление: 15.04.03 - Прикладная механика

Магистерская программа: Механика сплошных сред: теоретические основы и приложения

Выполнил студент гр.63602/4

(подпись)

К.С. Перов

Руководитель, к.т.н..

(подпись)

А.И. Боровков

Руководитель, асс.

(подпись)

О.И.Клявин

Санкт-Петербург
2017

Оглавление

Введение	4
ГЛАВА 1 : Основные понятия акустики	6
1.1 Понятие звука	6
1.1.1 Акустическое поле	6
1.1.2 Математическое описание акустических процессов	8
1.1.3 Единицы измерения звука	12
1.1.4 Частотный анализ звукового поля	13
1.1.5 Интерференция звуковых полей от различных источников	15
1.2 Звукопоглощение	16
1.2.1 Определение звукопоглощения	16
1.2.2 Методики измерения коэффициента звукопоглощения	18
1.2.3 Классификация звукопоглощающих структур	21
1.2.4 Физические характеристики свойств пористых звукопоглощающих материалов	24
ГЛАВА 2 : Акустика транспортных средств	27
2.1 Источники шума в салоне автомобиля	27
2.2 Пути передачи шума в автомобиле	30
2.2.1 Передача по воздушным каналам	31
2.2.2 Передача по структурным элементам	32
2.3 Шумоизоляция в ТС	32
2.3.1 Элементы шумоизоляционных систем	32
2.3.2 Проектирование шумоизоляционных покрытий	34
ГЛАВА 3 : Методы математического моделирования акустических процессов	35

3.1 Аналитический подход к моделированию акустических свойств материалов	35
3.2 Численное моделирование акустических систем	37
3.2.1 Низкочастотный диапазон	38
3.2.2 Высокочастотный диапазон	42
3.2.3 Границы целесообразности применения рассмотренных математических методов в задачах акустического анализа	48
ГЛАВА 4 : Моделирование конструкции шумоизоляционного покрытия	49
4.1 Численный упрощенный анализ акустических систем	49
4.1.1 Металлическая пластинка в акустическом объеме	49
4.1.2 Анализ влияния шумопоглощающих покрытий на акустическое поле	53
4.1.3 Оптимизация шумопоглощающего покрытия	57
4.2 Оценка акустического поля салона автомобиля	60
4.2.1 Анализ акустического поля салона автомобиля на низких частотах	60
4.2.2 Анализ акустического поля салона автомобиля на высоких частотах	63
4.3 Рекомендации к методике виртуальных испытаний	66
ГЛАВА 5 : Технико-экономическое обоснование методики	68
Заключение	71
Список источников	73

Введение

Традиционными областями интереса при проектировании техники были области, связанные с прямым функциональным назначением механизмов: надежность, эффективность работы, высокая производительность. Характеристики “побочных” показателей – таких, как эргономика, комфорт и безопасность эксплуатации были отведены на второй план. Резкий рост озабоченности комфортом при эксплуатации и здоровьем человека наметил значительную смену в подходе к расстановке приоритетов при проектировании.

Одним из основных воздействий, оказываемых на человека при эксплуатации автомобиля является шумовое загрязнение. Шумовое загрязнение – это превышение естественного уровня шумового фона или ненормальное изменение звуковых характеристик: периодичности, силы и частоты звука. Было показано, что шум вызывает не только дискомфорт пассажиров, но также оказывает пагубное влияние на организм, выражающееся в системном недомогании, приводит к повышенной утомляемости, снижению производительности труда, физическим и нервным заболеваниям.

В условиях жесткой конкуренции и динамично развивающегося рынка шумовой комфорт стал одним из важнейших конкурентных преимуществ, что вывело вопрос шумления в салоне в область повышенного интереса как производителей автомобилей, так и у поставщиков комплектующих. На данный момент в решении проблемы снижения уровня шумленности салонов автомобилей и промышленной техники задействованно множество ученых и инженеров по всему миру, применяющих различные методики, опирающиеся как на аналитические расчеты, так и на многократные натурные испытания. Основным способом повышения акустического комфорта в настоящее время является повышение уровня абсорбции излучаемых звуковых волн, к примеру, при помощи применения шумоизоляционных

покрытий. Анализ текущих методик проектирования таких покрытий выявил их архаичность и экономическую невыгодность, что привело к пониманию необходимости привнесения в отрасль методик компьютерного инжиниринга, основанных на фундаментальных математических методах.

Ввиду актуальности проблемы проектирования шумоизоляционных покрытий в данной работе рассматривается вопрос численной оценки их акустических свойств для оптимизации процесса их проектирования. Сопутствующими целями был анализ изучения феноменологии звука как явления, рассмотрение основных вопросов инженерной акустики, изучение методик аналитического и численного анализа звуковых параметров. На основе изученных данных предлагается методика по моделированию шумопоглощающих конструкций на примере автомобильных многослойных покрытий полов, которые играют важнейшую роль в повышении акустического комфорта пассажиров салона.

В первой главе настоящей работы приводится описание проблематики зашумления в технике, а также влияние зашумления на организм человека, рассматриваются его основные качественные и количественные характеристики.

Вторая глава настоящей работы посвящена анализу источников шума в транспортных средствах.

В третьей главе приводится анализ аналитических и численных методов моделирования звуковых процессов.

В четвертой главе проводится анализ акустических явлений с помощью численных методов, а также проводится моделирование шумоизоляционного покрытия на полномасштабной модели автомобиля.

В пятой главе проводится анализ экономических факторов проведения численного моделирования напольного покрытия в сравнении с традиционными методами инжиниринга.

ГЛАВА 1 : Основные понятия акустики

1.1 Понятие звука

В любой акустической системе выделяют три основных составляющих: источник звука, путь передачи и детектор. В технике, как правило, особое внимание уделяется путям передачи звука, так как источники чаще всего не могут быть изменены или же их изменение тесно связано с значительными затратами.

Звук - это распространяющиеся вибрации в воздушной или другой упругой среде, порождаемые самыми различными источниками - механизмами, музыкальными устройствами, ветром, голосовым аппаратом и т.д. В общем смысле распространение звука - это продвижение колебаний давления и плотности упругой среды. Как правило, звуковые колебания распространяются равномерно от источника во все стороны, исключением могут считаться динамики, порождающие преимущественно направленный звук.

1.1.1 Акустическое поле

Поверхность тела, совершающая колебания, является излучателем звуковой энергии, которая создает акустическое поле. Под понятием акустического поля обозначают область упругой среды, которая является средством передачи акустических волн.

Характеристики акустического поля

Звуковое поле характеризуется следующими величинами:

- звуковое давление;
- интенсивность звука;
- мощность звука;
- акустическое сопротивление;
- колебательная скорость частицы;

Звуковая мощность является мерой скорости излучения звуковой энергии, т.е. отнесенной к единице времени звуковой энергии. Интенсивность звука отображает скорость потока звуковой энергии в определенной точке звукового поля, т.е. звуковую мощность, проходящую через единичную площадку. Наиболее просто измерять звуковое давление, вследствие чего довольно часто оно служит оценочной характеристикой звукового поля. Остальные характеристики звукового поля могут быть получены на основе данных о давлении звукового поля. Все перечисленные величины взаимосвязаны и зависят от свойств среды в которой распространяется звук.

Табл. 1.1 Параметры звукового поля

Параметр	Единица измерения	Взаимосвязь
Звуковое давление	Па	$p = \rho \cdot c \cdot u$
Акустическое сопротивление	Па *с/м	$Z_A = \rho \cdot c$
Колеб. скорость частицы	м/с	$u = p / (\rho \cdot c)$
Интенсивность	Вт/м ²	$I = p \cdot u$
Мощность	Вт	$W = I \cdot S$

Наиболее понятно характеристики звукового поля могут быть представлены при помощи т.н. “аналогии обогревателя”. В роли температуры выступает звуковое давление, в роли мощности - сила звука, в роли теплового потока - интенсивность звука.

Формирование звукового поля

Если в помещении начинает действовать источник звука, то в начальный момент времени сформировано только прямое звуковое поле. По достижении волной звукоотражающей преграды картина поля меняется из-за появления отраженных волн.

Если в звуковом поле поместить предмет, размеры которого малы по сравнению с длиной звуковой волны, то практически не наблюдается искажения звукового поля. Для эффективного отражения необходимо, чтобы

размеры отражающей преграды были больше или равны длине звуковой волны.

Звуковое поле, в котором возникает большое количество отраженных волн с различными направлениями, в результате чего удельная плотность звуковой энергии становится одинаковой по всему полю, называется диффузным полем.

После прекращения излучения звука источником акустическая интенсивность звукового поля уменьшается до нулевого уровня за бесконечное время. Практически считается, что звук полностью затухает, когда его интенсивность падает в 10^6 раз от уровня, существующего в момент его выключения. Любое звуковое поле как элемент колеблющейся среды обладает собственной характеристикой затухания звука – реверберацией.

Взаимодействие поверхности и набегающих звуковых волн показано на рис. 1.1.

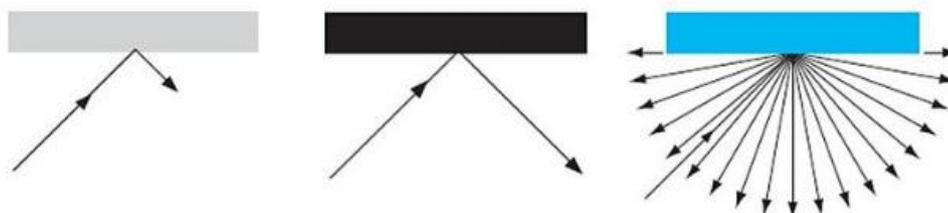


Рис. 1.1 Взаимодействие звуковых волн с препятствием. Слева: поглощение звука, по центру – отражение, справа – диффузное отражение.

1.1.2 Математическое описание акустических процессов

Поведение звуковых волн описывается линейной и нелинейной акустическими теориями. Нелинейная теория учитывает эффекты, происходящие вследствие избыточной энергии звукового поля, которая наблюдается при крайне высоких уровнях звука и в данной работе рассмотрена не будет.

В общем случае полагается, что акустическое поле консервативно и потерями энергии внутри него можно пренебречь [1]. При таком предположении можно определить потенциальную функцию (ϕ), являющуюся решением уравнения акустической волны (будет показано далее). Данная

функция может быть, как вещественной, так и комплексной и, что наиболее важно, с ее помощью можно определить такие характеристики звукового поля как давление и скорость частиц в акустическом поле.

Акустический потенциал определяется как отрицательный градиент скорости частиц:

$$\mathbf{u} = -\nabla\varphi \quad (1)$$

Вдобавок к этому, дифференцирование акустического потенциала по времени является акустическим давлением:

$$p = \rho \partial\varphi/\partial t \quad (2)$$

Из данного уравнения может быть получен уравнение Эйлера для движения единичного объема жидкости под действием градиента давления:

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} = -\nabla p \quad (3)$$

Акустический потенциал удовлетворяет линеаризованному уравнению волны:

$$\nabla^2\varphi = (1/c^2) \partial^2\varphi/\partial t^2 \quad (4)$$

Данное выражение представляет собой общее уравнение объемной звуковой волны.

Звуковые волны можно разделить на следующие категории:

- плоская волна (порождается колебаниями пластин)
- цилиндрическая волна (порождается колебанием радиально колеблющейся боковой поверхности цилиндра)
- сферическая волна (порождается точечным источником)

Волны в рассматриваемых в процессах данной работы являются плоскими, так как преимущественно порождаются колебанием пластинчатых элементов кузова и салона. Рассмотрим уравнения плоской волны.

Уравнение (4) в случае плоской волны упрощается до:

$$\partial^2 \varphi / \partial x^2 = (1/c^2) \partial^2 \varphi / \partial t^2 \quad (5)$$

Решением уравнения является:

$$\varphi = f(ct \pm x) \quad (6)$$

Подстановка в уравнение, определяющее акустический потенциал показывает:

$$u = \mp f'(ct \pm x) \quad (7)$$

$$p = \rho c f'(ct \pm x)$$

Поделив нижнее на верхнее получим:

$$p/u = \pm \rho c \quad (8)$$

Правая часть уравнения называется характеристическим импедансом плоской волны, знак которого выбирается в зависимости от направления движения волны.

Разложив решение уравнения (6) в ряд Фурье, где k - константа и β - произвольная константа, показывающая фазу получим:

$$\varphi = A \cos(k(ct \pm x) + \beta) \quad (9)$$

Выбрав фазу соответствующим образом уравнение превращается в:

$$\varphi = A \cos kx = A \cos(2\pi x/\lambda) \quad (10)$$

где λ - длина волны, k - номер волны, который связан с длиной волны следующим образом:

$$2\pi/\lambda = k \quad (11)$$



Рис. 1.2 Параметры звуковой волны

Выбрав же фазовую константу таким образом, что

$$\beta \pm kx = 0 \quad (12)$$

получим:

$$\varphi = A \cos kct = A \cos \frac{2\pi}{T} t \quad (13)$$

где T – период волны, $\frac{2\pi}{kc} = T$, обратное значение которого известно как частота, данное понятие наиболее часто применяется в акустике:

$$2\pi/T = 2\pi f = \omega \quad (14)$$

$$k = \omega/c \quad (15)$$

$$f\lambda = c \quad (16)$$

что устанавливает зависимость длины волны от частоты звука.

Человеческое ухо может воспринимать звуковые сигналы в спектре от 16Гц до 24кГц. Звуковые колебания, не попадающие в данный спектр, не будут восприняты человеком, и классифицируются как инфра- и ультразвук.

Частота значительным образом влияет на поведение звуковой волны так как она напрямую определяет ее длину. Длины волн для слышимого спектра (20Гц - 20кГц) представлены на рис. ниже:



Рис. 1.3 Длина звуковой волны в зависимости от частоты

1.1.3 Единицы измерения звука

Нежелательные звуковые эффекты могут быть классифицированы как шум. Само определение шума говорит о том, что восприятие звука носит строго субъективный характер. Восприятие звука человеком является объектом исследования психоакустики, которая исследует взаимосвязь между субъективным восприятием и различными звуковыми сигналами. В общем смысле под шумом определяют любые звуковые сигналы, которые мешают деятельности человека.

Восприятие звука человеком описывается по закону психофизики Вербера-Фехнера, согласно которому сила ощущения (p) пропорциональна логарифму интенсивности раздражителя S :

$$p = k \ln \frac{S}{S_0} \quad (17)$$

где S - значение интенсивности раздражителя, S_0 - нижнее граничное значение интенсивности раздражителя, k – константа, зависящая от субъекта.

Минимальное звуковое давление, различимое человеческим ухом, составляет порядка 20 мкПа, звук с давлением в 60Па нанесет непоправимый вред. При введении линейной шкалы измерения звукового давления потребуется 10^{13} делений только для того, чтобы покрыть данный диапазон, что крайне неудобно. С учетом психофизического восприятия звука человеком для характеристики значений звукового давления и интенсивности была введена логарифмическая шкала.

Логарифмическая шкала позволяет производить сравнение источников звука наиболее удобным способом. Оптимальным основанием было выбрано

число 10, сделав единицей измерения децибел. Таким образом, уровень звукового давления p называется на L_p децибел выше или меньше относительной величины p_{ref} согласно следующему уравнению:

$$L_p = 10 \log_{10} \frac{\langle p^2 \rangle}{p_{ref}^2} = 10 \log_{10} \langle p^2 \rangle - 10 \log_{10} \langle p_{ref}^2 \rangle \quad (18)$$

Для наиболее точного описания звукового давления относительной величиной было выбрано минимально различимое человеческим ухом давление - 20 мкПа. Подставив данное значение в формулу получим:

$$L_p = 10 \log_{10} \langle p^2 \rangle + 94 \quad (19)$$

На рис. 1.4 наглядно изображен слышимый звуковой спектр, и уровни его восприятия человеком.

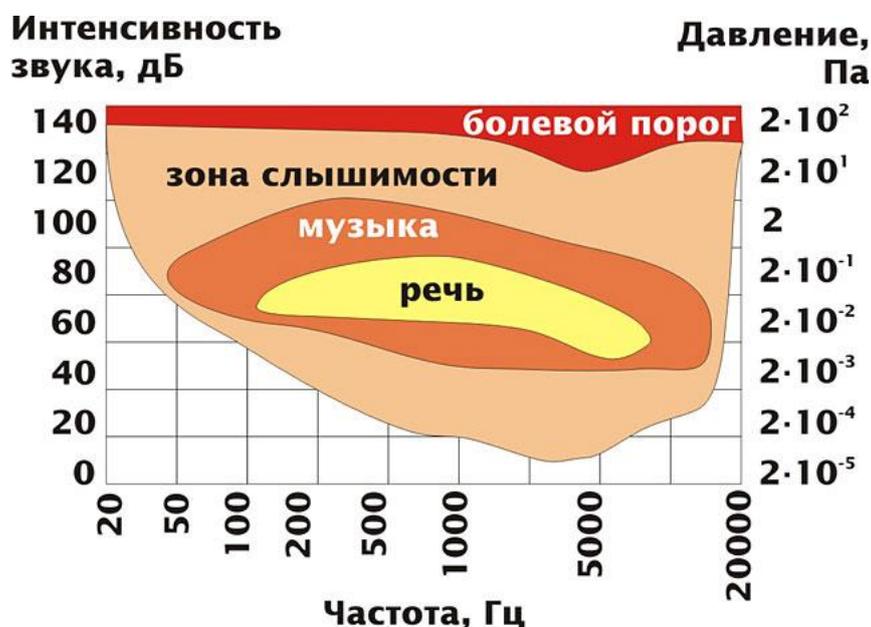


Рис. 1.4 Восприятие звука человеком

1.1.4 Частотный анализ звукового поля

Частотный анализ - это процесс, посредством которого изменяющийся во времени сигнал преобразуется в его частотные составляющие. Он может использоваться для количественной оценки звукового поля, так как критерии и методы шумового контроля значительным образом зависят от частоты.

При исследовании шумов слышимый диапазон обычно разбивают на полосы частот и определяют параметры звучания, приходящиеся на каждую полосу. Для стандартизации анализа шума Международной организацией по

стандартизации было предложено разбиение частотного спектра на стандартные частотные полосы. Самой широкой частотной полосой была принята октава – полоса частот, нижняя граница которой превышает верхнюю в два раза. Данное понятие было заимствовано из теории музыки.

Октавная полоса характеризуется центральной частотой, f_c , номером октавы, BN , верхним и нижним пределом частот, f_1 и f_u соответственно. Данные значения выражаются следующим образом:

$$BN = 10 \log_{10} f_c \text{ и } f_c = \sqrt{f_1 f_u} \quad (20)$$

При необходимости более детального исследования акустического поля, используется стандартное третьоктавное разбиение:

$$f_2 = 2^{1/3} f_1 = 1.26 f_1 \quad (21)$$

Стандартное разбиение частотного диапазона приведено в табл. 1.2:

Табл. 1.2 Стандартное разбиение частотного спектра

№	Октавная центральная частота	Третьоктавная центральная частота	Границы полосы	
			Нижняя	Верхняя
14		25	22	28
15	31.5	31.5	28	35
16		40	35	44
17		50	44	57
18	63	63	57	71
19		80	71	88
20		100	88	113
21	125	125	113	141
22		160	141	176
23		200	176	225
24	250	250	225	283
25		315	283	353
26		400	353	440
27	500	500	440	565
28		630	565	707
29		800	707	880
30	1000	1000	880	1130
31		1250	1130	1414
32		1600	1414	1760
33	2000	2000	1760	2250
34		2500	2250	2825

№	Октавная центральная частота	Третьоктавная центральная частота	Границы полосы	
			Нижняя	Верхняя
35		3150	2825	3530
36	4000	4000	3530	4400
37		5000	4400	5650
38		6300	5650	7070
39	8000	8000	7070	8800
40		10000	8800	11300
41		12500	11300	14140
42	16000	16000	14140	17600
43		20000	17600	22500

1.1.5 Интерференция звуковых полей от различных источников

Интерференция звуковых полей когерентных источников

Когерентными являются звуковые сигналы с постоянной разностью фаз. Данный тип источников встречается крайне редко и в большинстве случаев имеет электромагнитную природу.

При сложении когерентных источников должна быть учтена фаза волны:

$$p = p_1 + p_2, p_{i0} = \cos(\omega t + \beta_i), i = 1, 2 \quad (22)$$

тогда

$$p^2 = p_{10}^2 \cos^2(\omega t + \beta_1) + p_{20}^2 \cos^2(\omega t + \beta_2) + 2p_{10}p_{20} \cos(\omega t + \beta_1) \cos(\omega t + \beta_2) \quad (23)$$

где индекс 0 обозначает амплитуду.

Путем преобразований получим:

$$\langle p^2 \rangle = \langle p_1^2 \rangle + \langle p_2^2 \rangle + 2\langle p_1 p_2 \rangle \cos(\beta_1 - \beta_2) \quad (24)$$

Таким образом, в случае совпадения фаз звуковые давления складываются линейно. Пусть складываются поля двух таких источников, создающих давление в 2Па (100Дб). При сложении получится давление равное 4Па (106Дб).

Интерференция звуковых полей некогерентных источников

Сложение полей некогерентных источников ведет себя другим образом. В данном случае давления складываются следующим образом:

$$\langle p_t^2 \rangle = \langle p_1^2 \rangle + \langle p_2^2 \rangle \quad (25)$$

Что может быть представлено в логарифмических единицах как

$$L_{pt} = 10 \log_{10} \left(10^{L_1/10} + 10^{L_2/10} \dots\dots\dots + 10^{L_N/10} \right) \quad (26)$$

При рассмотрении аналогичных прошлому пункту некогерентных источников, в результате сложения было бы получено звуковое поле с давлением, равным 103 Дб.

1.2 Звукопоглощение

Существует несколько механизмов предотвращения или снижения зашумления. Определяющим фактором при проектировании шумоизолирующих конструкций является частота звука. На низких частотах колебания звуковая волна длинная, вследствие чего она не вступает в взаимодействие со структурой материалов. Действенным способом в данном случае является снижение излучаемой звуковой энергии путем модификации конструкции излучателя или же путем применения виброизоляции. На низких частотах виброизоляция выступает в роли массового демпфера, который снижает колебания элементов акустической системы, что приводит к снижению силы звука. На высоких частотах массовое демпфирование не является эффективным так как малая длина волны позволяет задействовать процесс снижения уровня звука с помощью внутренней структуры материала (звукопоглощение).

1.2.1 Определение звукопоглощения

Изучение процессов звукопоглощения является центральным вопросом акустики вот уже более 100 лет. За это время были предприняты значительные усилия для изучения процессов поглощения звуковых волн различными видами поверхностей. На основе большого числа стандартных измерений была составлена сводная таблица коэффициентов поглощения, были

проведены достаточные исследования для понимания того, как должны быть спроектированы и применены шумопоглощающие конструкции.

Поглощение звука является процессом, при котором материал, структура или объект поглощает звуковую энергию встречных звуковых волн, а не отражает ее. В процессе поглощения звука задействованы как вязкие, так и тепловые механизмы. Основным механизмом поглощения звука является трение молекул воздуха о молекулы материала. Часть поглощенной энергии преобразуется в тепло, а часть передается дальше через поглощающее тело.

Когда звук из громкоговорителя сталкивается со стенами комнаты, часть энергии звука отражается, часть передается по материалу стены, а часть поглощается стенами. Процесс передачи акустической энергии по стене имеет точно такую же природу как передача по воздуху. Часть энергии звука переходит в тепло вследствие механических потерь при деформации материала по которому идет звуковая волна. Основным фактором в данном процессе выступает вязкость материала. Подобные механизмы характерны для любой звукопроводящей среды. Доля поглощенного звука определяется акустическими импедансами обеих сред и зависит от частоты звука и угла падения.

В общем случае, мягкие, податливые или пористые материалы (например, ткани) служат хорошими акустическими изоляторами, поглощающими большинство звуков, тогда как плотные, твердые, непроницаемые материалы (такие как металлы) отражают большую часть звука.

Коэффициент звукопоглощения определяется следующим образом:

$$\alpha = 1 - \frac{E_r}{E_i} \quad (27)$$

где E_r – энергия отраженного звука, E_i – энергия поступающего звука.

Значения $\alpha < 0.1$ характерны для крайне твердых поверхностей (сталь, бетон), они характеризуются высоким уровнем отражения и низким уровнем поглощения акустической энергии. Материалы, применяемые для

звукопоглощения, обычно имеют коэффициент звукопоглощения более 0.9, они рассеивают большую часть акустической энергии.

Частота звукового воздействия существенным образом влияет на звукопоглощение средой. Некоторые среды могут иметь коэффициент поглощения около 0.99 на высоких частотах и порядка 0.18 на низких. Такая существенная разница стала причиной применения многослойных конструкций в звукопоглощающих элементах.

1.2.2 Методики измерения коэффициента звукопоглощения

Существует множество методов экспериментального измерения коэффициента звукопоглощения, наиболее распространённые – метод импедансной трубы и реверберационной комнаты.

Импедансная труба

Испытательный стенд согласно американскому/европейскому стандартам ASTM E1050/ISO 10534-2 для импедансной трубы приведен на рис. 1.5. Метод заключается в измерении функции передачи $h(f)$ между двумя микрофонами, разделенными расстоянием S и расстоянием L до испытуемого образца. Вычисления проводятся следующим образом:

$$h = \frac{p_1}{p_2} \quad (28)$$

$$r = \frac{h - e^{-jks}}{e^{jks} + h} \quad (29)$$

$$\alpha = 1 - |r|^2 \quad (30)$$

где p_1, p_2 – комплексная амплитуда давления, измеренная в точках 1 и 2 (см рис. 1.5), k – номер волны, s – расстояние между точками 1 и 2.

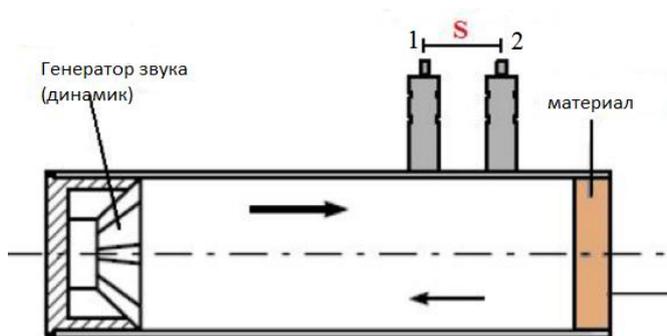


Рис. 1.5 Метод импедансной трубы

Реверберационная камера

Камера реверберации представляет собой комнату, предназначенную для создания диффузного или случайного звукового поля (т.е. с однородным распределением акустической энергии и случайным направлением падения звука). Камеры реверберации обычно представляют собой большие помещения (получаемое звуковое поле становится более рассеянным с увеличенным числом отражений) характеризуются обширными открытыми поверхностями. Разность импедансов поверхностей и воздушной среды столь велика, что практически вся акустическая энергия, которая попадает на поверхность, отражается обратно в комнату. Для создания поверхностей с большей отражающей способностью и равномерного распределения поля применяются дополнительные акустические диффузоры. Комната настолько ассиметрична, что ее геометрия предотвращает образование стоячих волн.

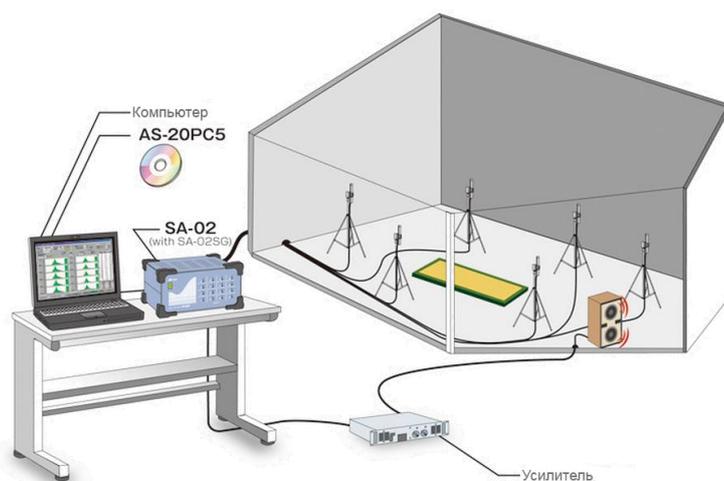


Рис. 1.6 Измерение шумопоглощения методом реверберационной камеры

В реверберационной камере измеряют т.н. время реверберации - время, необходимое для падения сигнала на 60 дБ. Время реверберации часто указывается как одно значение, если измеряется как широкополосный сигнал (20 Гц - 20 кГц), однако, будучи частотно-зависимым, его можно более точно описать в частотных терминах.

Реверберационный коэффициент звукопоглощения образцов полномасштабных облицовок определяется по следующей формуле:

$$\alpha = 55.3 \frac{V}{c \times S} \left(\frac{1}{T_4} - \frac{1}{T_3} \right) \times 100 \quad (31)$$

где V -эффективный полезный объём пустой реверберационной камеры, c - скорость распространения звука в воздухе, S - площадь испытываемого образца, T_4 - время реверберации камеры, содержащей испытываемый образец, T_3 - время реверберации

Дополнительно, для полномасштабных неплоских объемных трехмерных деталей, например, сидений, в качестве критерия эффективности звукопоглощения определяется параметр площадь эквивалентного звукопоглощения. Площадь эквивалентного звукопоглощения объемного звукопоглощающего элемента соответствует площади плоской звукопоглощающей поверхности с $\alpha=1$ (100%), которая имеет те же звукопоглощающие свойства, что и плоская полномасштабная деталь, установленная в комнате.

$$\alpha = 55.3 \frac{V}{c \times S} \left(\frac{1}{T_4} - \frac{1}{T_3} \right) \times 100 \quad (32)$$

где A - площадь эквивалентного звукопоглощения, V - эффективный полезный объём пустой реверберационной камеры, c - скорость распространения звука в воздухе, T_4 - время реверберации камеры, содержащей испытываемый образец, установленный на стальную панель кузова, T_3 - время реверберации камеры, без испытываемого образца, со стальной панелью кузова.

1.2.3 Классификация звукопоглощающих структур

Абсорбирующие звук объекты можно классифицировать по структуре на два подкласса: непористые и пористые.

Непористые поглотители

Существует два типа непористых поглотителей, которые широко распространены в современной промышленности и технике. Панельные (мембранные) резонаторы и т.н. резонаторы Гельмгольца. Панельные поглотители представляют собой легкие, тонкие и непористые листы или мембраны, которые спроектированы с целью поглощения звуковых волн в определенном диапазоне частот. Сопротивление панели быстрым деформациям, в данном случае, выступает как механизм звукопоглощения. Панельные поглотители характеризуются геометрией и структурными колебательными свойствами. Резонаторы Гельмгольца, или полостные поглотители, представляют собой перфорированные структуры. Одним из примеров таких структур является звукоизоляция, которая применяется в корпусе авиационного двигателя для подавления шума, возникающего на этапах сжатия и горения. Подобные конструкции также применяются в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. Размер отверстия, длина шейки и объем полости определяют резонансную частоту резонатора и, следовательно, эффективность поглощения на конкретной частоте.

Пористые звукопоглощающие материалы

В общем понимании пористый материал – материал в сечении которого происходит смена твердой и газообразной среды. Типичные пористые поглотители - ковры, акустические плитки, акустические пены, шторы, подушки, хлопок и минеральная вата (например, стекловолокно). Это материалы, в которых продвижение звука происходит через сеть взаимосвязанных пор таким образом, что вязкие и тепловые эффекты приводят к рассеиванию акустической энергии.

Энергия звука рассеивается, когда звук распространяется в небольших пространствах, таких как взаимосвязанные поры пористого поглотителя. Это связано в первую очередь с эффектами вязкого пограничного слоя. Воздух представляет собой вязкую жидкость, и, следовательно, звуковая энергия рассеивается посредством трения со стенками пор. Наблюдается также потеря импульса из-за изменений в направлении волны, так как звук перемещается через нерегулярные поры. Пограничный слой в воздухе на слышимых частотах имеет размеры порядка нескольких миллиметров, и, следовательно, вязкие потери происходят в небольшом воздушном слое, прилегающем к стенкам пор. Наравне с вязкими потерями имеют место потери из-за теплопроводности от воздуха к материалу поглотителя; данные потери важны на низких частотах.

Для того чтобы поглощение звука было эффективным, в материале должны быть взаимосвязанные воздушные пути, поэтому предпочтительны материалы с «открытыми» порами. Различие в строении материалов с открытой и закрытой пористой системой показано схематически на рис. 1.7. Потери вследствие вибраций материала обычно менее важны, чем поглощение по мере того, как звук проходит через поры.



Рис. 1.7 Типы пористых материалов. Сверху – закрытые поры, ниже – открытые поры.

Для качественного поглощения звука конструкции из пористых материалов должны обладать значительной толщиной по отношению к длине

звуковой волны. На рис. 1.8 приведено сравнение коэффициентов звукопоглощения для одного и того же материала при разных его толщинах.

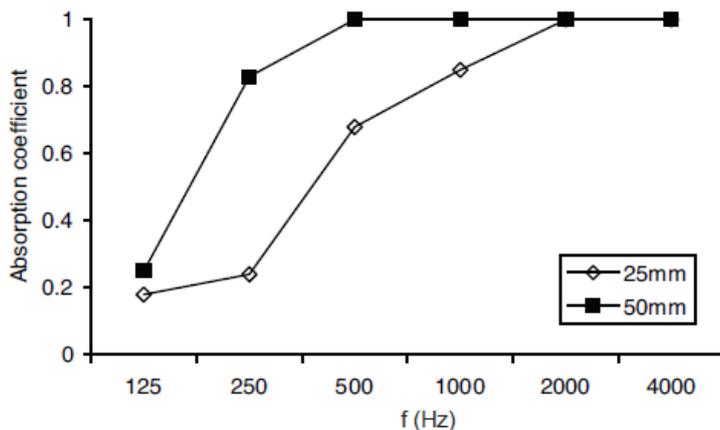


Рис. 1.8 Коэффициент шумопоглощения пористых материалов в зависимости от толщины

Очевидно, что повышение толщины делает пористый материал значительно эффективнее на низких частотах. Считается, что пористый материал должен быть по крайней мере толщиной в 10% [2] от длины звуковой волны для предоставления приемлемой абсорбции и составлять 25% для полного поглощения звука.

На рис. 1.10 приведено сравнение типичных коэффициентов звукопоглощения для описанных типов шумопоглотителей.

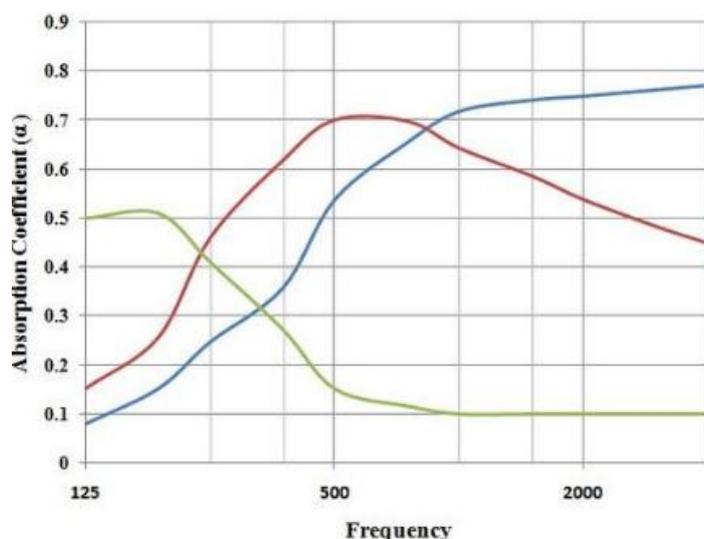


Рис. 1.9 Типичные коэффициенты шумопоглощения для различных типов звукопоглощающих конструкций. Красная линия – резонаторы Гельмгольца, синяя – пористые поглотители, зеленым – панельные шумопоглотители

Очевидно, что для снижения шума в салоне ТС наиболее подходят пористые поглотители вследствие их компактности и повышения эффективности с увеличением частоты.

1.2.4 Физические характеристики свойств пористых звукопоглощающих материалов

Распространение звука в пористом материале определяется физическими характеристиками пористой среды, а именно пористостью (ϕ), извилистостью (q), удельным сопротивлением потока (σ), вязкой характерной длины (Λ) и тепловой характерной длины (Λ').

Пористость

Определяется как отношение суммарного объема пустот (объем воздуха в порах) к общему объему. Большинство промышленных шумопоглотителей имеют высокую пористость (более 0.95). Чем выше пористость, тем легче взаимодействие между твердыми и текучими фазами, что приводит к большему шумовому ослаблению.

$$\phi = \frac{V_0}{V_T},$$

где V_0 – объем пустот, V_T – общий объем пористого материала

Извилистость

Извилистость является физической характеристикой «непрямолинейности» сети пор внутри пористого материала. Это показывает, насколько хорошо пористый материал препятствует прямому потоку через пористую среду. Чем сложнее путь, тем большее время волна находится в контакте с абсорбентом и, следовательно, возрастает диссипация энергии и, как следствие, поглощающая способность материала. Экспериментально данная характеристика измеряется при помощи замера удельного электрического сопротивления. Если пористый поглотитель не является проводящим, один из способов измерения - насытить абсорбент электропроводящей жидкостью и измерить удельное электрическое

сопротивление насыщенного образца, R_s , и сравнить с удельным сопротивлением самой жидкости, R_f . Иначе говоря, извилистость может быть выражена следующим образом:

$$q = \phi \frac{R_s}{R_f}$$

На рис. 1.10 схематично представлена извилистость материала

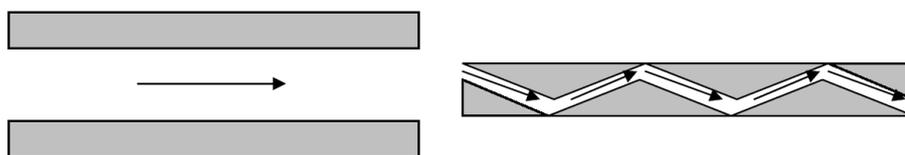


Рис. 1.10 Схематичное изображение извилистости материала. Слева извилистость = 1, справа > 1

Удельное сопротивление потоку

Сопротивление потоку – мера того, насколько свободно воздух может проходить через пористые материалы. Таким образом, данный параметр показывает какое количество звуковой энергии может быть потеряно вследствие эффектов потери, связанных с пограничным слоем. Пусть материал имеет толщину d , и скорость потока U . Единица сопротивления потоку равна $[Н*с/м^4]$ и определяется как:

$$\sigma = \frac{\Delta P}{Ud}$$

Существует несколько эмпирических формул расчета данного физического параметра на основе других физических данных. Например, широко известна формула Биеса (Bies) и Хансена (Hansen).

Характерные длины

Пористые материалы также характеризуются двумя важными характеристиками – характерной вязкой длиной и характерной термической длиной. Данные параметры оказывают значительное влияние на вязкость и термическую диссипацию энергии. Термическая длина – это удвоенное отношение объема материала к суммарной площади соединенных пор. Данный параметр сугубо геометрический и может быть измерен напрямую.

термическая длина – практически то же самое, но интегралы в данном случае взвешены по квадрату скорости жидкости в порах:

$$\Lambda' = 2 \frac{\int dV}{\int dS}$$

$$\Lambda = 2 \frac{\int v_{fluid}^2 dV}{\int v_{fluid}^2 dS}$$

ГЛАВА 2 : Акустика транспортных средств

2.1 Источники шума в салоне автомобиля

Автомобильная промышленность является одной из наиболее быстро развивающихся и жестко конкурирующих отраслей мировой промышленности. Спрос рынка столь велик, что разработка новой серии требуется каждые 5-6 лет [3]. Требования клиентов к бесшумной и безвибрационной среде в салоне автомобиля постоянно растут, выводя шумовой комфорт на передние рубежи конкурентных преимуществ.

На рис. 2.1 приведены уровни давления звука в районе уха водителя для различных скоростей движения автомобиля.

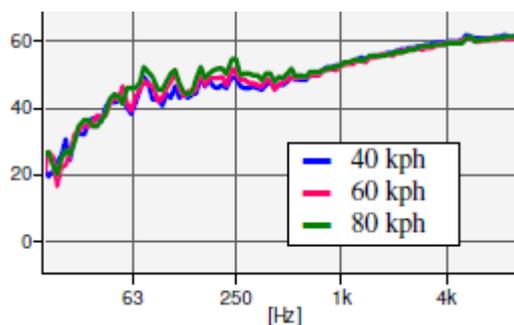


Рис. 2.1 Звуковое давление в области уха водителя

Следуя обобщенной акустической схеме, описанной в главе 1, стоит определить источники шумового загрязнения в салоне автомобиля. Источники шума можно разделить на следующие категории:

- аэроакустические источники
- механизмы
- электромагнитные источники
- колесные (взаимодействие колес с дорогой)

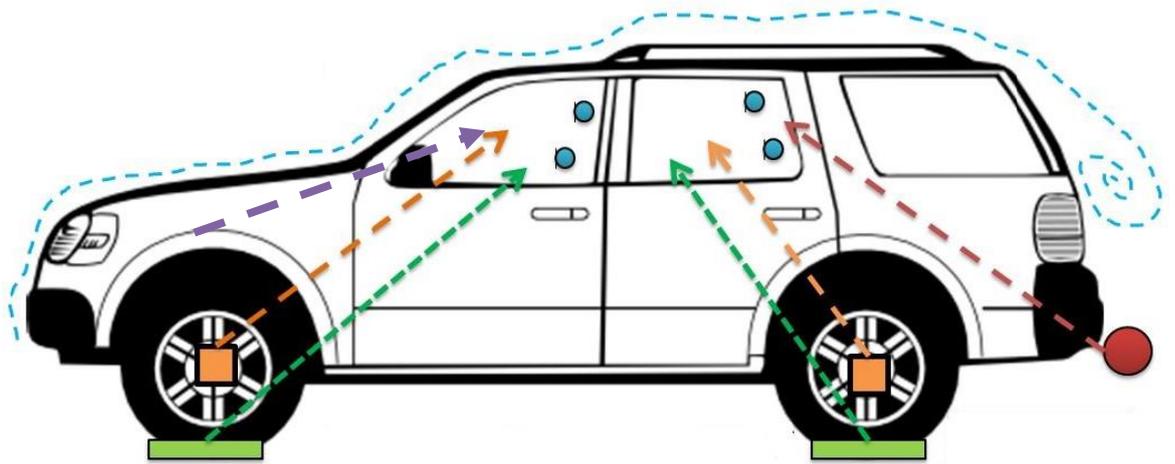


Рис. 2.2 Источники шума в автомобиле. Оранжевым – от подвески, зеленым – от от колес, синим – аэроакустические, красным – от выхлопных газов, фиолетовым – от двигателя.

К аэроакустическим источникам относятся эффекты, возникающие в пограничном слое, сопровождающиеся турбулентностью.

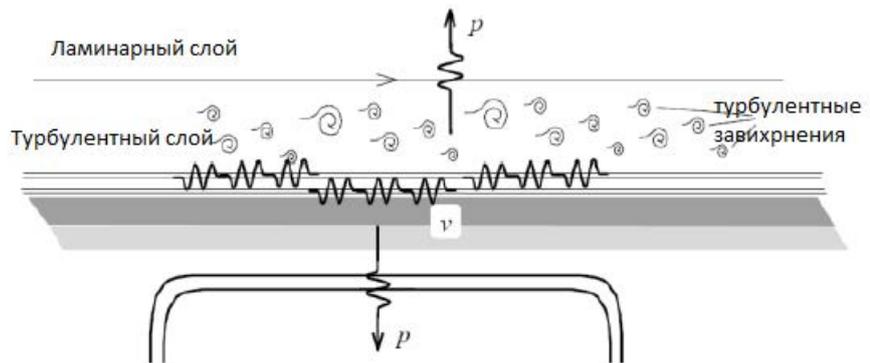


Рис. 2.3 Механизм образования шума от ветра

В механизмах излучение звука происходит вследствие неточностей в балансировке вращающихся составных частей и контактных взаимодействий между ними. Контактные силы проявляют себя в подшипниках и соединительных узлах, в которых шероховатость поверхности влияет на звуковое поле автомобиля.

Электромагнитические источники проявляют себя в гибридных и электрических автомобилях, основной механизм появления звукового поля - изменяющиеся силы вследствие наличия воздушного зазора электрического мотора [4].

Шум от колесного взаимодействия заслуживает детального рассмотрения вследствие высокого влияния на акустическое поле в салоне

автомобиля. На рис. 2.4 показано, что шум от взаимодействия колес с дорогой превосходит шум от всех внешних источников при скорости выше 22 км/ч [5].

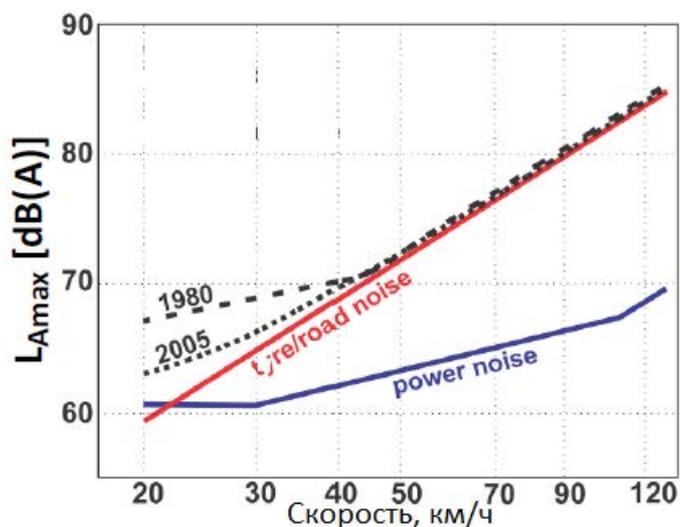


Рис. 2.4 Вклад шума от колес в акустическое поле салона автомобиля. Красным – шум от колес, синим – шум от двигателя

Как утверждается в [6] колесный шум составляет от 30% до 65% от общего шума (при измерениях согласно ISO 362, ISO 7188). Вклад шин в акустическое поле зависит от частоты прохода между элементами поверхности шины, которая зависит от расстояния между элементами шины (λ) [м] и скорости ТС [м/с] и выражается следующей формулой

$$f = \frac{v}{\lambda}$$

Выделим источники зашумления и характерные для них частоты звучания [6].

Табл. 2.1 Шум от колес автомобиля

Тип	Источник	Описание	Частота звукового воздействия
Вибрационный (структурный)	Протектор шины	Взаимодействие протекторного рисунка с дорожным покрытием	Низкие, средние и высокие частоты в зависимости от скорости и протекторного рисунка (согласно формуле выше)
	Проскальзывание колеса	Движение элементов колеса относительно дороги	1-10кГц
	Взаимодействие резины с дорожным покрытием	Взаимодействие резины шины с дорожным покрытием	1-2кГц
Аэродинамический (воздушный)	Воздушное пространство колес	Резонансные эффекты, связанные с воздушным пространством колес	200-250 Гц
	Конструкция колес	Резонансные эффекты, связанные с конструкцией колес	700-1300 Гц

Феноменология каждого из процесса не представляет интерес в рамках данной работы, но она широко рассмотрена в профильных работах.

2.2 Пути передачи шума в автомобиле

Определение вклада каждого из путей передачи энергии является крайне сложной и в то же время важной задачей, решаемой при помощи анализа их анализа (Transfer Path Analysis). В данной методике производится

декомпозиция систем ТС и оценивается вклад каждой отдельной составляющей в общую передачу энергии.

Выделяют два основных способа передачи акустической и вибрационной энергии от источника к месту измерения - по воздуху (airborne) и по структурным элементам (structure borne). Акустическое поле салона автомобиля состоит из обоих типов полей с порогом перехода одного в другой в районе примерно 500 Гц [7]. Данный процесс продемонстрирован на рис. 2.5 [8].

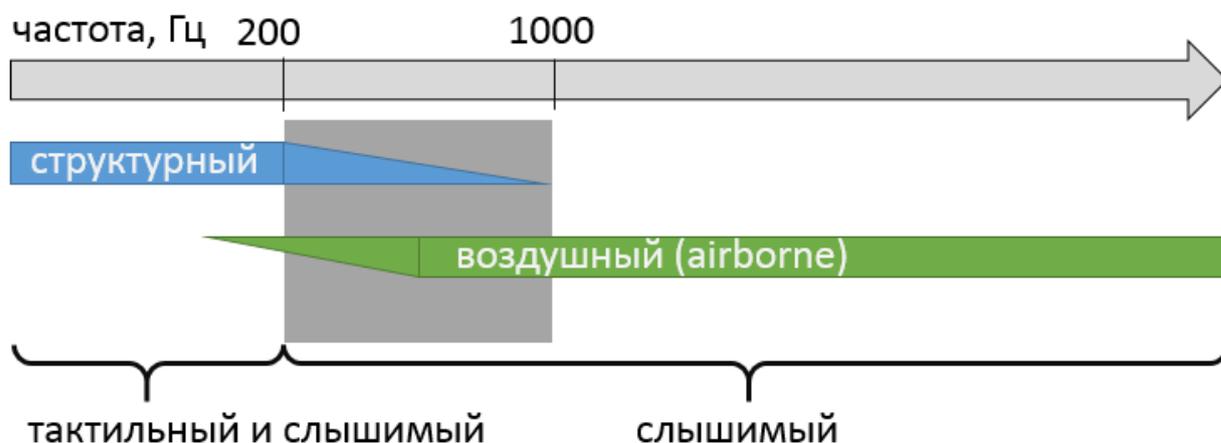


Рис. 2.5 Границы перехода звуковых полей

2.2.1 Передача по воздушным каналам

Механизм передачи акустической энергии по жидкой среде (воздуху) вносит основной вклад в звуковое поле салона на частотной полосе примерно до 500 Гц. Передача звука через контур салона автомобиля вследствие данного механизма может быть оценена путем оценки потери передачи энергии, определяемой уравнением (33) как отношение усредненной поступающей энергии W_1 к внешнему контуру салона к энергии W_2 поступающей в салон транспортного средства.

$$TL = 10 \log \frac{W_1}{W_2} \quad (33)$$

2.2.2 Передача по структурным элементам

Данный механизм передачи представляет собой передачу акустической энергии по твердотельным составляющим систем транспортного средства. Распространение энергии идет в виде изгибных волн. Энергия вибрации, которая не рассеялась по пути, передается на элементы салона автомобиля, вибрации которых порождают звук.

Существует несколько способов снижения зашумления вследствие структурной передачи звука, заключающихся в модификации путей передачи, установке дополнительных вибрационных демпферов и переработке конструкции на стадии проектирования при вибрационном (NVH) анализе. В данной работе рассматривается проектирование шумопоглощающего покрытия под утвержденную структурную компоновку систем автомобиля.

2.3 Шумоизоляция в ТС

2.3.1 Элементы шумоизоляционных систем

Весомый вклад в акустическое поле внутри автомобиля вносит внешний контур салона. В настоящее время промышленность следует тренду проектирования автомобилей с как можно меньшей массой для обеспечения лучших экологических и экономических характеристик, что выражается в снижении толщины применяемых деталей. Снижение толщины деталей приводит к тому, что они легче поддаются вибрациям и, как следствие, излучают звук при меньших воздействиях. Анализ тенденций проектирования показал, что в приоритете дальнейшее снижение массы автомобиля, а значит, особое внимание должно уделяться улучшению методов изоляции шума от подобных источников. Обычно применяются следующие технологии:

- покрытие свободных поверхностей демпфирующими материалами, которые снижают уровень вибрации панелей (битум, полимеры)
- повышение жесткости вибрирующих панелей для вывода резонансных частот за пределы спектра внешних воздействий

- покрытие вибрирующих элементов ТС ковром из звукопоглощающих материалов

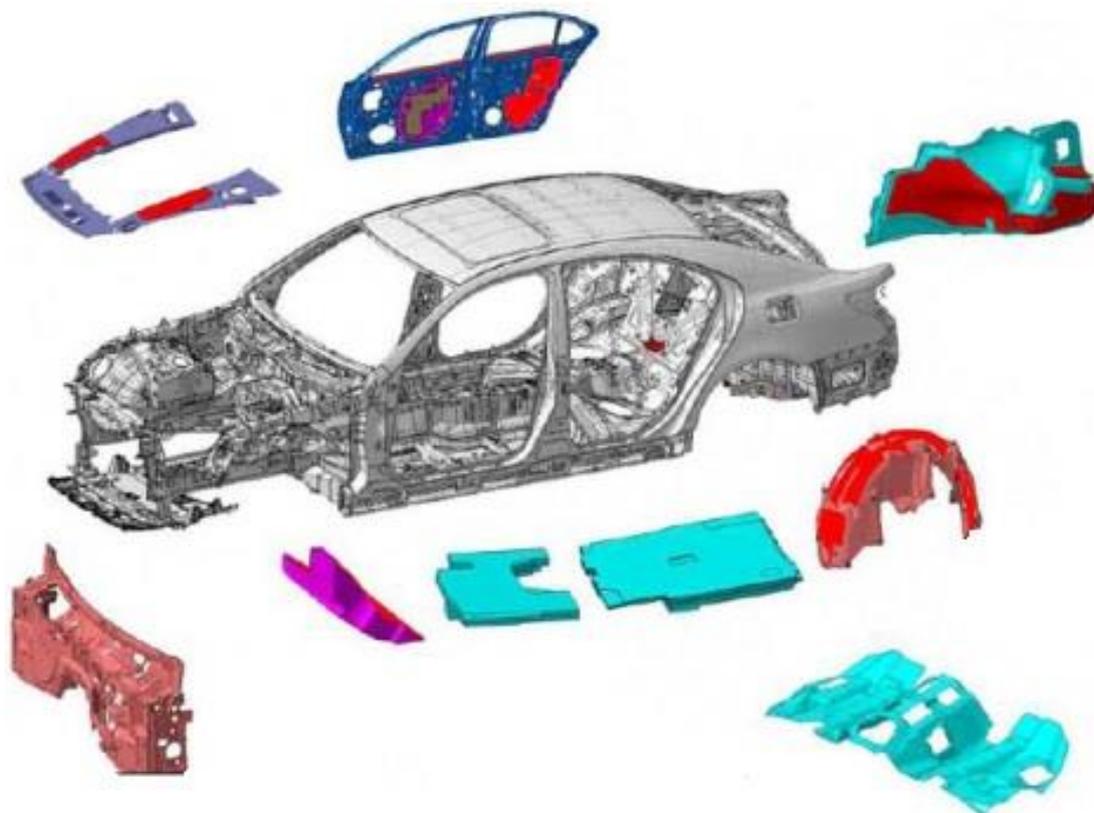


Рис. 2.6 Элементы шумопоглощающих покрытий в автомобиле

Для предотвращения зашумления пола и прочих структурных элементов автомобиля, их покрывают демпфирующими и шумоизоляционными покрытиями. Обычно это – ковры, состоящие из тяжелого слоя и 2-3 слоев пористых материалов. Особенности звуковой абсорбции пористыми материалами были рассмотрены в первой главе.

Применение многослойных конструкций шумопоглощающих материалов позволяет значительно повысить уровень звукопоглощения при сохранении и даже минимизации толщины покрытия. В идеале пористый поглотитель должен иметь акустический импеданс, который равен сопротивлению воздуха для снижения доли отраженных волн и также обеспечивать высокий уровень рассеивания акустической энергии в своей внутренней структуре. Два данных требования весьма трудно реализовать в тонком однослойном покрытии, но последовательный подход к

проектированию делает данную задачу разрешимой для многослойных покрытий. Это достигается путем применения в качестве внешнего слоя материала с низким сопротивлением потоку, которое будет выше у внутренних слоев. Чем плавнее изменяется сопротивление материала потоку от слоя к слою, тем лучше покрытие будет выполнять свою задачу.

2.3.2 Проектирование шумоизоляционных покрытий

Проектирование шумопоглощающих покрытий – непростая задача, требующая основательного подхода. В настоящее время на отечественном рынке преобладает методика итеративных натурных испытаний, требующая огромных финансовых и временных затрат.

Для начала производитель автомобиля предоставляет геометрические характеристики областей, требующих внесения шумопоглощающего покрытия, а также целевые значения по шуму, весу и стоимости изделия. На основе опыта инженерного персонала и исходя из целевых значений производитель покрытия производит проектирование прототипа покрытия, которое подвергается натурным испытаниям в реверберационной камере. Затем по полученным результатам в покрытие вносятся изменения и тестируется уже новый прототип. Так продолжается до момента достижения целевых показателей.

Конечно, данная методика проектирования не отличается оптимальностью получаемых результатов и высокой степенью эффективности.

ГЛАВА 3 : Методы математического моделирования акустических процессов

3.1 Аналитический подход к моделированию акустических свойств материалов

Теоретическое обоснование явления звукопоглощения различных пористых материалов было предложено многими авторами. Целью почти всех моделей являлась оценка акустических параметров материалов в зависимости от их измеримых физических свойств.

При рассмотрении прохождения звуковой волны через пористые среды, воздух рассматривается как вязкая, многоатомная, сжимаемая среда. Акустические свойства пористых материалов характеризуются акустическим импедансом Z_f и константой продвижения γ_f . Выражение для данных характеристик выглядят следующим образом:

$$Z_f = R + jX, \gamma_f = \alpha + j\beta \quad (34)$$

где R – вещественная компонента, X – комплексная компонента, α – константа затухания, β – фазовая константа.

Акустический импеданс, или комплексное акустическое сопротивление среды, по своей сути, характеризует сопротивление, которое среда оказывает колеблющейся поверхности, например, конусу громкоговорителя. Данное понятие введено по аналогии с электрическим импедансом и представляет собой отношение комплексных амплитуд звукового давления к колебательной объемной скорости частиц среды, которую вычисляют как произведение, усредненной по площади колебательной скорости частиц среды и площади, для которой определяется акустический импеданс.

Для оценки акустического импеданса и константы продвижения волн Делани и Базли (Delany, Bazley) разработали эмпирическую формулу для гомогенных изотропных волокнистых материалов.

Согласно Делани и Базли [9], выражения уравнений (34) принимают вид:

$$z_f = \rho_0 c_0 \left[\left\{ 1 + \alpha \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma} \right)^b \right\} - j \left\{ 1 + c \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma} \right)^d \right\} \right] \quad (35)$$

$$\gamma_f = \frac{\omega}{c_0} \left[p \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma} \right)^q - j \left\{ 1 + r \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma} \right)^s \right\} \right] \quad (36)$$

где ρ_0 – плотность воздуха, c_0 – скорость звука, f – частота звука, σ – сопротивление потоку, a, c, p, r, b, d, q, s – коэффициенты, меняющиеся в зависимости от модели (см. табл. 3.1)

Эмпирические модели воплощают в себе макроскопическое рассмотрение процесса прохождения волны, они не рассматривают прохождение волны через каждую конкретную пору отдельно. Такой подход к рассмотрению акустического процесса значительно упрощает модель, что делает ее подходящей для быстрой оценки акустических свойств. Модель применима для довольно широкого акустического спектра, но ограниченно применима в плане свойств материалов. Такими ограничениями является:

- пористость материала должна быть в районе 1, что является целевым показателем для абсорбирующих материалов
- модель применима только в определенном спектре частот
- модель неприменима в области $10 < \frac{f}{\sigma} < 1000$, где σ - сопротивление потоку, f – частота.

Мики (Miki) отметил, что модель Делани и Базли характеризуется стремлением вещественная часть импеданса к отрицательным значениям на низких частотах. Мики доработал модель Делани-Базли для получения положительных значений на большем частотном диапазоне и обобщил модели по отношению к пористости, извилистости и коэффициенту формы пор. Единственным отличием от первоначальной модели являются коэффициенты и степени множителей, приведенные в табл. 3.1.

Табл. 3.1 Коэффициенты для эмпирических моделей

Коэффициент	Делани-Базли	Мики
p	0.0169	0.160
q	-0.0595	-0.618
r	0.0858	0.109
s	-0.7	-0.632
a	0.0497	0.0699
b	-0.754	-0.0632
c	0.0758	0.017
d	-0.632	-0.632

Теоретическая модель была предложена Бийотом (Biot) для пористых материалов и основана на декомпозиции волн внутри материала на три составляющих: две сжимающих и одна волна сдвига. Пористость, сопротивление потоку, извилистость, вязкие и термические характеристики длины – все эти параметры определяют обобщенную модель Бийота.

Уточненное описание модели Бийота было предложено Аллардом (Allard) с улучшенным описанием продвижения звуковых волн в пористых материалах. Для данной модели важными параметрами являются акустические потери вследствие теплопроводности и, как следствие, сжимаемость проводящей среды.

В табл. 3.2 приведено сравнение описанных моделей.

Табл. 3.2 Сравнение моделей для пористых материалов

Модель Делани-Базли	Модель Бийота-Алларда
Выведена на основе эмпирических уравнений	Основана на уравнении продвижения волн
Упрощенная модель	Является весьма сложной моделью
Основывается только на характеристике сопротивления материала потоку	Основана на 5 параметрах материала: пористость, извилистость, сопротивление потоку, вязкие и термические характерные длины

3.2 Численное моделирование акустических систем

Определение силы звука, порожденного механизмом или каким-либо источником сложной природы на стадии проектирования или же предсказание

распределения звукового поля в замкнутом пространстве – не тривиальная задача и требует применения различных численных методов. Для низкочастотных звучаний обычно применяется метод пограничных элементов (МПЭ) и метод конечных элементов (МКЭ). В случае же высокочастотных звучаний непременно применяется метод статистического энергетического анализа (СЭА).

Крайне важным моментом является понимание того, что отклик структур и машин может быть описан с точки зрения их форм собственных колебаний. Отклик объекта – всегда сумма сразу нескольких мод, большинство которых возникает в нерезонансном режиме. В общем случае, можно сказать, что чем тяжелее объект, тем выше будет частота первой моды, и тем менее будет число мод, возникающих в пределах любой октавной полосы.

Как говорилось ранее, при анализе акустического отклика какой-либо структуры первым шагом является разделение исследуемого частотного диапазона на октавные промежутки. Низкочастотный диапазон будет характеризоваться низким числом мод в каждой частотной полосе, в то время как в высокочастотном диапазоне могут находиться десятки мод внутри октавного промежутка.

3.2.1 Низкочастотный диапазон

Метод конечных элементов

Метод конечных элементов может быть применен для анализа отклика сложной структуры путем приложения возбуждающей нагрузки, которая может быть как силой, так и набегающими звуковыми волнами. МКЭ также может быть применен ровно как для оценки силы звука, издаваемого структурой, так и для расчета акустического поля в замкнутом объеме.

В применении к задачам акустики, уравнения динамики структуры рассматриваются наравне с математическим описанием акустики системы, выражаемым уравнениями Навье-Стокса (уравнение движения и

неразрывности). Для получения уравнения акустической волны уравнения Навье-Стокса упрощаются со следующими предположениями:

- Сила давления звука в жидкой среде определяется уравнением волн
- Среда акустического объема достаточно сжимаема для изменения плотности при движении акустической волны по ней
- Среда акустического объема невязкая
- Малые перемещения
- Жидкость имеет равномерную плотность и давление, акустическое давление определяется по изменениям данных параметров
- Изменения в плотности невелики по сравнению с усредненным значением плотности жидкости

Уравнение акустической волны (4) применяется для описания акустической реакции жидкостной среды на воздействия. Так как вязкость жидкости не рассматривается, данное уравнение также известно, как “уравнение волны без потерь”. Подходящие конечные элементы могут быть выведены путем дискретизации данного уравнения методом Галеркина.

Основные уравнения МКЭ

Звуковое давление внутри элемента может быть выражено как:

$$p = \sum_{i=1}^m N_i p_i \quad (37)$$

где N_i - набор функций форм, p_i - акустическое давление в узлах, m - число узлов, формирующих элемент. Уравнение для жидкости выглядит следующим образом:

$$[M_f]\{\ddot{p}\} + [K_f]\{p\} = \{F_f\} \quad (38)$$

где K_f эквивалентна матрице «жесткости» жидкости, $[M_f]$ эквивалентна матрице инерций жидкости, F_f - вектор приложенных «жидкостных нагрузок», p – вектор искомых значений в узлах, \ddot{p} – вторая производная акустического давления по времени.

Уравнения движения структуры выражаются как:

$$[\mathbf{M}_s]\{\ddot{\mathbf{U}}\} + [\mathbf{K}_s]\{\mathbf{U}\} = \{\mathbf{F}_s\} \quad (39)$$

где \mathbf{K} – матрица жесткости системы, \mathbf{M} – матрица инерции системы, \mathbf{F} – вектор приложенных нагрузок, \mathbf{U} – вектор перемещений (искомый), $\ddot{\mathbf{U}}$ – вектор ускорений в узлах структуры. Взаимодействие между структурой и жидкостью происходит на границе раздела сред между акустическими и структурными элементами. Для учета связи между структурой и акустическим полем в уравнения вносятся дополнительные параметры:

$$[\mathbf{M}_s]\{\ddot{\mathbf{U}}\} + [\mathbf{K}_s]\{\mathbf{U}\} = \{\mathbf{F}_s\} + [\mathbf{R}]\{\mathbf{p}\} \quad (40)$$

$$[\mathbf{M}_f]\{\ddot{\mathbf{p}}\} + [\mathbf{K}_f]\{\mathbf{p}\} = \{\mathbf{F}_f\} - \rho[\mathbf{R}]^T\{\ddot{\mathbf{U}}\}$$

где \mathbf{R} – матрица связей, которая подсчитывается для каждого узла, расположенного на границе раздела сред, ρ – плотность жидкости. Данные уравнения могут быть преобразованы в матричное уравнение, учитывающее эффект демпфирования:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & 0 \\ \rho\mathbf{R}^T & \mathbf{M}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{U}} \\ \ddot{\mathbf{p}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_s & 0 \\ 0 & \mathbf{C}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{U}} \\ \dot{\mathbf{p}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & -\mathbf{R} \\ 0 & \mathbf{K}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{U} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_s \\ \mathbf{F}_f \end{Bmatrix} \quad (41)$$

где \mathbf{C}_s и \mathbf{C}_f матрицы механического и акустического демпфирования соответственно. Данное уравнение может быть приведено к бидифференциальному виду:

$$\begin{bmatrix} -\omega^2\mathbf{M}_s + j\omega\mathbf{C}_s + \mathbf{K}_s & -\mathbf{R} \\ -\omega^2\rho\mathbf{R}^T & -\omega^2\mathbf{M}_f + j\omega\mathbf{C}_f + \mathbf{K}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{U} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_s \\ \mathbf{F}_f \end{Bmatrix} \quad (42)$$

Рассматривая это уравнение важно отметить, что его левая часть несимметрична и для вычислений давлений и перемещений в узлах требуется ее обращение. Данная задача крайне требовательна к вычислительным ресурсам.

Аспекты применения МКЭ к задачам акустики

Метод конечных элементов обладает рядом значимых преимуществ: он является привычным для большинства инженеров и ученых, реализован во многих коммерческих программных кодах, его результаты понятны и представлены в привычных единицах измерения. Однако, МКЭ характеризуется рядом аспектов, заслуживающих особого внимания.

Для начала, при анализе при помощи МКЭ структура разбивается на конечное число поверхностных элементов. На низких частотах метод сходится относительно быстро, а его применение элементарно. Однако, применять МКЭ целесообразно лишь для первых 50 колебательных мод структуры. За пределами данного спектра требуемый размер КЭ элемента невероятно мал так как на длину волны должно приходиться не менее 6 элементов [1], что значительно повышает требования к вычислительным мощностям при росте частоты. Также места соединений элементов, связи акустических объемов и прочих структурных соединений требуют значительного сгущения сетки конечно-элементного разбиения так как характеризуются крайне сложным акустическим полем. Столь значительный рост требований к вычислительным машинам привел к тому, что МКЭ не применяется при анализе частот свыше 250-300 Гц.

В дополнение к этому применение МКЭ исключает наличие потока в жидкостной среде, что является значительным ограничением. При наличии перетолков в жидкостной среде уравнение волн должно быть сформулировано другим образом чтобы отражать продвижение акустического возбуждения в среде в зависимости от типа потока. Например, МКЭ анализ неприменим к моделированию акустических эффектов резонаторов Гельмгольца, которые характеризуются значительными потоками газовой среды. Однако, МКЭ применим при крайне низких скоростях течения, когда можно пренебречь эффектами сжатия жидкой среды.

Также в акустических КЭ моделях на границах применяются условия абсолютно твердого тела. Данный подход применим лишь в случае, когда

движение границ модели не влияет на акустическое поле системы. К примеру, в задачах моделирования акустического поля салона автомобиля, внешний контур которой состоит из гибких металлических панелей. В зависимости от жесткости панелей, подаваемая акустическая нагрузка может привести к их вибрациям, что повлечёт за собой форму колебаний и резонансные частоты салона.

3.2.2 Высокочастотный диапазон

Традиционно анализ колебаний механических систем был сосредоточен на нескольких первых частотах так как именно они характеризуются наибольшими перемещениями, в то время как для высоких частот перемещения считались пренебрежительно малыми и не опасными. Со временем наблюдался растущий интерес к поведению оборудования и структур при высокочастотных воздействиях - их усталостная прочность, а также изучаемый ими шум. Основной проблемой является высокая чувствительность форм колебаний на высоких частотах к малейшим геометрическим, конструкционным и механическим нюансам системы [10]. Для решения задач подобного рода были предложены методы, опирающиеся на статистический анализ вибрационных параметров систем.

Описание метода статистического энергетического анализа

Довольно часто перед инженерами стоит задача проведения оценки реакции проектируемой системы на внешние воздействия на ранних этапах проекта, когда не определены все детали конструкции. В таких ситуациях очевидно, что высокочастотный анализ неприемлем так как требует знания еще не определенных параметров структур. Задачам инженера на данном этапе больше отвечают методы статистического анализа, которые определяют зависимость реакций системы от ее параметров (таких как средняя толщина панелей).

С точки зрения СЭА модель конструкции рассматривается с точки зрения взаимодействия групп резонансных режимов, составляющих систему компонент. Резонансные группы описываются с точки зрения усредненных

значений и у каждой группы есть лишь одна степень свободы - усредненный энергетический отклик. Динамика системы определяется исходя из распределения энергии среди выделяемых групп при помощи уравнений баланса энергии.

Статистический подход имеет свои преимущества и недостатки. Основным преимуществом является значительное уменьшения числа степеней свободы в модели по сравнению с детерминистскими методами. Поскольку резонансные режимы анализируются в группах, расчет отклика системы требует вычисления значительно меньшего числа параметров. Наглядным примером может служить анализ звукового поля в комнате, генерируемое флейтой. Для полного анализа всех тонов потребуется порядка 10^6 измерений [10], При применении метода СЭА понадобится порядка 10-20 измерений так как поле будет описываться усредненными по частотным диапазонам значениями. Ограничением метода является то, что для каждой подсистемы должно быть, как минимум три резонансных режима в каждой частотной полосе для которой проводится усреднение [1]. Поскольку в отличие от традиционных методов на высоких частотах модель не требует внесения изменений, СЭА позволяет значительным образом расширить анализируемый частотный диапазон.

Также огромным преимуществом СЭА является то, что модель включает в себя информацию о балансе энергии в системе, с помощью которой можно отслеживать потоки и пути передачи энергии. К тому же результаты СЭА основываются на физических и геометрических свойствах системы, что позволяет проводить оценку влияния параметров проектируемой конструкции на ее отклик.

Основным недостатком СЭА является то, что информация об отклике системы получается на основе осредненных величин и их дисперсий на пространстве частот, что приводит к невозможности получения значения отклика для конкретной частоты. Также недостатком можно назвать “нетрадиционность” описания системы в статистических терминах с точки

зрения прикладной механики, в которой основной упор делался на описание систем при помощи дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами.

Основы статистического энергетического анализа

В СЭА полагается, что энергия запасается в подсистемах - энергетически схожих частях общей системы для которой выполняется расчет [10]. Для каждой подсистемы учитывается подаваемая на вход энергия от внешних источников различной природы. Поступившая в подсистемы энергия свободно перетекает между подсистемами и частично рассеивается демпфирующими механизмами. Обобщенная модель с точки зрения СЭА представлена на рис. 3.1:

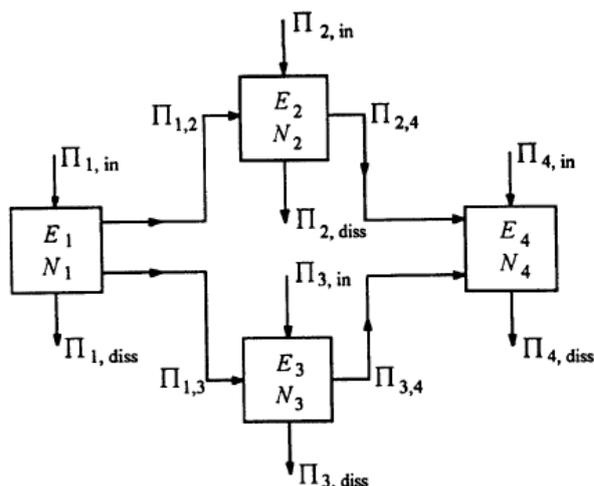


Рис. 3.1 Взаимосвязь между подсистемами СЭА

Фундаментальный элемент (или подсистема) модели согласно методу СЭА представляет собой группу элементов с «похожими» режимами аккумуляции энергии. При разбиении системы важно учитывать критерии аналогичности и значимости. Значимость означает, что ожидается практически одинаковая реакция подсистемы на передаваемые источниками возбуждение, связь с режимами других подсистем и рассеивание энергии. При соблюдении данного критерия подсистемы будут иметь практически равную энергию вибрации. Значимость означает, что выделяемая подсистема играет важную роль в передаче, рассеивании или хранении энергии. Включение

«незначительной» подсистемы не будет приводить к ошибкам в расчетах, но усложнит анализ. Конечно, критерий значимости отходит на второй план в связи с развитием вычислительной техники.

Входящая из окружающей среды энергия, обозначенная как P_{in} , может быть порождена турбулентным пограничным слоем, шумом или механическим воздействием. Обычно она вычисляется для некоторой полосы частот, к примеру, полной или трети октавной полосы. Для того чтобы оценить P_{in} , необходимо знать входные импедансы для подсистем. Важным условием является то, что входная энергия не зависит от взаимосвязей между подсистемами. В случае обнаружения подобной зависимости необходимо детально рассматривать внутреннюю динамику соединений.

Рассеиваемая для каждой подсистемы энергия, P_{diss} , представляет собой потерянную вибрационную энергию и зависит только от количества запасенной в системе энергии. Существуют различные механизмы рассеивания энергии - это может быть механизм трения или вязких потерь, или же излучение в окружающую среду. Важно то, что рассеиваемая энергия не может быть возвращена в систему. Если это возможно, то это - часть потока энергии между подсистемами, а значит, ее необходимо включать в общую сеть взаимосвязанных объектов. Передаваемая энергия, P_{12} , представляет собой скорость обмена энергией между подсистемами 1 и 2. Все величины, рассматриваемые в рамках СЭА, являются усредненными по времени. В ряде случаев могут наблюдаться резкие временные скачки в энергетическом потоке [3], но они не учитываются.

Вычисление описанных выше величин требует вычисления СЭА-параметров, которые обычно разделяются на “параметры накопления энергии” и “параметры передачи энергии”. Накапливаемая энергия обычно определяется числом мод колебаний N_1, N_2, \dots для каждой из подсистем внутри частотного диапазона Δf . Отношение N к Δf называется модальной плотностью (n) подсистемы и является важным параметром при анализе методом СЭА. Наиболее распространенный способ измерения модальной

плотности - вычисления исходя из теоретических соображений, что является весьма простым процессом для большинства систем.

Параметры, отвечающие за передачу энергии, включают в себя входной импеданс системы, импеданс источника (для определения входящей энергии), коэффициент потерь, коэффициент связных потерь.

Основные уравнения СЭА

Одним из основных положений СЭА является положение о пропорциональности потока энергии между двумя связанными подгруппами разности средних модальных энергий. Это позволяет проводить анализ реакции системы, содержащей в себе несколько резонансных режимов внутри выбранной частотной полосы путем разбиения на подсистемы и рассмотрения уравнения баланса энергии для каждой из подсистем:

$$P_{in} = P_{out} \quad (43)$$

Энергия поступает в подсистему от внешних источников или же перетекая из других подсистем. Схематичное изображение данного процесса представлено на рис. ниже, где $P_{1,diss}$ и $P_{2,diss}$ - энергия, рассеиваемая подсистемами, $P_{1,in}$ и $P_{2,in}$ - поступающая в подсистемы энергия со стороны внешних источников, $P_{1,2}$ - переток энергии от системы 1 к системе 2. Поглощенная системой 1 энергия может быть выражена следующим образом:

$$P_{1,diss} = 2\pi f \eta_1 E_1 \quad (44)$$

где E_1 - полная динамическая энергия подсистемы на частоте f и η_1 - коэффициент демпфирования.

Полная энергия подсистемы напрямую связана с откликом системы. Например, для системы массы M энергия равняется $E = M\langle v^2 \rangle$, где $\langle v^2 \rangle$ - средняя квадратичная скорость вибраций, осредненная по всей подсистеме. Полная энергия акустической системы объемом V и плотности ρ при скорости звука c равняется $E = V \frac{\langle p^2 \rangle}{\rho c^2}$, где $\langle p^2 \rangle$ - среднеквадратичное звуковое давление, усредненное по подсистеме.

Передаваемая энергия может быть выражена как:

$$P_{12} = 2\pi\Delta f\beta_{12}(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \quad (45)$$

где ε_1 и ε_2 - усредненные энергии колебаний двух подсистем в частотной полосе Δf и β_{12} коэффициент связи. В данном выражении наглядно видна зависимость перетекающей энергии от разности энергий подсистем. Энергия колебаний выражается следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{E}{N} = E \frac{\overline{\delta f}}{\Delta f} \quad (46)$$

где N - число колебательных мод и $\overline{\delta f}$ - средний частотный промежуток между модами подсистемы в частотной полосе Δf .

Уравнение (45) также показывает, что энергия перетекает от системы с большей энергией к системе с меньшей. Альтернативной записью данного выражения может служить:

$$P_{12} = 2\pi(\eta_{12}E_1 - \eta_{21}E_2) \quad (47)$$

где η_{12} и η_{21} - коэффициенты связных потерь. Коэффициенты демпфирования - это мера скорости рассеивания энергии в подсистеме, коэффициенты связных потерь - скорость перехода энергии от одной системы к другой.

Для коэффициента связных потерь справедливо:

$$n_1\eta_{12} = n_2\eta_{21} \quad (48)$$

Таким образом, уравнение энергетического баланса для подсистем принимают следующий вид:

$$\begin{aligned} P_{1,in} &= P_{1,diss} + P_{12} = 2\pi f(\eta_1 + \eta_{12})E_1 - 2\pi f\eta_{21}E_2 \\ P_{2,in} &= P_{2,diss} + P_{21} = 2\pi f(\eta_2 + \eta_{21})E_2 - 2\pi f\eta_{12}E_1 \end{aligned} \quad (49)$$

В случае k соединенных между собой подсистем энергетический баланс принимает вид:

$$\omega \begin{bmatrix} (\eta_1 + \sum_{i=1}^k \eta_{1i}) n_1 & (-\eta_{12}n_1) & \dots & (-\eta_{1k}n_1) \\ (-\eta_{21}n_2) & (\eta_2 + \sum_{i=2}^k \eta_{2i}) n_2 & \dots & (-\eta_{2k}n_2) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ (-\eta_{k1}n_k) & \dots & \dots & (\eta_k + \sum_{i=k}^k \eta_{ki}) n_k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1/n_1 \\ E_2/n_2 \\ \vdots \\ E_k/n_k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W_1 \\ W_2 \\ \vdots \\ W_k \end{bmatrix} \quad (50)$$

$$\omega [C][E]=[W] \quad (51)$$

где $[C]$ – матрица коэффициентов связанных потерь, $[E]$ – вектор энергий каждой из подсистем, $[W]$ – вектор входной мощности каждой из подсистем. Входная мощность каждой из подсистем известна (по измерениям и т.д.) и поэтому энергия каждой из подсистем $[E]$ может быть вычислена путем перемножения каждой из частей уравнения на матрицу, обратную $\omega[C]$.

3.2.3 Границы целесообразности применения рассмотренных математических методов в задачах акустического анализа

В завершение данной главы имеет смысл подвести итоги и сделать выводы о целесообразности применения численных методов для различных задач. Для большей наглядности соответствующие заключения представлены на рис. 3.2:

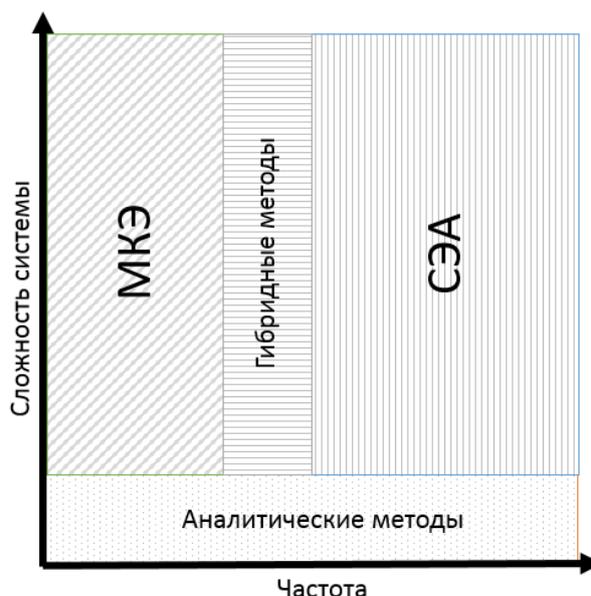


Рис. 3.2 Границ применения математических методов

Стоит отметить, что в применении к задачам проектирования систем звукопоглощения для автомобилей перспективным выступает метод СЭА вследствие его актуальности для широкого частотного диапазона вовлеченных шумов. Применение данного метода позволит кардинально снизить уровень вычислительных затрат для акустического анализа по сравнению с традиционными вычислительными методами.

ГЛАВА 4 : Моделирование конструкции шумоизоляционного покрытия

4.1 Численный упрощенных анализ акустических систем

Проведенное теоретическое исследование позволяет перейти к моделированию акустических процессов для формирования методики виртуальных испытаний. Основной задачей данного раздела является последовательный подход к решению задачи виртуального испытания шумопоглощающего покрытия.

4.1.1 Металлическая пластинка в акустическом объеме

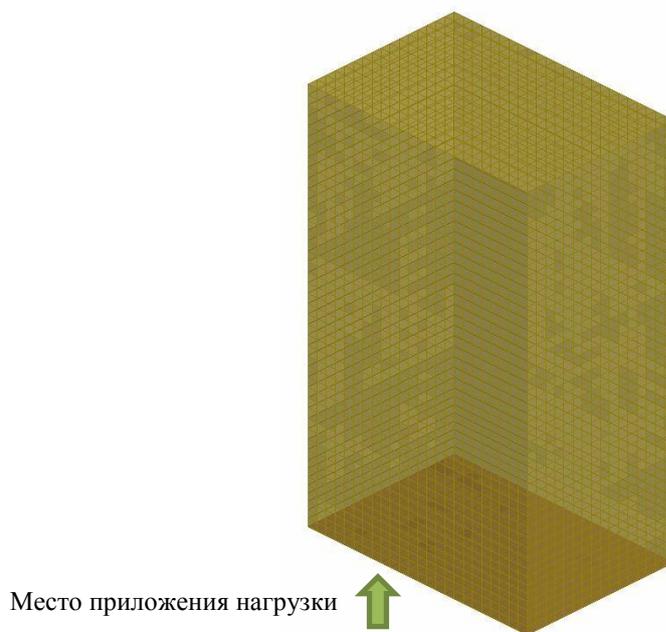
Как говорилось ранее, акустическое поле представляет собой комбинацию прямых и отраженных акустических волн, порождаемых колебанием структур. Данные колебания являются суммой различных колебательных мод каждой из возбуждаемых систем в резонансном или вне резонансного режима.

Для исследования данного процесса рассматривается простейшая акустическая система. Такой системой полагается металлическая пластинка, возбуждаемая прилагаемой к ней силой. Вибрации, возникающие в пластине, передаются в акустический объем, расположенный у пластинки.

Табл. 4.1 Характеристики акустической системы

Геометрические параметры пластины (длина, ширина, толщина, (м))	0.6, 0.4, 0.001
Геометрические параметры акустического объема (длина, ширина, высота (м))	0.6, 0.4, 1
Материал пластины	Сталь
Среда акустического объема	Воздух

Для начала проведем анализ рассматриваемой системы при помощи МКЭ. На рис. 4.1 приведена КЭ модель системы.



Место приложения нагрузки ↑

Рис. 4.1 Рассматриваемая акустическая система

Табл. 4.2 Характеристики КЭ модели

Общее число степеней свободы модели	75418
Число степеней свободы пластины	74185
Число степеней свободы акустического объема	1233

При рассмотрении данной задачи наибольшее звуковое давление ожидается на резонансных частотах акустического объема. Для объема данной формы аналитически задача нахождения резонансных частот называется «решением комнаты». Резонансные частоты могут быть найдены по следующей формуле:

$$f = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{m}{L}\right)^2 + \left(\frac{n}{W}\right)^2 + \left(\frac{k}{H}\right)^2} \quad (52)$$

где c – скорость звука в воздухе (343 м/с); L , W , H – длина, ширина и высота объема соответственно; m , n , k – число полуволн по длине, ширине и высоте соответственно.

Согласно выражению (52) на промежутке до 500 Гц резонансными частотами комнаты являются: 171.5, 285.8, 333.3, 343, 442.5, 461

На рис. 4.2 приводится акустическое давление, порождаемое вибрациями в акустическом объеме, которое замеряется в верхней четверти

акустического объема. Расчеты проводились в при помощи коммерческого кода конечно-элементного анализа Nastran.

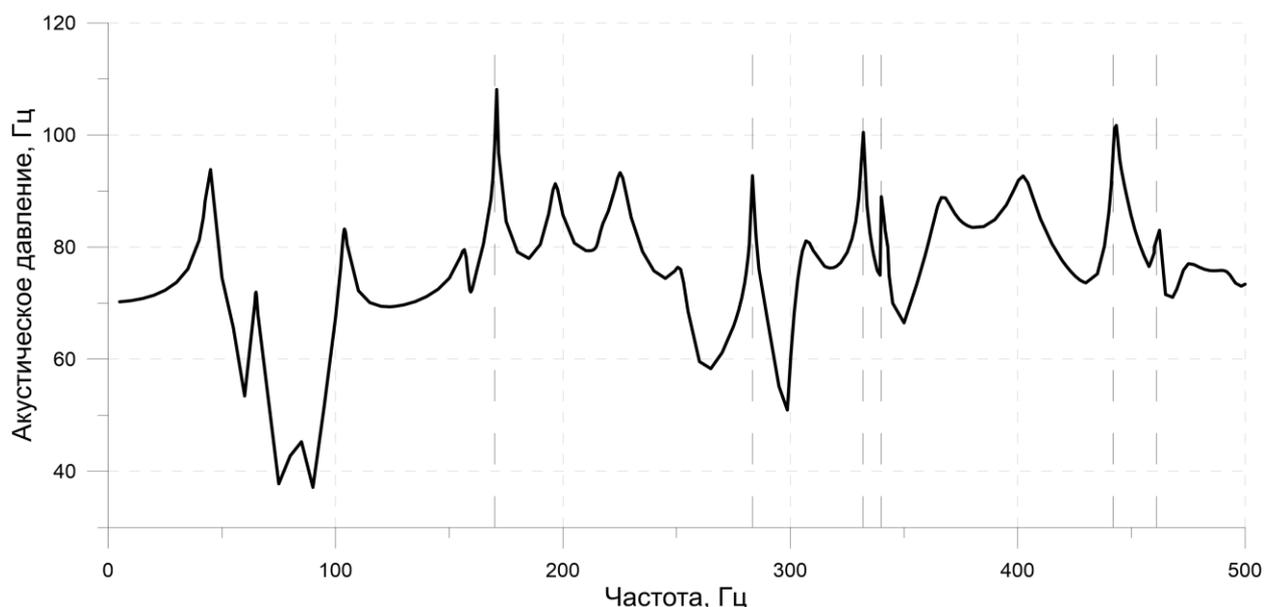


Рис. 4.2 Акустическое давление в рассматриваемом объеме, децибельная шкала. Пунктирные линии – резонансные частоты акустического объема.

Проведенное моделирование показало наличие всплесков акустического давления на всех резонансных частотах объема. Наибольшие значения акустического давления наблюдаются в местах совпадения резонансных частот акустического объема и пластины: 171.5, 343, 428.75 Гц. Также значительные всплески давления замечены при всех резонансных режимах акустического объема и первом резонансном режиме возбуждаемой пластины, который характеризуется наибольшими перемещениями в пластине. Минорные всплески наблюдаются на резонансных частотах пластины.

Итак, проведенный анализ системы позволяет утверждать, что акустическое поле напрямую зависит от резонансных режимов рассматриваемых систем. Таким образом, частотный анализ рассматриваемых систем является необходимым этапом изучения акустики системы.

Рассмотренная акустическая система анализировалась на частотной полосе 5-500 Гц. Расширение анализируемой полосы приведет к неточности воспроизведения колебательных мод систем, а значит результаты анализа станут менее надежными. Дальнейший анализ системы требует более высокой

дискретизации КЭ модели, что сопровождается ростом вычислительных затрат, или же применения описанного в главе ГЛАВА 3 метода СЭА.

Поскольку метод СЭА основывается на усреднении энергии колебаний на спектральном промежутке, для анализа системы необходимо наличие не менее трех мод на октавном промежутке и на всех следующих за ним. Рассматривается стандартное третьоктавное разбиение. На рис. 4.3 приводится анализ числа мод на частотном спектре акустической системы.

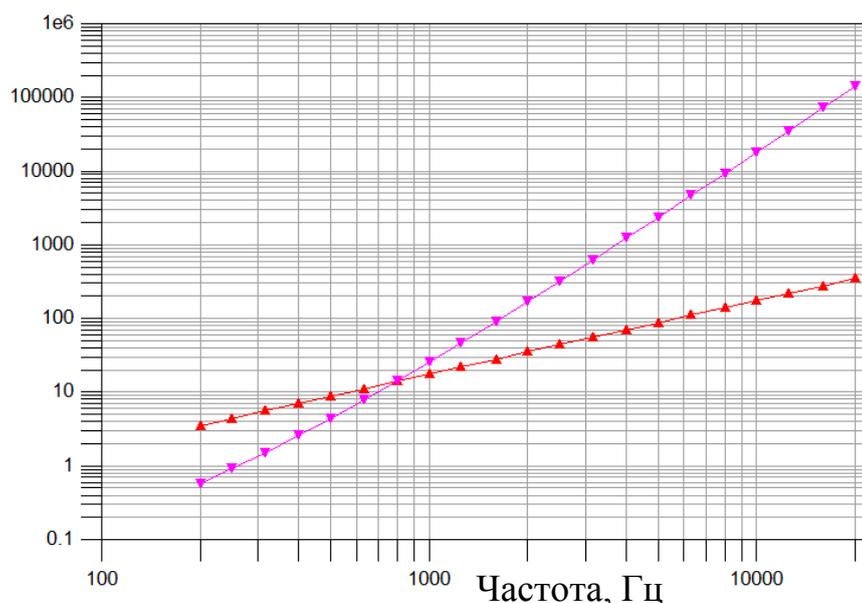


Рис. 4.3 Число мод на третьоктавный промежуток. Красная линия – пластина, фиолетовая – акустический объем.

Исходя из представленных результатов можно сделать вывод о применимости метода СЭА к рассматриваемой акустической системе начиная с частотной полосы с центральной частотой в 500 Гц, что позволяет наблюдать область «соприкосновения» метода СЭА и МКЭ.

Для анализа системы была разработана аналогичная МКЭ статистическая модель, анализ системы проводится при помощи коммерческого программного кода статистического энергетического анализа VA One.

Для рассматриваемой системы на рис. 4.4 приводится акустическое давление для спектра от 500 до 20000 Гц.

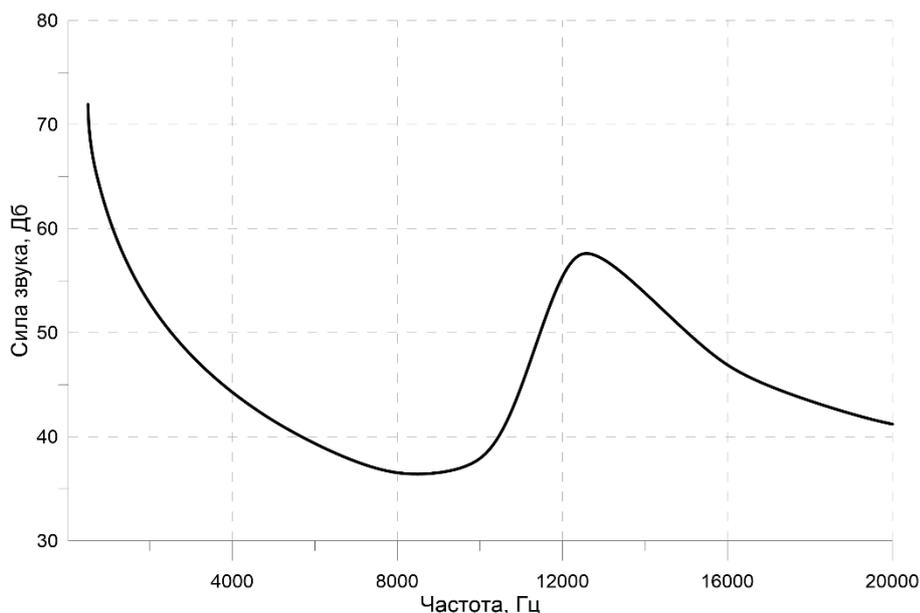


Рис. 4.4 Акустическое давление в рассматриваем объеме

Отметим, что при КЭ анализе акустическое давление на частоте 500 Гц составило 73.35 Дб, при анализе методом СЭА 71.93 Дб. Данное расхождение объясняется погрешностями в МКЭ на высоких частотах, а также малым числом мод для осреднения СЭА.

4.1.2 Анализ влияния шумопоглощающих покрытий на акустическое поле

Для проведения анализа эффективности внесения шумопоглощающих покрытий на акустические характеристики системы была разработана модель «тракторной кабины», представленной на 4.5.

Как и в случае анализа простейшей акустической системы, основание данной кабины возбуждается единичной силой с варьируемой частотой. На рис. 4.6 приводится анализ акустического давления в акустическом объеме кабины.

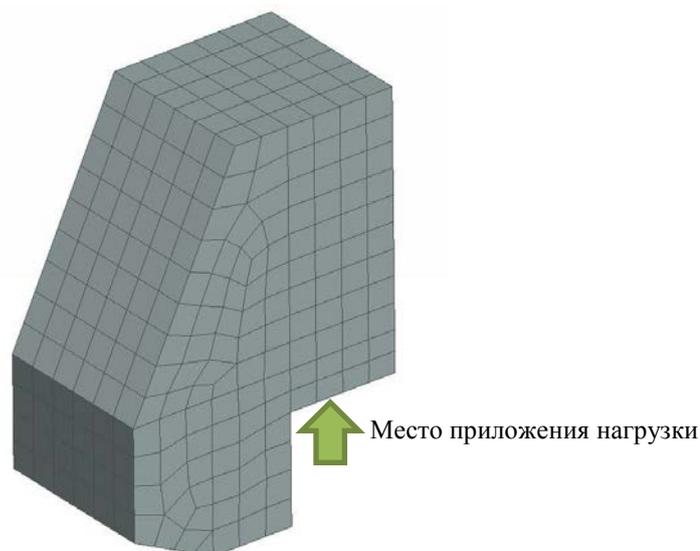


Рис. 4.5 Акустический объем «тракторной кабины»

Основание кабины покрывается демпфирующим покрытием, проводится анализ акустического давления в аналогичной области. На рис 4.6 приведено сравнение акустического давления в системе без покрытия и с ним.

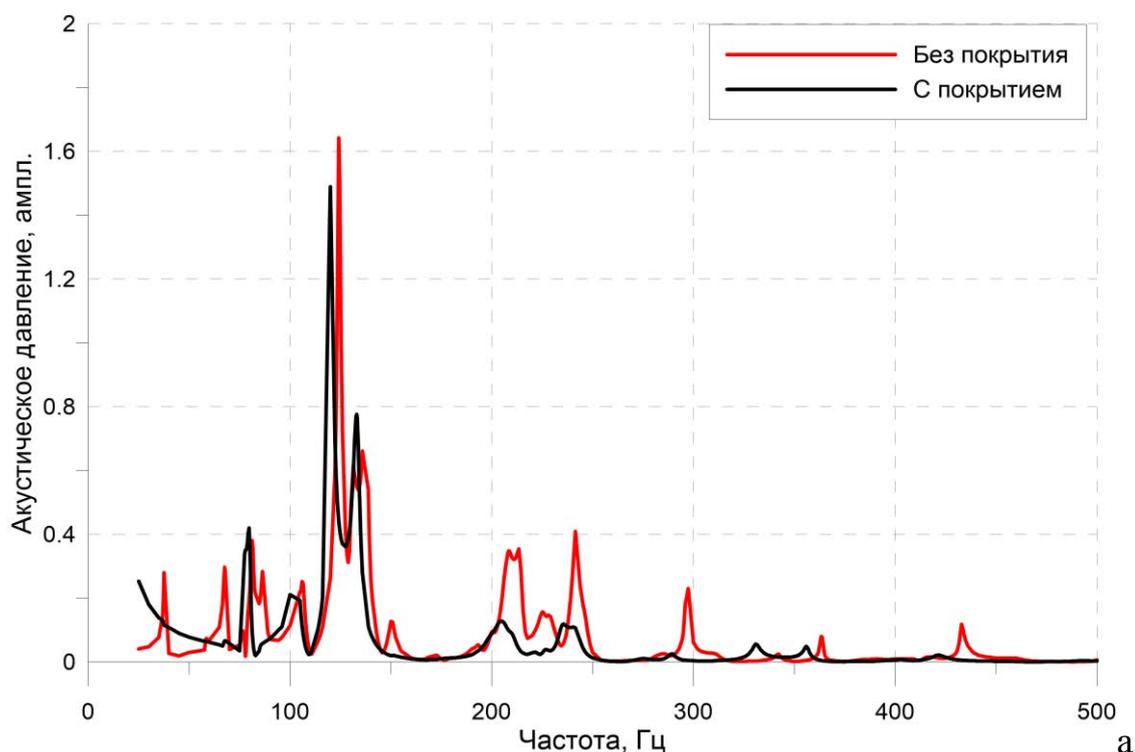


Рис. 4.6 Влияние виброизоляционного материала на акустическое давление в кабине

По результатам проведенного анализа было получено заметное снижение акустического давления на всей полосе частот. Подобное влияние обусловлено не столько акустическими свойствами покрытия, сколько

массовыми, так как на данных частотах звуковая волна не взаимодействует с микроструктурой материала.

Анализ «тракторной кабины» на более высоких частотах требует применения метода СЭА. Проведем спектральный анализ резонансных мод для данной системы, представленный на рис. 4.7.

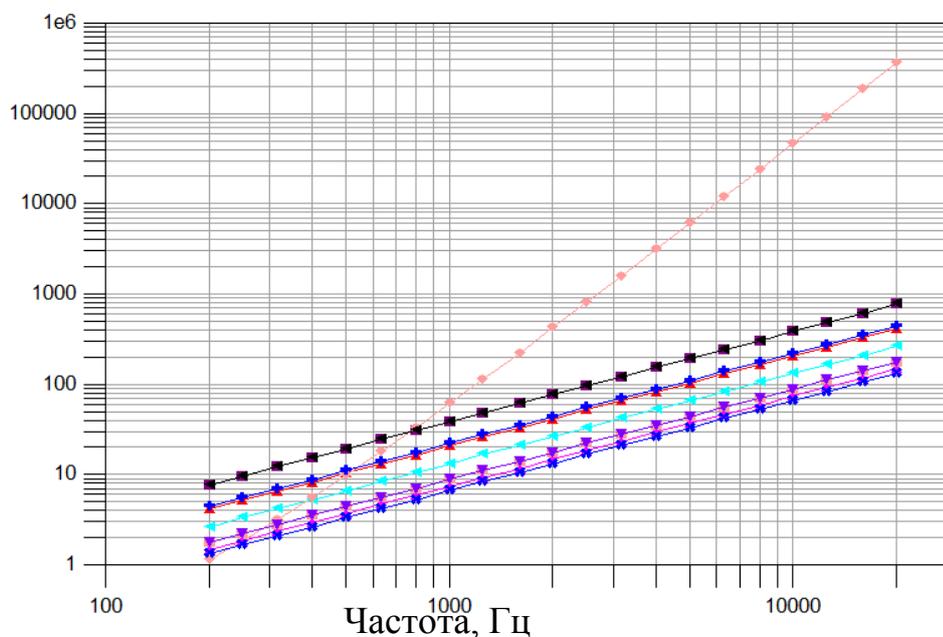


Рис. 4.7 Число мод системы по третьоктавным промежуткам

По результатам анализа колебательных видно, что метод СЭА применим к данной акустической системы начиная с третьоктавного спектра с центральной частотой в 500 Гц.

Как говорилось ранее, на низких и высоких частотах работают два разных механизма звукопоглощения. На низких частотах вследствие большой длины волны покрытие выступает в качестве массового демпфера для излучающей панели, что приводит к повышению ее сопротивлению колебаниям и, как следствие, снижению уровня порождаемого шума. На высоких же частотах длина волны такова, то она начинает вступать в взаимодействие с структурой материала, а значит массовое демпфирование уходит на второй план и гораздо эффективнее проектировать покрытие исходя из соображений затухания звуковой энергии при помощи механизма потери энергии в материале.

Для иллюстрации описанного явления проводится моделирование «тракторной кабины» на высоких частотах, затем на пол добавляется тяжелый, непористый, плотный материал – резина, толщиной 5 мм. Эффект от внесения покрытия представлен на рис. 4.8.

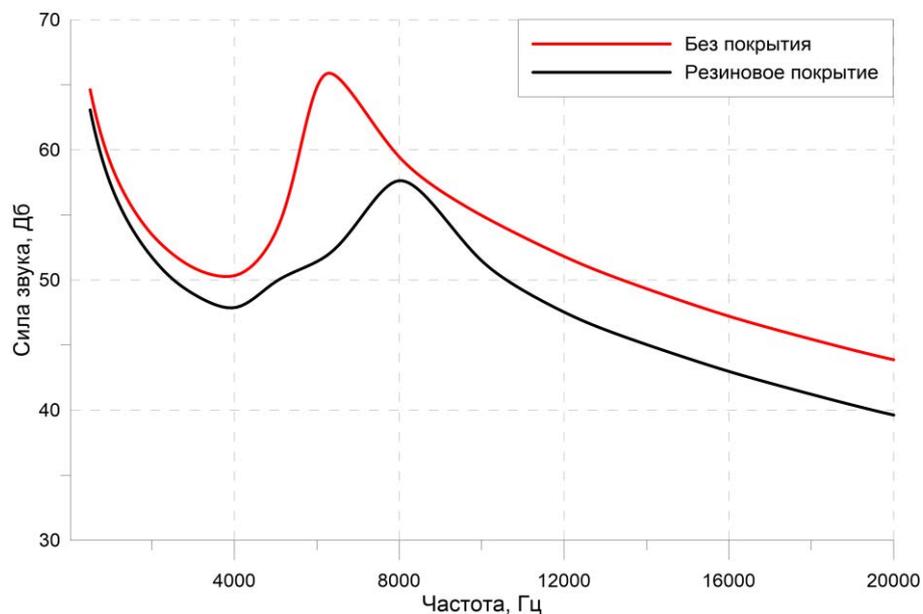


Рис. 4.8 Эффект от внесения резинового покрытия

Внесение покрытия оказывает заметный эффект на уровень шума в акустическом объеме. Недостатком данного покрытия является его большая масса, что крайне нежелательно в современной парадигме проектирования и, исходя из теоретического исследования, проведенного в первой главе настоящей работы, пористое покрытие вне зависимости от его массы покажет лучший результат.

На пол и область сиденья кабины наносится покрытие из двух пористых материалов – полимерная пена и стекловолокно. Рассмотрим эффект от внесения покрытия:

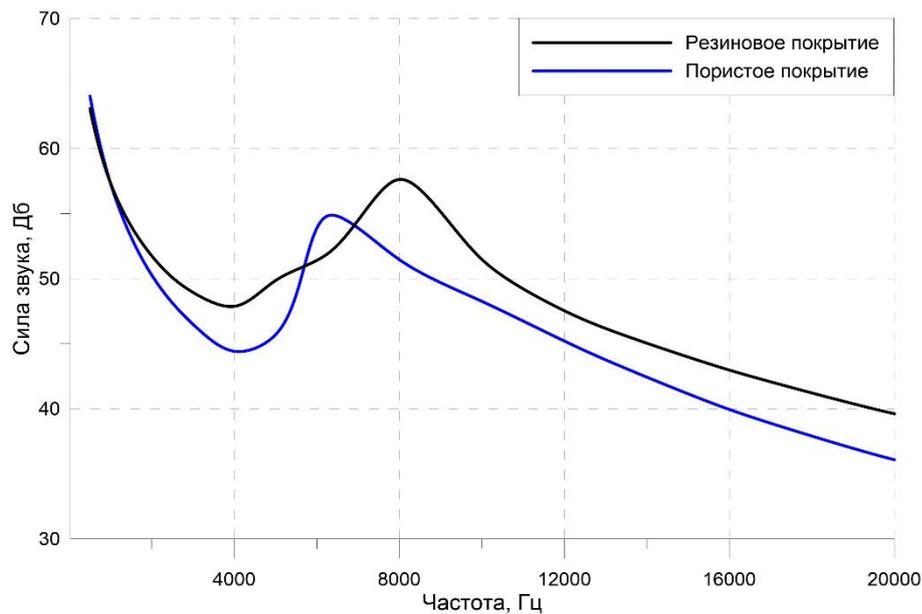


Рис. 4.9 Эффективность пористых материалов

Очевидно, что пористое покрытие дало значительно лучший результат. Вес покрытия из резины составил 1.01 кг, вес пористого покрытия – 0.06 кг. При разнице в весе в 16 раз пористое покрытие обеспечивает лучшее звукопоглощение. Проведенный эксперимент показывает неэффективность применения массового демпфирования на высоких частотах.

4.1.3 Оптимизация шумопоглощающего покрытия

Возможность получения наиболее эффективного по массово-экономическим характеристикам покрытия является одним из главных плюсов применения технологий компьютерного инжиниринга. В данном разделе будет рассмотрено применение метода параметрической оптимизации для улучшения конструкции покрытия.

Для начала выбирается «базовое» четырехслойное покрытие, предоставляющее достаточное или избыточное шумопоглощение. В рамках данного раздела рассматривается акустическая система из п. 4.1.1. На пластинку наносится «базовое» шумопоглощающее покрытие с характеристиками, приведенными в табл. 4.3, нумерация слоев – от пола к салону.

Табл. 4.3 Состав базового покрытия

№ слоя	Материал	Толщина
1	Меламиновая пена	5мм
2	Полимерная пена	5мм
3	Минеральное волокно	5мм
4	Полимерное волокно	5мм

Общая масса примененного покрытия: 114 г, толщина – 20 мм.

Эффект от внесения покрытия представлен на рис. Рис 4.10.

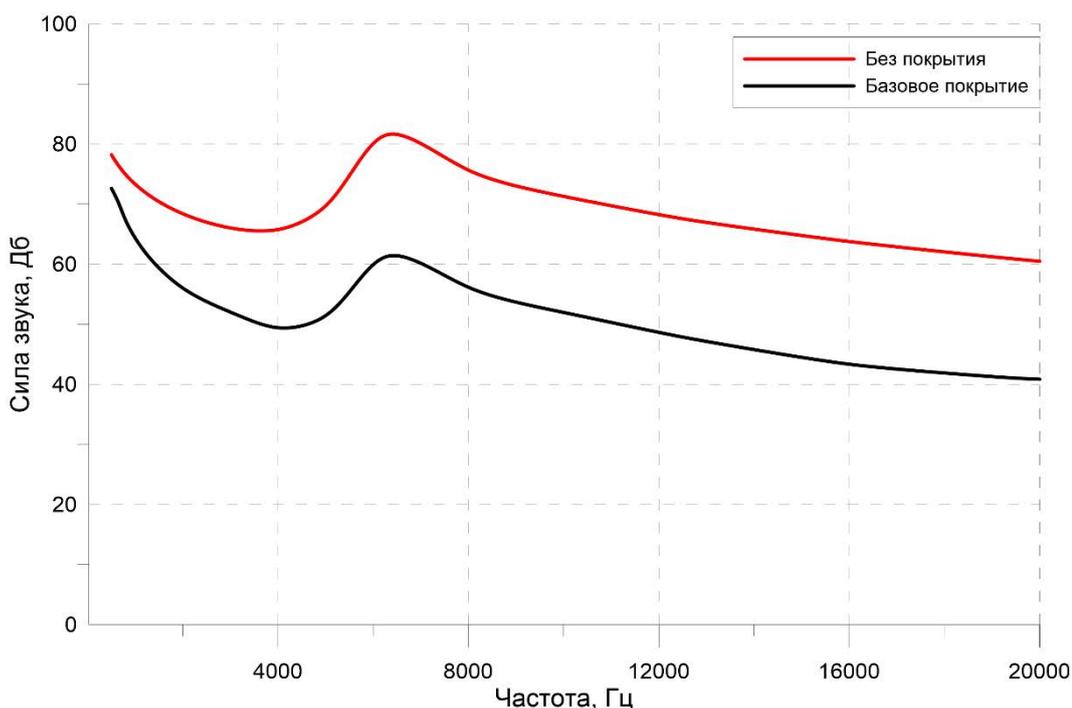


Рис 4.10 Эффект на акустическое поле при внесении базового покрытия

Покрытие оказало значительный эффект на акустическое поле рассматриваемого объема. Столь высокий уровень снижения объясняется тем, что покрытие нанесено на 100% площади пластины, что, конечно, недостижимо в реальных акустических системах.

Считаем, что «базовое» покрытие обеспечивает достаточный уровень снижения шума (ниже 60 Дб), поэтому проводим оптимизацию массы покрытия с сохранением или минимальным ухудшением акустических свойств. Для оптимизации заданы следующие ограничения: минимизации массы покрытия, но не более 100г, среднеквадратичное значение акустического давления на всем спектре не более 60 Дб (уровень силы звука

при разговоре). Алгоритм оптимизации может исключать материалы, а также варьировать их толщину в пределах общей толщины не более 20 мм.

По результатам оптимизации было получено следующее покрытие:

Табл. 4.4 Распределение слоев в оптимизированном покрытии

№ слоя	Материал	Толщина, мм
1	Меламиновая пена	7
2	Минеральное волокно	13

Сравнение покрытий приводится на рис. Рис 4.11.

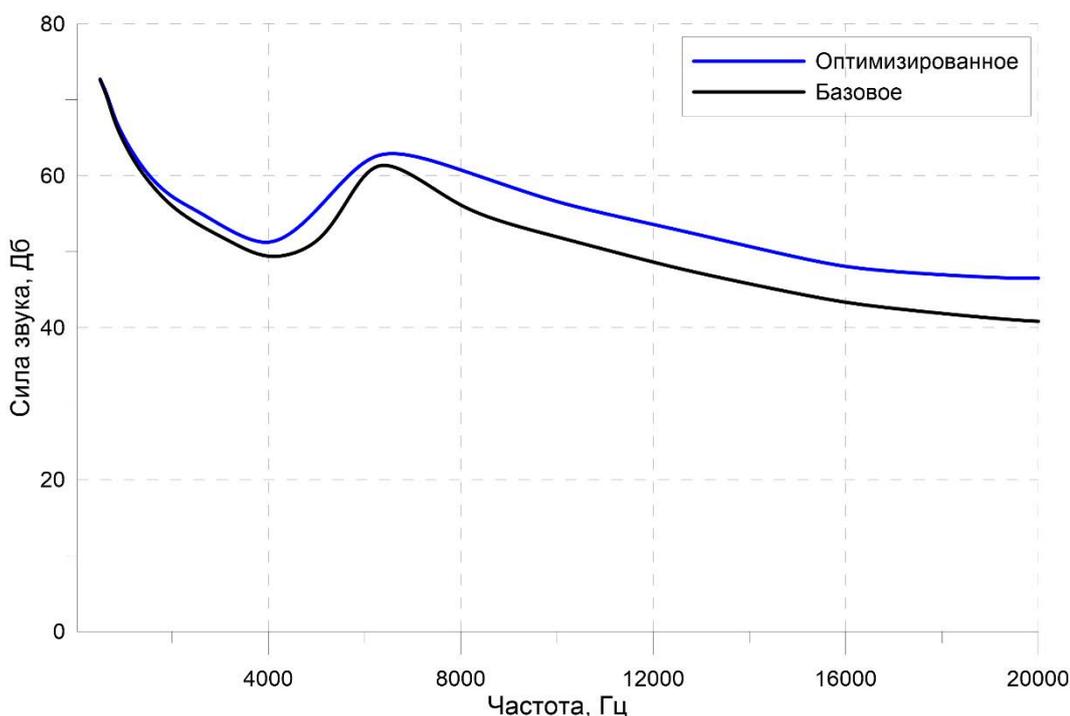


Рис 4.11 Сравнение эффекта оптимизированного и базового покрытия

После оптимизации было получено покрытие с немного худшими результатами с увеличением частоты. Положительной стороной стало снижение массы покрытия в 3.5 раза (114 г до 32 г), а также снижения числа применяемых материалов с 4 до 2.

Таким образом, проведение данного анализа наглядно показало выгоду применения методов параметрической оптимизации для решения задачи проектирования шумопоглощающего покрытия значительно облегчив его и сделав более технологичным.

4.2 Оценка акустического поля салона автомобиля

4.2.1 Анализ акустического поля салона автомобиля на низких частотах

Результаты, полученные путем проведенного анализа акустических процессов на модельных задачах, позволяют перейти к решению задачи проектирования шумопоглощающего покрытия автомобиля в полном масштабе.

Традиционно при проектировании ТС производится анализ функции передачи шума системами. На места ожидаемого воздействия подается сила определенной величины после чего производится измерение силы звука в местах расположения уха водителя. Именно такой метод будет взят за основу для моделирования.

Функция передачи шума измеряется для всех возможных точек входа нагрузок на автомобиль по трем направлениям (см. рис 4.12 - 4.13). Такой подход к анализу позволяет дать полноценную оценку акустического поля в салоне автомобиля, учитывая все основные вариации воздействий. Уровень шума замеряется в области левого уха водителя.

Как видно из представленных схем, на корпусе автомобиля расположено 17 потенциальных точек входа, что приводит к 51 расчетному случаю. В рамках настоящей работы нет возможности рассмотрения всех данных случаев вследствие требуемых колоссальных вычислительных мощностей, поэтому для анализа будет выбрана одна точка входа - место крепления подвески (точка 10 на рис 4.13). И хоть такой подход не даст полной картины акустического поля салона, он позволит дать оценку качества покрытия.

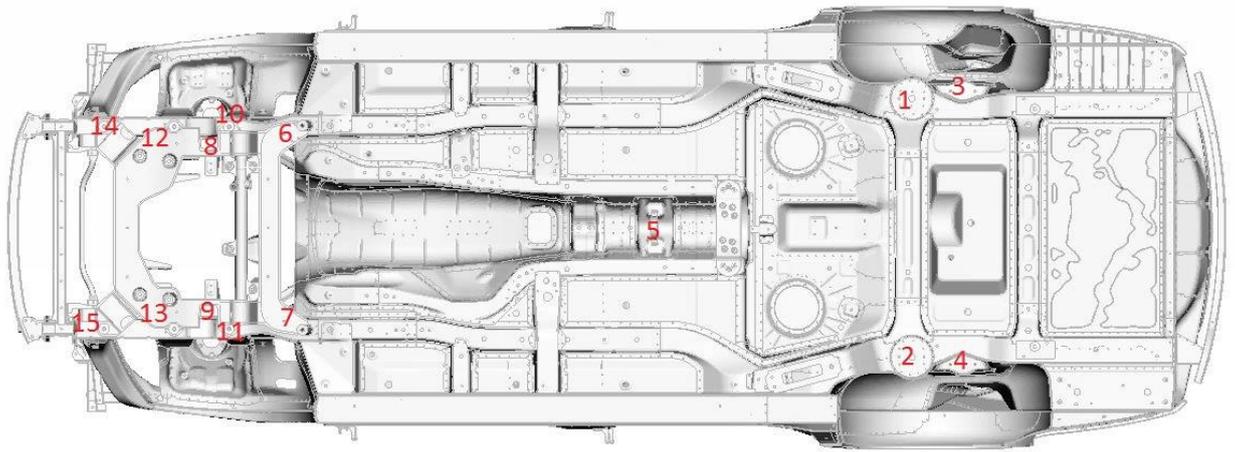


Рис. 4.12 Места воздействия входных нагрузок на автомобиль (вид снизу)

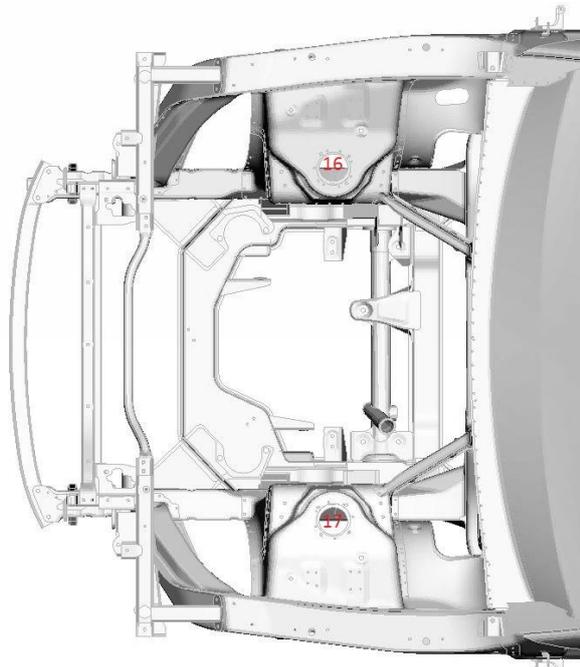


Рис. 4.13 Места воздействия входных нагрузок на автомобиль (вид сверху)

Проведение акустического анализа КЭ модели автомобиля

Для проведения акустического анализа была разработана КЭ модель автомобиля, характеристики которой приведены в табл. 4.5 Характеристики КЭ модели. Данная модель в высокой степени отражает конструкцию автомобиля и ее качество соответствует требованиям промышленных расчетов.

Табл. 4.5 Характеристики КЭ модели

Число степеней свободы структурных элементов	1381212
Число степеней свободы акустического объема	411257

На место крепления подвески подается единичная сила варьируемой частоты, в области уха водителя производится замер уровня акустического давления. КЭ модель представлена на рис. 4.14.

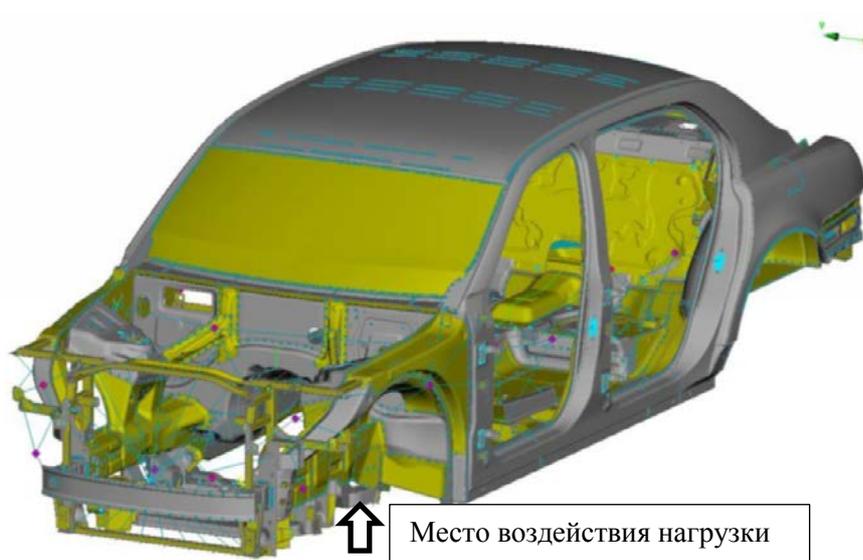


Рис. 4.14 КЭ модель автомобиля

Затем на пол и моторный щит наносится виброизоляционный материал и моделирование проводится снова с целью оценки эффективности покрытия в снижении уровня акустического давления. На рис. 4.15 красным цветом показаны области нанесения виброизоляционного материала. Физические свойства покрытия приведены в табл.

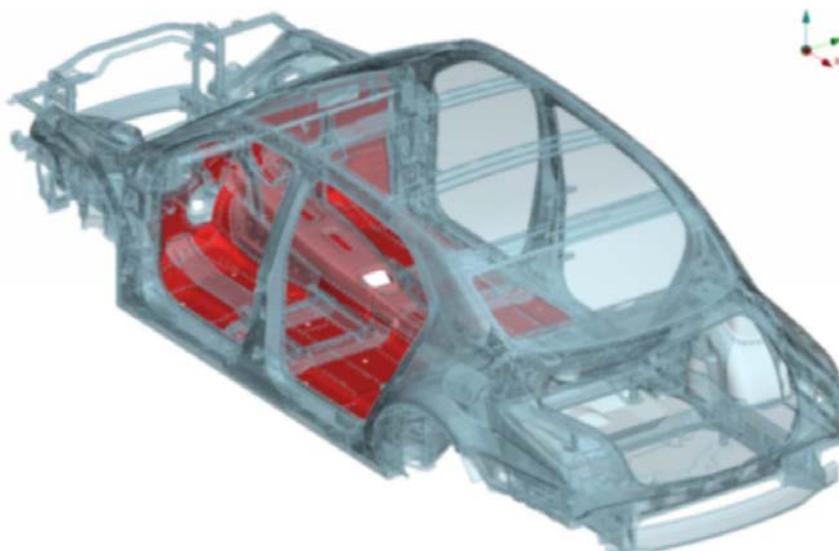


Рис. 4.15 Места применения виброизоляционного материала (красным)

Табл. 4.6 Свойства порозластичного материала

Плотность	1200 кг/м ³
Модуль Юнга	43 МПа
Коэффициент Пуассона	0

Анализ модели проводится на частотах 5-200 Гц. Результаты анализа представлены на рис. 4.16.

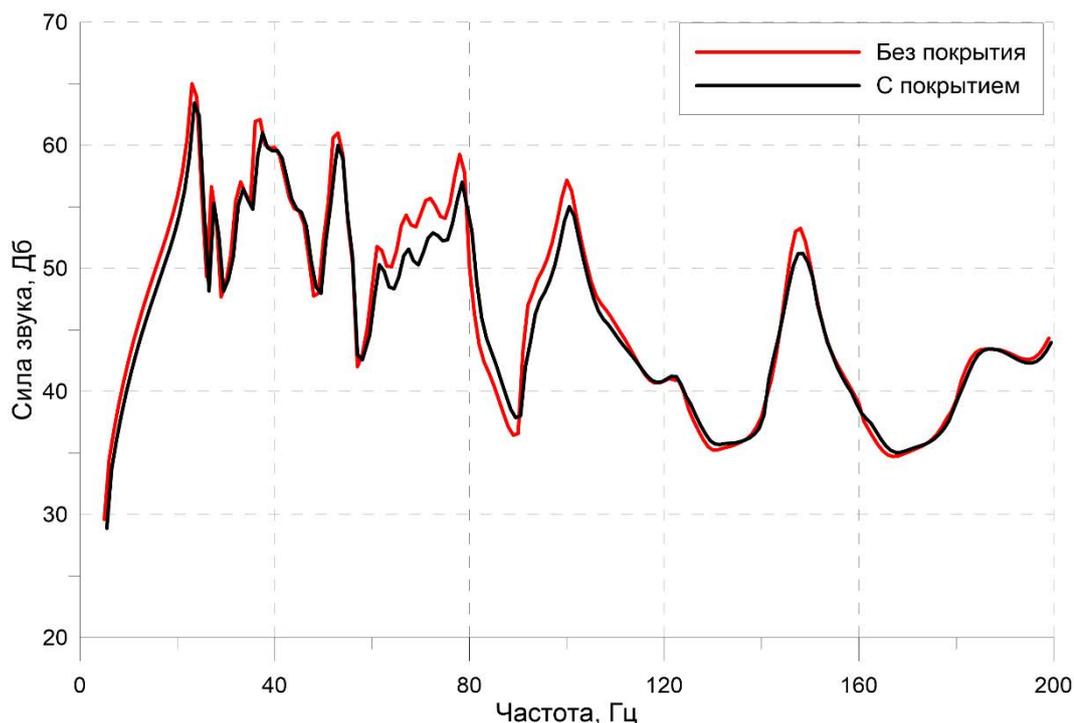


Рис. 4.16 Сравнение уровней акустического давления в внутреннем объеме салона автомобиля

По результатам моделирования видно, что внесение виброизоляционного материала на пол салона и моторный щит позволило снизить акустическое давление на всей исследуемой частотной полосе.

Наиболее значительное снижение акустического давления было достигнуто на 149 Гц и составило 1.82 Дб (3.4%) .

4.2.2 Анализ акустического поля салона автомобиля на высоких частотах

Для анализа акустического поля салона автомобиля была разработана модель для анализа методом СЭА. Для начала, необходимо провести

спектральный анализ колебательных мод для выявления пределов применимости метода СЭА для данной модели. Рассматривается стандартное третьоктавное разбиение. На рис. 4.17 приведен спектральный анализ, выполненный при помощи коммерческого кода статистического анализа VA One.

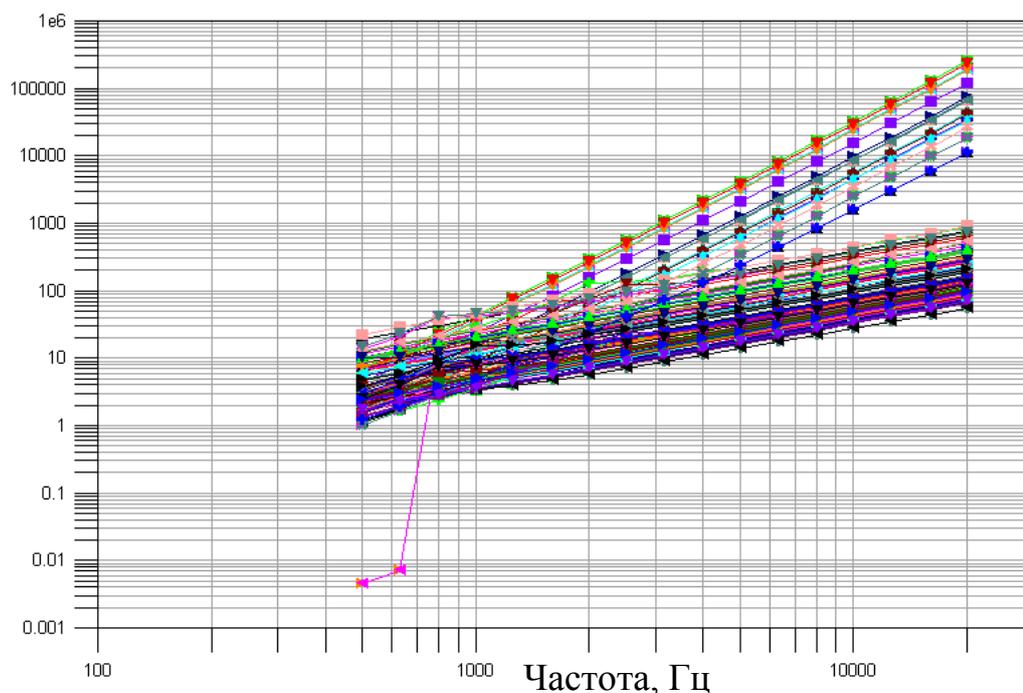


Рис. 4.17 Анализ числа мод на частотный промежуток. Линии – различные элементы конструкции.

По результатам спектрального анализа видно, что для рассматриваемой модели метод СЭА применим, начиная с октавного промежутка 1000 Гц. Проводим анализ акустического поля салона при аналогичных с п. 4.2.1 условиях. Результаты анализа представлены на рис. Рис 4.18.

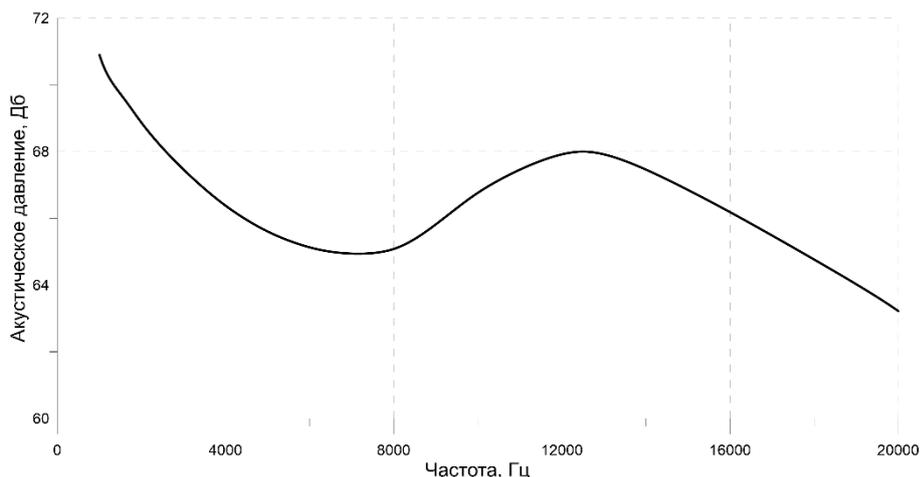


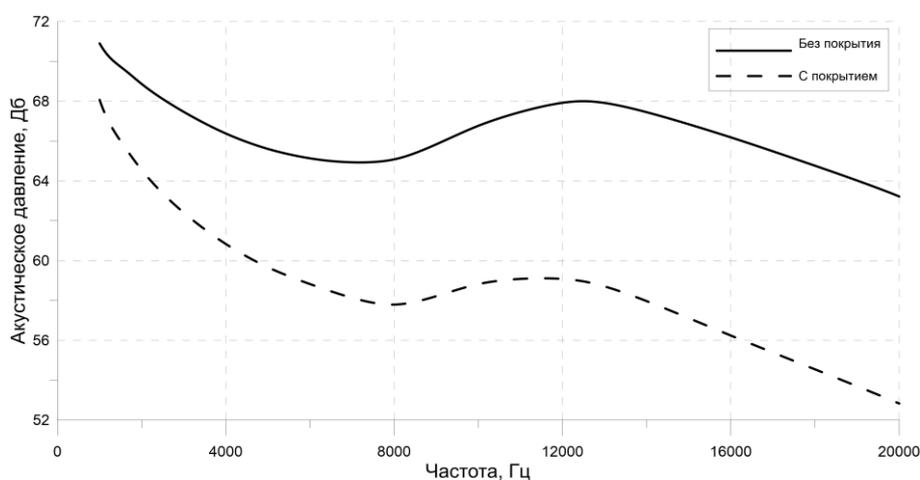
Рис 4.18 Акустическое давление в салоне ТС, СЭА

Для снижения уровня шума в салоне рассматривается внесение звукопоглощающего покрытия на моторный щит и пол. Покрытие проектируется исходя из соображений оптимальности, аналогично п. 4.1.3. Поскольку в данном случае акустическое поле имеет иную форму, ожидается другой состав покрытия.

Покрытие, полученное в результате оптимизации, имеет следующий состав:

№ слоя	Материал	Толщина, мм
1	Меламиновая пена	1
2	Полимерное волокно	19

Сравнение акустического давления без покрытия и с ним приведено на рис. 4.19



4.19 Эффект от внесения оптимизированного шумоизоляционного покрытия в конструкцию автомобиля на высоких частотах

По результатам анализа видна эффективность применения шумопоглощающих покрытия, к примеру, внесение рассматриваемого шумоизоляционного покрытия позволило снизить уровень акустического давления на 10-15%.

Стоит отметить наличие промежутка 200-1000 Гц, на котором не проводится анализ акустического поля. Данный промежуток не может быть оценен ни с точки зрения МКЭ так как требует уменьшения сетки, что приведет к значительному росту вычислительных и временных затрат, ни с точки зрения СЭА так как часть акустических систем не содержит достаточного числа резонансных мод на промежутке до 1000 Гц. Для оценки данного частотного промежутка требуется разработка гибридной методики, что выходит за ресурсные возможности магистерской диссертации.

4.3 Рекомендации к методике виртуальных испытаний

Проведенное изучение акустических систем, явления звукопоглощения, а также изучение и последующее применение численных методов позволяет сформировать рекомендации к методике виртуальных испытаний и оптимизации шумопоглощающих покрытий.

Итак, первым этапом является получение начальных данных. Под начальными данными подразумеваются стандартные для текущих методик характеристики – форма пола, целевые показатели по массе, составу и цене покрытия. На основе начальных данных проводится каскадирование матрицы цели с постановкой задачи на проектирование.

После формирования матрицы цели процесс проектирования разбивается на два этапа – проектирование виброизоляционного покрытия для снижения звукового давления на низких частотах и проектирование шумопоглощающего покрытия для высоких частот.

При проектировании покрытия работающего на низких частотах рекомендуется применять МКЭ, а также покрытия с высокой плотностью, так как на низких частотах действующим фактором массовое демпфирование.

На высоких частотах вступают иные механизмы звукопоглощения, что требует более основательного подхода к проектированию покрытия. Для расчета рекомендуется применять метод СЭА, предварительно убедившись в его применимости на рассматриваемом спектре частот при помощи численного или аналитического анализа модальной плотности. На данном этапе особенно важен правильный подбор соотношений толщин и материалов слоев, в связи с чем крайне рекомендуется применять методы параметрической оптимизации с ограничениями на толщину слоев и массу покрытия, а также, при необходимости, на цену изделия. На данном этапе проектирование покрытия может быть проведено на т.н. «виртуальных испытательных стендах», которые создают акустическое поле, сравнимое с полем автомобиля для которого проектируется покрытие.

По получению удовлетворяющего целевым показателям покрытия рекомендуется проведение виртуальных испытаний на полномасштабных моделях с учетом всего спектра входных нагрузок, что позволит сделать заключение о качестве покрытия.

ГЛАВА 5 : Технико-экономическое обоснование методики

Важнейшей характеристикой инновационной технологии является предоставление возможности решения абсолютно новой задачи или возможность решения традиционной задачи более эффективным способом. В данной главе будет рассмотрен вопрос технической и экономической целесообразности внедрения предложенной методики компьютерного инжиниринга для проектирования шумоизоляционных покрытий.

Для начала, будет проведена оценка стоимости составляющих цикла проектирования шумоизоляционного покрытия традиционным методом, включающим в себя многократные натурные испытания. Оценка затрат предоставлена одним из лидеров рынка шумоизоляционных покрытий.

Тип затрат	Сумма, тыс. руб/мес
Фонд оплаты труда инженера-проектировщика	60
Фонд оплаты труда сотрудника лаборатории	40
Стоимость производства прототипа покрытия	50
Стоимость проведения натурных испытаний	15
Стоимость содержания площадки для проведения натурных испытаний	20
Сопутствующие расходы	5

Проектирование покрытия таким способом занимает порядка 1.5-2 месяца в течение которых проводится около 5-7 натурных испытаний. Натурные испытания заканчиваются в тот момент, когда шумоизоляционные свойства покрытия попадают в спектр приемлемых результатов и их количество ограничено бюджетом на разработку. Конечно, в таком случае невозможно говорить о предельно оптимальной конструкции покрытия.

Проведем оценку стоимости составляющих цикла проектирования шумоизоляционного покрытия предложенной в данной работе методикой компьютерного инжиниринга.

Тип затрат	Сумма, тыс.руб/мес
Фонд зарплаты инженера-расчетчика	70
Стоимость программного обеспечения	40
Стоимость натурального испытания	15
Стоимость производства прототипа	50
Стоимость содержания площадки для проведения натуральных испытаний	25
Сопутствующие затраты	5

Проектирование путем предлагаемой методики занимает 3 недели и требует проведения одного натурального испытания.

Таким образом, стоимость проектирования одного покрытия исходя из приведенных данных при помощи КИ составляет порядка 150 тыс. руб против 330 тыс. руб при проектировании традиционным методом. Разница составляет 120%. При проектировании новым методом производитель в более сжатый срок может выводить в серию большее количество моделей продукции, а значит добавочным эффектом служит отсутствие потенциально потерянной выгоды. С производителя также снимается необходимость приобретения новых, непрофильных компетенций и появляется возможность отказа от содержания реверберационной камеры так как малое количество испытаний позволяет делегировать их проведения сторонним организациям.

К недостаткам традиционного подхода также можно отнести невозможность быстрой оценки массовых и стоимостных характеристик конечного продукта. Данные параметры довольно часто являются критериями крупных тендеров и многие компании вынуждены отказываться от участия так как подобная оценка не доступна при применении традиционных методов.

Метод компьютерного инжиниринга позволяет в короткие сроки проводить оценки огромного числа вариаций применяемых материалов карт их расположения, что прямым образом влияет на соотношение цена/качество конечной продукции.

Таким образом, экономическая и техническая целесообразность предложенной методики проектирования очевидна, ее применение положительно влияет на качество выпускаемой продукции, удобство и гибкость процесса проектирования, экономику разработки.

Заключение

Целью данной работы является разработка методики испытаний и оптимизации многослойных шумоизоляционных покрытий на основе инструментария численных методов и виртуальных испытаний. Данная методика позволяет проводить процесс проектирования покрытия с целевыми параметрами быстрым и эффективным способом снижая стоимость проектирования.

В процессе выполнения работы было проведено изучение физики акустических процессов, восприятия звука человеком, а также вопросов, связанных с звукопоглощением в различных средах.

Далее на примере автомобиля были рассмотрены источники шума в транспортных средствах, пути передачи звука к области детектирования и способы снижения уровня шума. Во второй главе также была рассмотрена методика проектирования шумоизоляционных покрытий традиционным способом.

Третья глава содержит в себе описание эмпирических и численных методов моделирования акустических процессов. В главе рассматриваются метод конечных элементов, метод статистического энергетического анализа, а также модели Делани-Бази и Мики.

Составленная теоретическая база позволила поставить ряд модельных задач, которые продемонстрировали основные акустические явления. На примере простейшей акустической системы была проведена демонстрация влияния резонансных мод на акустическое поле. При помощи модельных задач также была показана разница в методах снижения шума на высоких и низких частотах, а также метод оптимизации шумопоглощающего покрытия. После анализа результатов модельных задач была приведена схема оценки качества покрытия для транспортного средства и проведено полномасштабное моделирование с целью снижения шума в салоне автомобиля.

В заключительной главе приведено описание экономической и технической актуальности методики виртуальных испытаний.

Таким образом по результатам данной работы предложен экономически выгодный способ проведения испытаний и оптимизации покрытий, что позволяет считать поставленные цели достигнутыми. Предложенная методика может быть применена в процессе проектирования многослойных шумопоглощающих покрытий.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

- [1] C. H. H. David A. Bies, Engineering Noise Control: Theory and Practice, Fourth Edition, 2009, 2009.
- [2] U. Ingard, Notes on Sound Absorption Technology, Noise Control Foundation, 1994.
- [3] D. E. Newland, Calculation of Power Flow Between Coupled Oscillators, J. Sound Vib., 3, 262-276, 1966.
- [4] A. Mats, An introduction to Flow Acoustics. Stockholm : KTH The Marcus Wallenberg Laboratory, 2014.
- [5] P. Kint, Structure-Borne Tyre/Road Noise due to. Leuven : KATHOLIEKE UNIVERSITEIT LEUVEN, 2009.
- [6] J. E. U. Sandberg, Tyre/Road Noise, 2002.
- [7] P. G. D. Bogema, Noise Path Analysis Process Evaluation of Automotive, 2009.
- [8] O. Garttmeier, Noise Path Analysis Process Evaluation of Automotive, 2009.
- [9] E. N. B. M. E. Delany, Acoustical properties of fibrous absorbent materials, 1970.
- [10] R. G. D. Richard H. Lyon, Theory and Application of Statistical Energy Analysis (Second Edition), 1994.
- [11] P. D. Trevor J. Cox, Acoustic Absorbers and Diffusers: Theory, Design and Application, 2009, 2009.
- [12] J. CINKRAUT, Transfer Path Analysis of a Passenger Car, 2015.