

Федеральное государственное бюджетное научное учреждение  
«Федеральный исследовательский центр Институт прикладной физики им. А. В. Гапонова-  
Грехова Российской академии наук»  
(ИПФ РАН)

*На правах рукописи*

Стуленков Андрей Вадимович

**Расчетно-экспериментальное виброакустическое проектирование с  
использованием лазерной виброметрии**

1.3.7 – акустика

**ДИССЕРТАЦИЯ**

на соискание ученой степени  
кандидата физико-математических наук

Научный руководитель:  
доктор физ.-мат. наук  
Суворов Анатолий Сергеевич

Нижний Новгород – 2025

## Оглавление

Введение.....	3
Глава 1. Совместное использование результатов численного расчета и бесконтактных измерений вибрации .....	13
1.1. Валидация численных моделей по результатам лазерных измерений вибрации .....	15
1.2. Использование численного моделирования и бесконтактного измерения вибраций для поиска механических дефектов конструкций.....	27
1.3. Заключение по главе .....	31
Глава 2. Исследование гидродинамического шума с использованием лазерной виброметрии....	33
2.1 Исследование взаимосвязи между вибрационными и акустическими резонансами упругого тела в турбулентном потоке.....	33
2.2 Моделирование колебаний упругих тел возбуждаемых потоком в натуральных условиях ...	43
2.3 Возможности лазерной виброметрии для исследования колебаний упругих тел в турбулентном потоке .....	53
2.4 Заключение по главе .....	60
Глава 3. Исследование взаимосвязи воздушного шума и вибраций с использованием лазерной виброметрии .....	62
3.1. Технология совместного измерения акустического поля внутри салона и резонансов панелей кабины автомобиля .....	63
3.2. Экспериментальное исследование возможности оценки дальнего акустического поля по измерению градиента звукового давления вблизи акустических источников.....	78
3.3. Заключение по главе .....	88
Глава 4. Совместное использование численного моделирования и бесконтактных измерений вибрации.....	90
4.1. Недостатки традиционных методов обработки сигнала неподвижного лазера, измеряющего вибрации вращающегося объекта .....	94
4.2. Использование метода наименьших квадратов для оценки параметров колебаний вращающихся объектов .....	98
4.3. Заключение по главе .....	107
Заключение .....	109
Список литературы .....	111
Список работ автора по теме диссертации .....	119

## Введение

### **Актуальность темы исследования**

Необходимость виброакустического проектирования возникает в различных областях науки и техники, когда на вибрационные и акустические поля машин или конструкций накладываются определенные требования. Требованиями может задаваться верхняя граница уровня излучения, например, для задач по снижению уровней звука и вибраций от работающих машин, или, наоборот, нижняя граница, если речь идет о создании эффективного акустического излучателя. Целью виброакустического проектирования может также являться управление спектром объекта, например смещение его резонансов из нежелательного частотного диапазона, за счет разных вариантов изменения его конструкции. Исследования в рамках перечисленных выше задач могут проводиться как экспериментально, так и с помощью численного моделирования. Несмотря на серьезное развитие численных методов за последнее время, вопрос об адекватности моделей и результатов, полученных с помощью них, все еще остается актуальным. Поэтому важность выполнения точных и информативных измерений не вызывает сомнений.

Для измерения вибрационных полей традиционно применяются наборы из пьезоакселерометров или пьезопластин. Альтернативным методом измерения вибраций является лазерная доплеровская виброметрия [1-3]. Основным преимуществом лазерной виброметрии перед традиционными средствами является возможность измерять вибрацию в большом наборе точек, не оказывая влияния на динамические характеристики объекта. Благодаря этому преимуществу лазерная виброметрия используется в широком спектре прикладных задач, где необходимо оценивать виброакустические поля относительно легких или труднодоступных объектов.

Описанные преимущества лазерной виброметрии делают ее мощным инструментом для проверки достоверности численных расчетов и моделей [4-9]. Результаты расчетов и измерений могут не совпадать друг с другом из-за большого числа дефектов реальной конструкции, в том числе и скрытых, которые невозможно учесть при моделировании. Поэтому развитие методов автоматической корректировки параметров численной модели актуально и этой задаче уделяется большое внимание [10-12]. Методы, описанные в упомянутых работах, не лишены недостатков и применимы либо для относительно простых изделий, либо требуют задания вручную варьируемых параметров в случае использования для объектов со сложной геометрией. В диссертации для корректировки численных виброакустических моделей

предлагается подход, основанный на использовании лазерной виброметрии и метода автоматической доводки по резонансным формам колебаний тела [13]. Сочетание этих методов позволяет эффективно выполнять доводку численных моделей, в том числе, легких объектов, динамические характеристики которых могут быть существенно изменены контактными системами измерений.

Предлагаемый подход позволяет также осуществлять поиск дефектов в конструкции. Актуальность задачи поиска дефектов несомненна, что подтверждается большим количеством работ и разнообразием методов. В качестве примера можно упомянуть методы, основанные на сравнении АЧХ и резонансных форм колебаний поврежденного и эталонного образцов [14-15], на анализе разницы передаточных функций между соседними точками для эталонного и поврежденного образца [15], на использовании волн Лэмба [2], [16-19]. Отличие предлагаемого в работе метода заключается в том, что он позволяет находить скрытые дефекты, не используя эталонные измерения с неповрежденным объектом.

Другим вариантом совместного использования лазерных измерений вибраций и численного моделирования является исследование особенностей формирования гидродинамического шума от упругих тел в турбулентном потоке. Источниками гидродинамического шума, зачастую, являются различные вращающиеся механизмы, например, гребные винты. Исследовать акустическое поле винта экспериментально в реальных условиях затруднительно, из-за сложности измерения его упругих резонансов под водой и сопоставления их с максимумами акустического поля. Большинство соответствующих тематике экспериментальных работ, выполненных в натуральных условиях, посвящено исследованию только низкочастотной составляющей поля винта (гармоники лопастных и оборотных частот) [20-21]. Определить резонансы винта удобнее в лабораторных условиях, что и делается в ряде исследований [22], выполненных также и с использованием лазерной виброметрии [23-25], в том числе для вращающихся винтов [26-27]. Однако в этих работах сопоставление максимумов акустического поля с упругими резонансами винта не приводится вовсе или приводится не в полной мере. Описанная задача может решаться и численно [28], однако результаты таких сложных расчетов нуждаются в экспериментальной проверке. Из этого следует, что в настоящее время существует необходимость в подходе к анализу акустических полей упругих тел в потоке, причем такой подход должен включать себя и расчетную, и экспериментальную часть.

В диссертации для выполнения такого анализа предлагается расчетно-экспериментальная методология, основанная на применении лазерных измерений вибраций исследуемого объекта в воздухе с последующим учетом внешней жидкости с помощью МКЭ. Полученная новая «водная» численная модель затем используется для интерпретации

результатов измерений с объектом на открытой воде. Как показывает практика, разработанная методология позволяет моделировать особенности гидроакустического поля упругого тела в потоке, в частности, выявлять в поле его упругие резонансы. Важным преимуществом методологии является отсутствие необходимости выполнения сложных расчетов (акустика от гидродинамических источников).

Исследование усиления звукового поля за счет совпадения срывной гидродинамической частоты и упругого резонанса обтекаемого тела дополняют описанную выше задачу и, в то же время, актуальны сами по себе. Такие исследования, как правило, выполняются с использованием относительно простых объектов (цилиндр, пластина, профиль крыла) и направлены на изучение механизма усиления колебаний и развитие методов численного моделирования. Для решения этих задач также необходима информация о взаимосвязи структурных резонансов и уровней давления. Подробный обзор данной проблематики приводится, например, в [29-33], но в этих работах не приводятся результаты совместных измерений резонансных форм колебаний и акустики, которые могли быть полезны для подтверждения достоверности расчетных методов. В диссертации описываются результаты перекрестных (величины измерялись двумя способами) с обтеканием стрелы на проливном стенде, где такие данные приводятся и, помимо этого, демонстрируется возможность усиления звука при совпадении гармоники срывной частоты с упругим резонансом.

Лазерная виброметрия также активно применяется при анализе шумов и вибраций сложных механоакустических систем. В качестве примера можно привести автомобильную промышленность, где измерение распределения вибраций по поверхности может использоваться для решения двух задач: снижения уровней шума в салоне и за его пределами. Для решения первой задачи необходимо определить резонансы структурных элементов всей конструкции и акустического объема кабины. Из-за бесконтактного принципа измерений лазерная виброметрия идеально подходит для такой задачи. По отдельности, исследованиям структурных резонансов автомобиля [34-36] и акустических мод салона [37-39] уделяется немало внимания. Однако публикаций, в которых описывалось бы определение обоих типов мод, найти не удалось. При этом очевидна актуальность проведения подобных исследований. Вторая задача – прогнозирование поля на некотором удалении от конструкции может быть решена с использованием антенных решеток [40-44] и техники акустической голографии. В качестве альтернативы антенным решеткам с фиксированным шагом можно рассмотреть измерения нормальной компоненты виброскорости на тонком экране [45-46], где можно задать очень плотную измерительную сетку, повысив тем самым пространственное разрешение. Ранее подобный метод использовался для поиска зон повышенного шумоизлучения конструкции. В диссертации будет рассмотрена возможность его применения для прогнозирования поля на

удалении от исследуемого объекта. В целом, в диссертации предложен подход к исследованию обеих упомянутых задач с учетом описанных актуальных моментов, основанный на использовании лазерных измерений вибрации.

Актуальной задачей является измерение вибраций тел, находящихся не в лабораторных, а в рабочих условиях, например, вращающихся тел. В выполнении подобных измерений с помощью лазерных виброметров глобально можно выделить два подхода: с использованием систем, позволяющих лазерному лучу следить за конкретной точкой объекта и без таких систем (луч неподвижен). Наиболее распространены отслеживающие системы двух типов: основанные на применении вращающейся призмы Дове [47-48], основанные на совместном использовании лазерного виброметра и видеокамеры в совокупности с алгоритмом обработки изображения в режиме реального времени [49].

Альтернативный подход – измерение без систем слежения за конкретной точкой. При этом вращающийся объект проходит через неподвижный луч лазерного виброметра [50-55]. Такой подход хоть и является более примитивным, тем не менее, обладает рядом преимуществ. Во-первых, он применим в том случае, когда вращающаяся деталь (диск, винт, пропеллер) закрыта кожухом или направляющими, которые мешают непрерывному движению луча за точкой. В такой ситуации измерения выполняются неподвижным лазером, направленным в доступную для обзора точку. Во-вторых, измерительная система с неподвижным лучом является более простым и доступным инструментом. Это связано с высокой ценой следящих систем, а также со значительной трудностью их настройки. Понятно, что расширение возможностей применения систем с неподвижным лазером является актуальной задачей. При этом, в случае использования неподвижного лазера возникает проблема, связанная с понижением частотного разрешения спектров при увеличении частоты вращения тела. В результате могут перестать разрешаться близко расположенные дискретные составляющие спектра из-за короткого времени скольжения луча по исследуемому объекту. В диссертации предложен способ решения такой проблемы, основанный на методе наименьших квадратов для случая двух гармоник.

В итоге в работе предлагаются методы и подходы, направленные на решение актуальных задач в виброакустике.

### **Цели и задачи**

Цель работы – создание экспериментальных и расчетно-экспериментальных методов виброакустического проектирования, основанных на использовании лазерной виброметрии. Основные задачи:

- создание методологии использования лазерной виброметрии для корректировки спектральных характеристик численных виброакустических моделей;
- разработка метода неразрушающей дефектоскопии без использования эталонных измерений, основанного на применении лазерной виброметрии;
- разработка методологии прогнозирования и анализа гидроакустического поля, возбуждаемого при обтекании упругого тела потоком жидкости;
- исследование степени влияния упругих резонансов тела, возбуждаемого турбулентным потоком на характер гидроакустического поля;
- разработка подхода к анализу шумов и вибраций сложной механоакустической системы, основанного на бесконтактных лазерных измерениях вибраций;
- повышение разрешающей способности оценки вибраций вращающихся тел по результатам измерений лазером с неподвижным лучом.

### **Научная новизна**

Научная новизна диссертации заключается в разработке базирующихся на лазерной виброметрии методов прогноза и анализа виброакустических полей объектов, колебания которых возбуждаются источниками различных типов.

1. Предложена основанная на использовании лазерной виброметрии методология доводки вибрационных характеристик конечно-элементных моделей объектов, позволяющая снизить погрешность численного моделирования ВАХ до 2...3дБ и локализовывать механические дефекты.

2. Разработана расчетно-экспериментальная методология исследования колебаний упругих тел возбуждаемых турбулентным потоком жидкости, с помощью которой показано, что упругие резонансы добротных тел определяют максимальные уровни излучения гидродинамического шума в широком частотном диапазоне.

3. Предложен новый экспериментальный метод к исследованию взаимосвязи между шумами и вибрациями в механоакустических системах. Отличие предложенного подхода от ранее известных заключается в совместном сканирующем измерении распределения вибрации по поверхности тела и его акустического поля. Кроме того метод, позволяет восстановить акустическое поле тела по результатам бесконтактных измерений нормальной компоненты виброскорости окружающего источник тонкого невесомого экрана.

4. Разработан новый метод оценки вибраций вращающихся тел по результатам измерений лазером с неподвижным лучом, который в отличие от известных подходов обеспечивает возможность частотного разрешения дискретных составляющих виброускорения.

### **Теоретическая и практическая значимость работы**

Практическая значимость работы заключается в создании экспериментальных и расчетно-экспериментальных методов акустического проектирования, направленных на совершенствование виброакустических свойств машин и конструкций.

Разработанная методология исследования колебаний упругих тел в турбулентном потоке в совокупности с методом виброакустических характеристик использовались в работах с АО "СПМБМ "Малахит", направленных на создание малошумных судовых двигателей. Предложенный в работе подход к исследованию взаимосвязи между шумами и вибрациями сложной механоакустической конструкции применялся на практике для определения механизма формирования акустического поля внутри салона автомобиля ПАО "ГАЗ".

### **Методология и методы исследования**

В значительной степени методология описанных в работе исследований основана на сопоставлении результатов численных расчетов и измерений, выполненных по технике лазерной виброметрии, а также на дополнении расчетных данных экспериментальными и наоборот. Для осуществления численных расчетов использовались программные пакеты «ANSYS» и «CATEC». Для анализа численных и экспериментальных данных в работе используются методы цифровой обработки сигналов и математической статистики.

### **Положения выносимые на защиту**

1. Предложена методология корректировки вибрационных характеристик численных моделей легких объектов позволяющая снизить погрешность численного моделирования до 2-3дБ в третьоктавных полосах.

2. Представлен метод бесконтактной дефектоскопии, позволяющий локализовать дефект без выполнения эталонных измерений.

3. Предложена методология анализа колебаний упругих тел, возбуждаемых турбулентным потоком жидкости, с помощью которой показано, что добротные упругие резонансы определяют максимальные уровни излучения гидродинамического шума в широком частотном диапазоне и могут увеличивать акустическое излучение на величину до 20дБ.

4. Сканирующая лазерная виброметрия позволяет выделить вклад вибраций во внутреннее акустическое поле механоакустических систем.

5. По измерению распределения вибрации на тонком невесомом экране, расположенном перед источником звука можно спрогнозировать поле вдали от источника с погрешностью не более 2-3дБ.

6. Разработан метод оценки вибраций вращающегося тела для лазерного виброметра с неподвижным лучом, позволяющий преодолеть ограничение, возникающее при использовании Фурье-анализа для обработки – ухудшение частотного разрешения с увеличением частоты вращения тела.

### **Степень достоверности и апробация результатов**

Все полученные результаты обладают высокой степенью достоверности и являются обоснованными. Достоверность результатов обеспечивается корректностью постановок задач, применяемыми методами исследования и результатами измерений. Результаты работы докладывались и обсуждались на научных семинарах в Институте прикладной физики РАН.

Основные результаты работы докладывались на конференциях [A1-A8]: XXIII Нижегородская сессия молодых ученых, Нижний Новгород, 2018; Корабельная ядерная энергетика-2018, Нижний Новгород, 2018; XXIII научная конференция по радиофизике, Нижний Новгород, 2019; Совет по акустике РАН, Успехи акустики, Москва, 2019; XXXIV сессия Российского акустического общества, Москва, 2022; Труды XXVI научной конференции по радиофизике, посвященной 120-летию М.Т. Греховой, Нижний Новгород, 2022. По теме исследования опубликовано 6 статей в рецензируемых журналах [A9-A15]. Используемые в диссертации методы содержатся в зарегистрированном программном обеспечении для ЭВМ [A16].

### **Структура и объем диссертации**

Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и списка цитируемой литературы. Список литературы состоит из 101 наименования. Общий объем работы составляет 120 страниц и включает 90 рисунков и 4 таблицы.

### **Краткое содержание диссертации**

Во **введении** раскрывается актуальность и практическая значимость рассматриваемых в работе задач и современное состояние проблем, затронутых в работе. Приводятся цели и задачи работы и положения, выносимые на защиту.

**Глава I** посвящена использованию лазерных измерений вибраций с целью совершенствования численного моделирования. В **разделе 1.1** описывается методология корректировки вибрационных характеристик численных моделей по результатам измерений, выполненных с помощью лазерного виброметра. Важным преимуществом такого метода измерений является отсутствие искажений частотных характеристик исследуемого объекта, что позволяет осуществлять корректировку численных моделей, в том числе, легких объектов,

динамические характеристики которых могут быть искажены контактными измерительными системами. Лазерная виброметрия в сочетании с методом автоматической корректировки численных моделей, основанном на подборе оптимального распределения модуля упругости позволяет эффективно осуществлять корректировку численных моделей, что экспериментально обоснованно данным разделе. Погрешность численного моделирования для отдельных третьоктавных полос может улучшаться на десятки децибел, средняя погрешность после процедуры доводки составляет 2-3дБ. В **разделе 1.2** предлагается метод локализации дефектов, который является следствием из описанной в предыдущем разделе процедуры корректировки численных моделей. Описанный метод позволяет выполнять бесконтактную локализацию дефектов без использования эталонных измерений с неповрежденным образцом. На примере верификации численной модели лопатки турбины показано, что координаты дефекта могут быть определены с погрешностью около 7%.

**Глава II** посвящена исследованиям акустического поля упругого тела в турбулентном потоке, выполняемым с использованием лазерной виброметрии. В **разделе 2.1** на примере профиля лопасти гребного винта, обтекаемого потоком воды на проточном стенде, демонстрируется прямая связь между упругими резонансами тела и максимумами акустического поля. В **разделе 2.2** описывается разработанная расчетно-экспериментальная методология, позволяющая выявить вклад упругих резонансов в акустическое поле вращающегося тела в условиях реального водоема. Методология основана на применении лазерных измерений вибраций исследуемого объекта в воздухе с последующим учетом внешней жидкости с помощью МКЭ. По результатам измерений объекта в воздухе создается правдоподобная в плане моделирования резонансов численная модель (КЭМ), которая затем переносится в воду. Расчеты КЭМ в воде используются для интерпретации результатов измерений акустического поля вращающегося тела в реальном водоеме, поскольку для такого тела невозможно напрямую, экспериментальным или расчетным образом, сопоставить максимумы поля давления с вибрационными резонансами исследуемого тела. С помощью, представленной в разделе технологии, на примере исследований гребного винта на подводном аппарате, было показано, что максимумы акустического поля в широком частотном диапазоне обусловлены влиянием упругих резонансов лопастей. Уровни поля на этих резонансах могут превышать уровень помехи, создаваемой работой подводного аппарата, на величину до 20дБ. Полученный вывод свидетельствует о необходимости учета упругих резонансов винта при прогнозировании его акустических характеристик. В **разделе 2.3** представлены результаты перекрестных измерений (каждая величина измеряется двумя способами) давления и вибраций стержней в турбулентном потоке. По результатам этих измерений были получены достоверные данные (разница уровней вибраций на частотах упругих резонансов составила не более 10%),

необходимы для валидации расчетов с учетом взаимного влияния гидродинамики и вибрации. Также в ходе измерений было показано, что уровни акустического поля могут получать усиление при совпадении гармоники срывной гидродинамической частоты и частоты упругого резонанса тела.

**Глава III** посвящена исследованию взаимосвязи воздушного шума и вибраций с использованием лазерной виброметрии. В ряде задач измерение распределения вибраций по поверхности может использоваться для анализа поля как внутри, так и снаружи некоторого тела. В **разделе 3.1** описывается технология исследования акустического поля основанная на измерении распределения вибраций по его поверхности и распределения давления внутри объекта. Технология применялась для исследования способа формирования акустического поля внутри кабины автомобиля. На примере конкретного автомобиля было показано, что звуковое поле в кабине определяется, степенью возбуждения резонансных вибраций ее элементов, а не совпадением их упругих резонансов с резонансом воздушного объема кабины. В **разделе 3.2** приводится исследование возможности применимости измерений распределения вибраций по тонкому экрану для оценки акустического поля вдали от исследуемого объекта. Использование тонкого невесомого экрана совместно с лазерными бесконтактными измерениями вибрации может являться альтернативой традиционным техническим решениям, используемым для поиска распределения акустических полей в пространстве – решеткам из микрофонов или гидрофонов. Описывается алгоритм, по которому прогнозируется распределение акустических полей, основанный на формуле Кирхгофа, а именно ее частном случае для плоского экрана. Показано, что поле, определенное по описанному методу в некоторой точке пространства, совпадает с результатом прямых измерений с точностью не хуже 3дБ в широком частотном диапазоне. Тем самым демонстрируется принципиальная применимость данного метода для прогнозирования акустического поля.

В **главе IV** предложен способ оценки вибраций вращающихся тел, измеренных с помощью лазерного виброметра с неподвижным лучом. В **разделе 4.1** описывается основной недостаток такого подхода к измерениям – ухудшение частотного разрешения с увеличением частоты вращения исследуемого объекта. В **разделе 4.2** предлагается способ, позволяющий преодолеть указанный недостаток, основанный на методе наименьших квадратов (МНК). Показано, что в случае двух близко расположенных дискретных составляющих целесообразно использовать МНК квадратов с моделью сигнала, включающей в явном виде две синусоиды с неизвестными частотами. Работоспособность предложенного подхода продемонстрирована на экспериментальных данных. Для увеличения точности оценки частоты и вероятности разрешения частот можно применять некогерентное и когерентное усреднение результатов. Эффективность усреднения продемонстрирована с помощью численного моделирования. В

результате, с помощью предложенного метода, оценка вибраций может производиться при скоростях вращения исследуемого объекта минимум в 4 раза, превышающих предельно возможные скорости для использования Фурье-анализа.

В **заключении** сформулированы основные достигнутые результаты.

## **Глава 1. Совместное использование результатов численного расчета и бесконтактных измерений вибрации**

Расчетно-экспериментальное виброакустическое проектирование – создание сложных механических систем с заданными виброакустическими параметрами. Процесс создания подобных систем подразумевает активное использование средств конечно-элементного моделирования (КЭМ) [56-60] для того, чтобы отойти от создания большого количества экспериментальных образцов конструкции и испытательных стендов. Важным условием использования любой численной модели является подтверждение ее достоверности результатами экспериментов – валидация. В таком случае, точность модели будет зависеть от корректности и объема экспериментальных данных.

Результаты измерений и численных расчетов виброакустических характеристик могут не совпадать друг с другом из-за сильного несоответствия модели и реального объекта, особенно для сложных механоакустических систем. В таком случае возникает необходимость в корректировке КЭМ. Несоответствие результатов может существовать даже при условии точного моделирования (задание правильных массогабаритных характеристик, свойств материалов, граничных условий) и учета мелких нюансов конструкции, например, в случае наличия дефектов в реальном объекте, в том числе и скрытых. Для сложной конструкции количество таких дефектов как мелких, так и крупных может исчисляться десятками и сотнями.

Корректировка параметров КЭМ вручную по измеренным на прототипе или модели конструкции вибрационным или акустическим полям в общем случае является нерешаемой задачей, так как количество степеней свободы КЭМ может достигать нескольких миллионов. Известно несколько автоматических способов доводки параметров численных моделей [10-12]. В работе [10] для корректировки КЭМ использовались нейронные сети, в работе [11] и [12] варьировались топологические и конструктивные параметры соответственно. Описанные в этих работах методы не лишены недостатков и применимы либо для относительно простых изделий, либо требуют задания вручную варьируемых параметров в случае использования для объектов со сложной геометрией.

Одним из эффективных методов корректировки параметров КЭМ, позволяющим учитывать, в том числе различные производственные дефекты и геометрические отклонения формы и размеров без глубокой детализации корректируемой численной модели, является метод автоматической доводки, описанный в работе [13]. Предполагается, что для корректного расчета акустического и вибрационного полей необходимо выполнение двух условий:

совпадение собственных резонансных частот и форм колебаний объекта и его КЭМ. Алгоритм, описанный в работе [13], позволяет изменять значения модуля Юнга элементов КЭМ для приведения вычисленных значений частот в соответствие с экспериментом при сохранении форм собственных колебаний.

Качество доводки численной модели во многом зависит от корректности измерений. В случае осуществления доводки относительно легкого объекта в широком частотном диапазоне необходимо измерить много резонансных форм колебаний, а значит нужно много измерительных точек. Набор вибродатчиков может существенно повлиять на резонансы конструкции; лазерная виброметрия избавлена от этого недостатка [8-9], [61-63]. Таким образом, решение задачи доводки с использованием этого подхода является весьма актуальной. В диссертации будет описана процедура автоматической доводки численной модели по алгоритму [13] по формам колебаний, измеренным трехкомпонентным лазерным виброметром.

Лазерная доплеровская виброметрия зарекомендовала себя как эффективное средство локализации дефектов. Возможность измерять вибрации тел бесконтактно в совокупности плотной измерительной сеткой является важным преимуществом перед другими техниками поиска дефектов. Особенно важными эти преимущества становятся при работе легкими структурами. Поиску дефектов с помощью лазерной виброметрии посвящено довольно много работ. В некоторых из них сам факт наличия дефекта оценивается путем сравнения АЧХ и резонансных форм колебания с неповрежденным эталоном [14-15]. Существуют работы, в которых дефект локализуется путем анализа разницы передаточных функций между соседними точками для эталонного и поврежденного образца [15]. Довольно много работ посвящено локализации дефекта с помощью волн Лэмба [16-19]. Данный подход примечателен тем, что позволяет обнаруживать, в том числе и скрытые в толще материала дефекты. При использовании такого метода дефекты определяются по возмущению поля скорости. Метод основан на возбуждении в исследуемом теле двух типов волн: симметричных (волны сжатия) и несимметричных (изгибные волны). Дефект или неоднородность становится источником вторичного излучения, когда до него доходит, распространяющаяся с более высокой скоростью симметричная волна. При этом происходит так называемая конверсия мод – часть энергии падающей симметричной волны преобразуется дефектом в изгибную волну – возникают вторичные источники вибраций. Результат работы подобных вторичных источников регистрируется лазерным виброметром, таким образом, происходит локализация дефекта. В диссертации для локализации дефекта используются лазерные измерения вибрации совместно с ранее описанным методом доводки вибрационных характеристик по резонансным частотам [13]. Преимущества этого метода заключаются в том, что он позволяет находить скрытые дефекты, не используя при этом эталонные измерения с неповрежденным объектом.

### 1.1 Валидация численных моделей по результатам лазерных измерений вибрации

Экспериментальный модовый анализ одно из приоритетных направлений использования лазерных виброметров. Возможность создать частую измерительную сетку совокупности с бесконтактной природой измерений дает широкие возможности для исследования динамических характеристик объекта. Экспериментальный модовый анализ зачастую выполняется с целью определения мест конструкции, обладающих повышенной вибрацией, либо для того, чтобы выявить возможность совпадения резонансов различных элементов конструкции. Другая актуальная задача экспериментального модового анализа – верификация результатов численного расчета [9], [60-61], [63].

Большинство виброметров, позволяющих выполнять измерения в наборе точек, относятся к технологии SLDV (Scanning Laser Doppler Vibrometry), где измерения осуществляются путем последовательной перестановки луча от точки к точке. Задача определения резонансов конструкции с помощью лазерного виброметра по технологии SLDV описывается в огромном количестве работ, в качестве примера можно привести следующие [64-66].

Другой метод измерений направлен на непосредственное определение форм колебаний путем непрерывного сканирования вибраций при движении лазера с постоянной скоростью по заданной траектории. Такая техника измерений носит название CSLDV – Continuous Scanning Laser Doppler Vibrometry. В работе [63], [67] дано подробное описание измерений выполненных по данной технике. Техника CSLDV имеет несколько преимуществ относительно SLDV. Во-первых измерения происходят в разы быстрее. Во-вторых, для построения такого же количества форм колебаний как и по технике SLDV требуется меньший объем данных. В-третьих, сканирование по траектории осуществляется непрерывно, тем самым измерения выполняются в бесконечном наборе точек, а значит, в теории, с помощью такой техники можно зарегистрировать большее количество экспериментальных форм колебаний.

В работе [67] авторы измеряли колебания задней стенки кабины грузовика. Колебания стенки возбуждались вибратором на частоте близкой к одной из мод кабины – 146Гц (рисунок 1.1). Луч лазера описывал на поверхности панели фигуры Лиссажу с частотой 0.3Гц в поперечном направлении и 5Гц в вертикальном направлении.

На выходе виброметра регистрируется модулированный сигнал, спектр которого состоит из гармоник симметрично расположенных относительно частоты возбуждения. Расстояния между гармониками соответствуют частотам сканирования – 0.3Гц и 5Гц. Коэффициенты Фурье связаны с коэффициентами полинома, которым описывается форма колебаний. Форму колебаний можно выразить, имея информацию только о том, как изменяется уровень

виброскорости в зависимости от времени вдоль известной траектории следования луча. Для восстановления более сложных форм колебаний требуется определить коэффициенты полинома более высокого порядка. Соответственно точность метода зависит от количества гармоник спектра превышающих фоновый уровень.

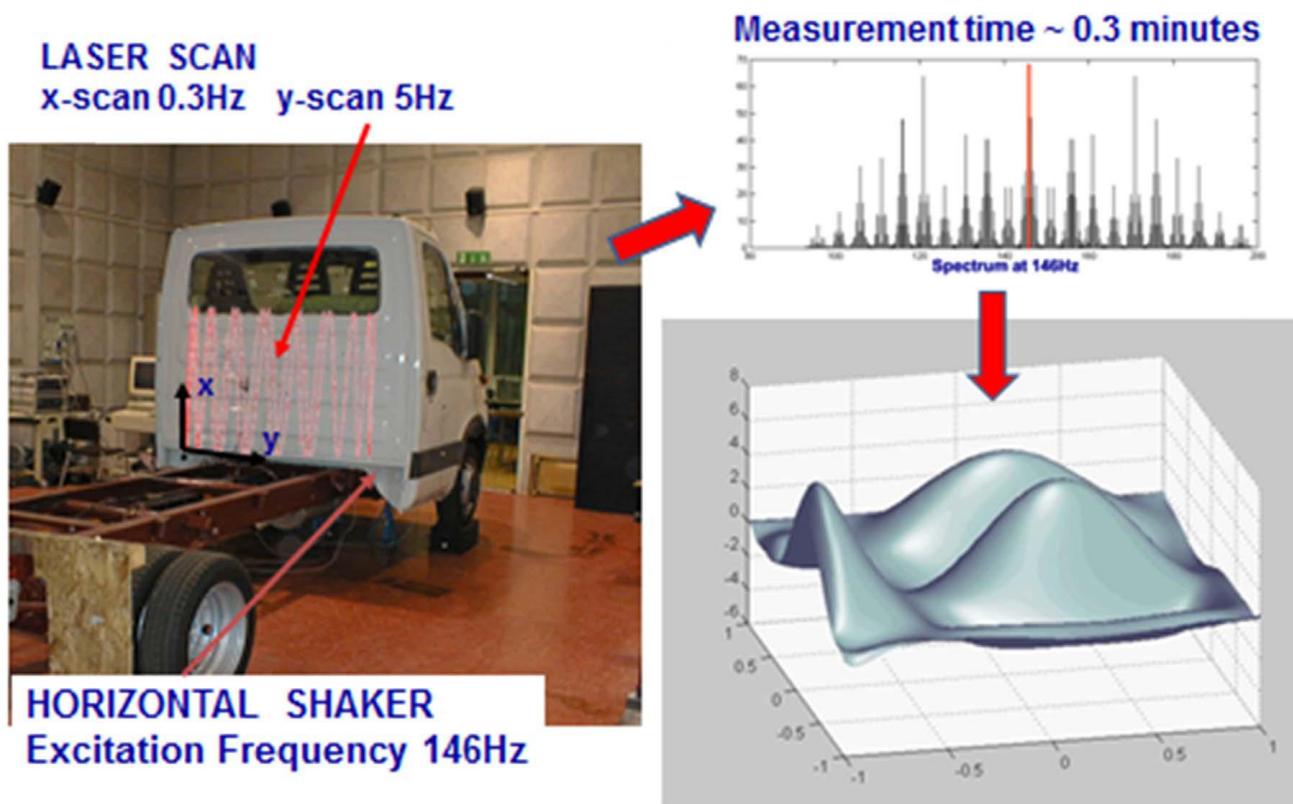


Рисунок 1.1 – Схема измерений по технике CSLDV и получившиеся результаты

Стоит отметить, что техника CSLDV имеет преимущества перед SLDV в скорости измерений, приведенная на рисунке 1.1 форма колебаний была получена менее чем за 20 секунд. Подобный метод измерений нашел себе применение в тех областях науки и техники, где надо определить форму колебаний быстро, например, при осуществлении контроля качества деталей на производстве.

Как уже ранее упоминалось одна из задач экспериментального модового анализа – верификация численных моделей. Верификация зачастую является довольно трудоемким процессом сама по себе, поэтому определенный интерес вызывают различные подходы к оптимизации этой процедуры. В данном разделе будет рассматриваться процедура автоматической доводки численной макета рамы (рисунок 1.2) по методу [13]. Суть метода заключается в приведении значений расчетных собственных частот в соответствие экспериментальным путем поиска оптимального распределения жесткости элементов численной модели. При этом форма колебания для корректируемой расчетной частоты должна быть такой же, как и у экспериментальной частоты, относительно которой производится

доводка. Особенностью метода является то, что он является автоматическим – пользователю необходимо только задать желаемые значения резонансных частот.

Для измерений использовался трехкомпонентный лазерный виброметр, измерения выполнялись со всех сторон объекта. Геометрия рамы и конечно-элементная сетка создавалась ПО Ansys 19.2. Процедура доводки осуществлялась в ПО «САТЕС» [68].

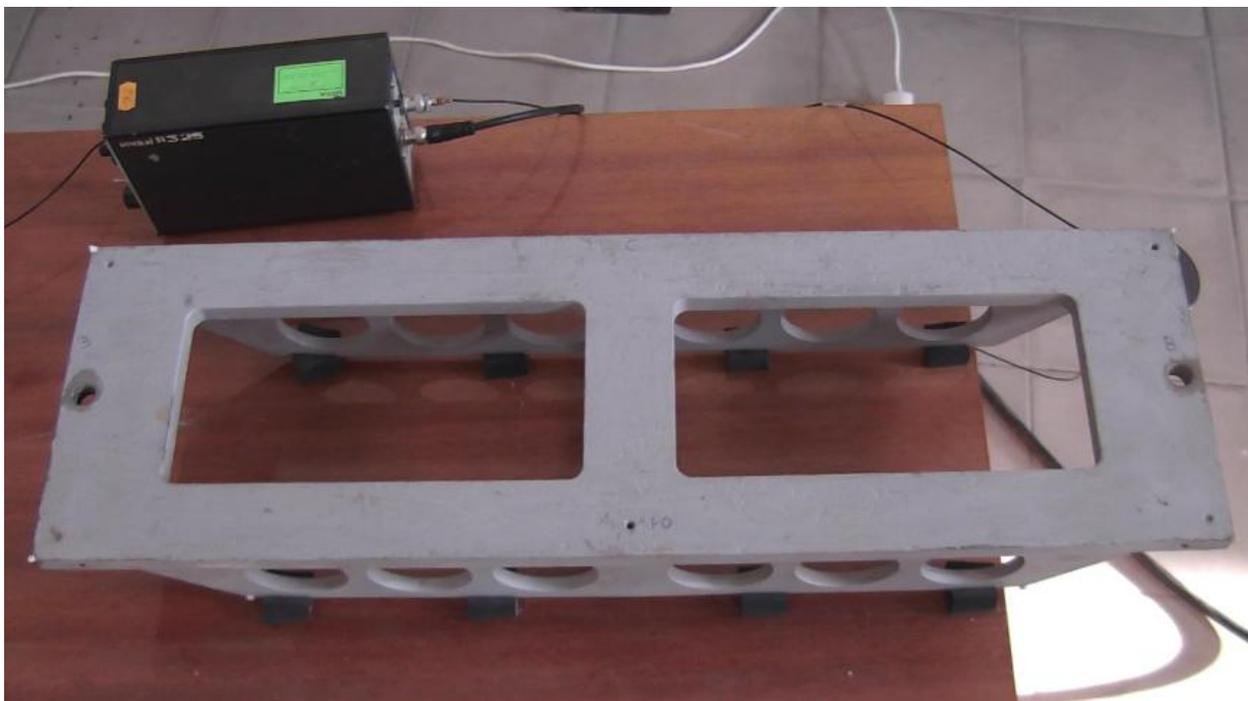


Рисунок 1.2 – Объект измерений

Рама, изображенная на рисунке 1.2, изготовлена из стали весит около 18кг и имеет сложную пространственную структуру. Для обеспечения качественной доводки такого объекта необходимо корректно определить как минимум несколько основных резонансов рамы как целого и ее составных частей.

На рисунке 1.3, в качестве примера, приведен эксперимент по определению АЧХ толстой стальной пластины массой 12кг двумя методами: с помощью лазерного виброметра и набора из 9 пьезоакселерометров общей массой 150г. Для возбуждения колебаний пластинки использовался вибратор, на который подавался шумовой сигнал в диапазоне 10...3000Гц. Графики АЧХ приведенные на рисунке 1.3 демонстрируют, что неточность в определении значений даже самых низких резонансных частот обусловленная только лишь методом измерений для данного случая может составлять 5-6%, при этом амплитуды могут различаться в разы. Поскольку исследуемая конструкция более сложная по строению (рисунок 1.2), использование бесконтактного виброметра при измерениях является обоснованным.

Для измерения вибраций рама была установлена на стол на опорах из мягкой резины. В случае, если частоты твердотельных колебаний рамы окажутся ниже частот первых изгибных

колебаний, то можно будет полагать, что граничные условия для нее близки к условиям свободного пространства.

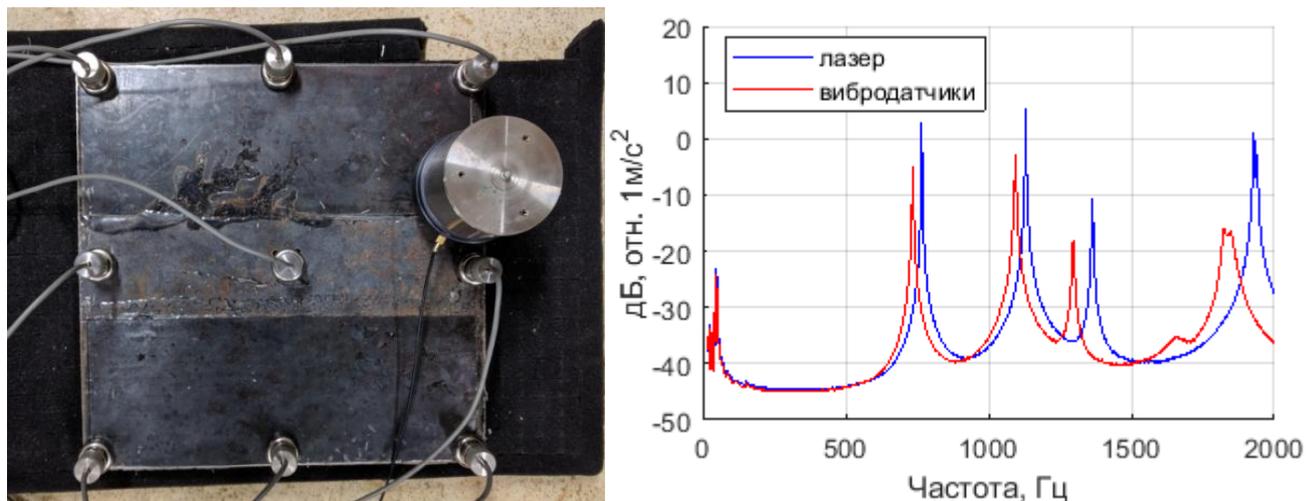


Рисунок 1.3 – Пример влияния традиционных средств измерения вибрации на АЧХ объекта

Колебания рамы возбуждались электродинамическим вибровозбудителем прикрепленным к одному из углов рамы магнитом. Каждая из мод конструкции является результатом многократного отражения распространяющихся в конструкции упругих волн от границ (краев) конструкции. Для этих волн границы рамы являются свободными. При отражении от такой границы напряжение на границе зануляется (в пренебрежении излучением в воздух), а скорость удваивается. В связи с этим на границах конструкции находятся пучности вибрационных скоростей мод. Соответственно, пучности мод, формируемых упругими волнами, распространяющимися преимущественно вдоль рамы, находятся на переднем и заднем краях рамы, а для мод, формируемых поперек рамы волнами, - на боковых краях рамы. Таким образом, углы рамы являются пучностями для большего числа мод, чем любые другие точки рамы, этим обосновывается закрепление вибровозбудителя за угол. На вибровозбудитель устанавливался пьезоакселерометр, использовавшийся для контроля уровней возбуждения и как опорная точка для сшивки измерений с разных сторон.

Измерения вибрация выполнялись по технике SLDV сканирующим трехкомпонентным лазерным виброметром в 246 точках (рисунок 1.4), что является эквивалентом использования набора из 738 однокомпонентных пьезоакселерометров. На вибровозбудитель подавался белый шум в диапазоне частот 0...3000Гц. Для каждой из точек записывалось 30 временных реализаций длительностью по 2.5 секунды, по которым в дальнейшем выполнялось усреднение спектральных характеристик. На каждую временную реализацию накладывалось окно Ханна.

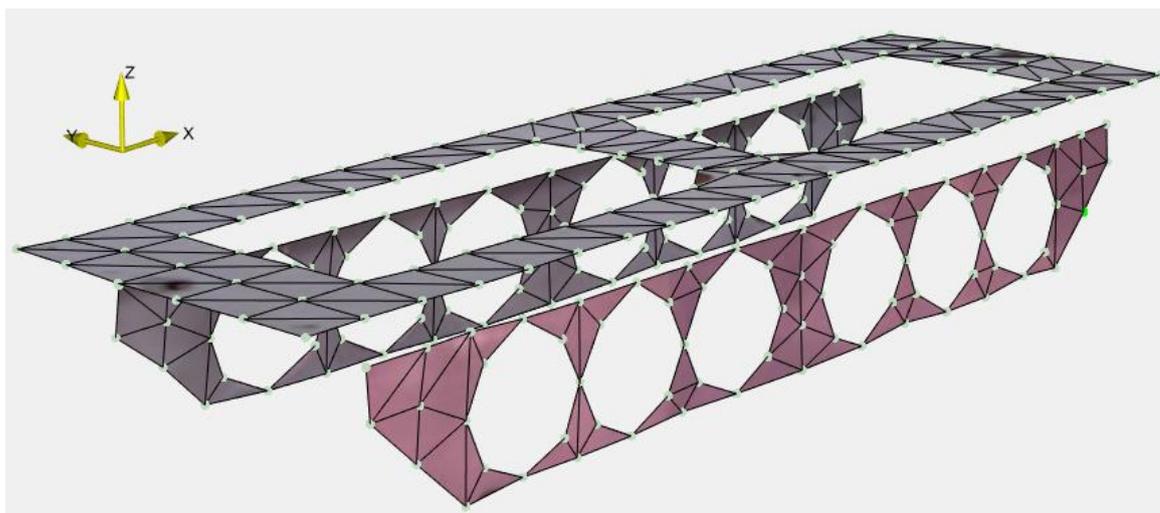


Рисунок 1.4 – Измерительная сетка

По результатам измерений были построены усредненные по всем точкам спектры (рисунок 1.5) ускорений для трех направлений (см. рисунок 1.4): X – красная кривая, Y – зеленая кривая, Z – синяя кривая. Заметно, что кривые в рассматриваемом частотном диапазоне имеют сильный резонансный характер, на резонансных частотах были построены формы колебаний.

Значение первой изгибной формы составляет 219.5Гц, что существенно выше первых твердотельных форм колебаний, находящихся в диапазоне частот 10...40Гц, что подтверждает обоснованность установки рамы на опоры из мягкой резины.

Резонансный характер имеют все три кривые, несмотря на то, что вибровозбудитель при измерениях был сориентирован вдоль оси Z, при этом на всех кривых четко прописывается большое количество резонансов, существенно превышающих уровень помехи. Заметно, что две компоненты вибраций: вдоль оси Y и Z по уровню существенно выше X-компоненты.

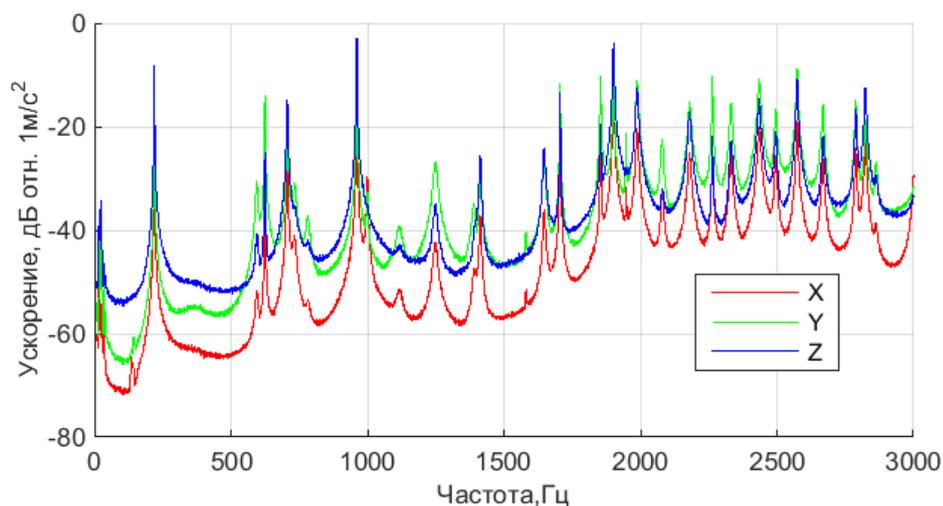


Рисунок 1.5 – Усредненные по всем точкам спектры виброускорений для трех направлений: X – красная кривая, Y – зеленая кривая, Z – синяя кривая

На Рисунок 1.6 в качестве примера приведены измеренные формы колебаний. Всего по итогам данного эксперимента удалось отобразить и разрешить более 40 форм колебаний в рассматриваемом частотном диапазоне.

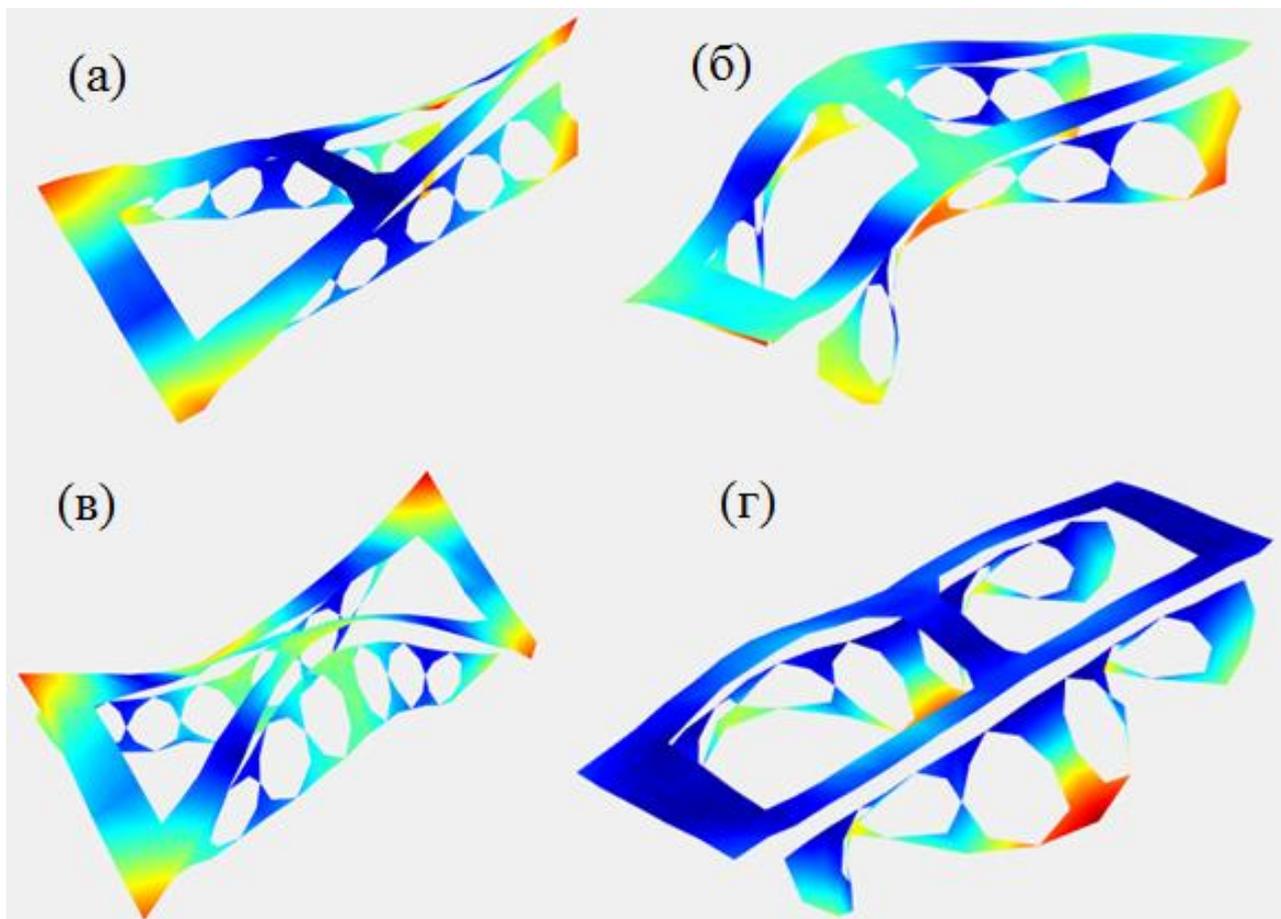


Рисунок 1.6 – Примеры измеренных форм колебаний: (а) – 219.5ГГц, (б) – 624.6ГГц, (в) – 957ГГц, (г) – 1853ГГц

С целью сопоставления результатов эксперимента и расчета было выполнено сравнение АЧХ. Для этого КЭМ, построенная в ПО «Ansys 19.2» была загружена в ПО «САТЕС». Для рамы был выполнен вынужденный анализ, сила прикладывалась в том же месте, что и в эксперименте. Вибрационные отклики были записаны для набора точек, в том разделе будут приведены отклики для точек, отмеченных на рисунок 1.7 для двух направлений: вдоль осей  $Y$  и  $Z$ .

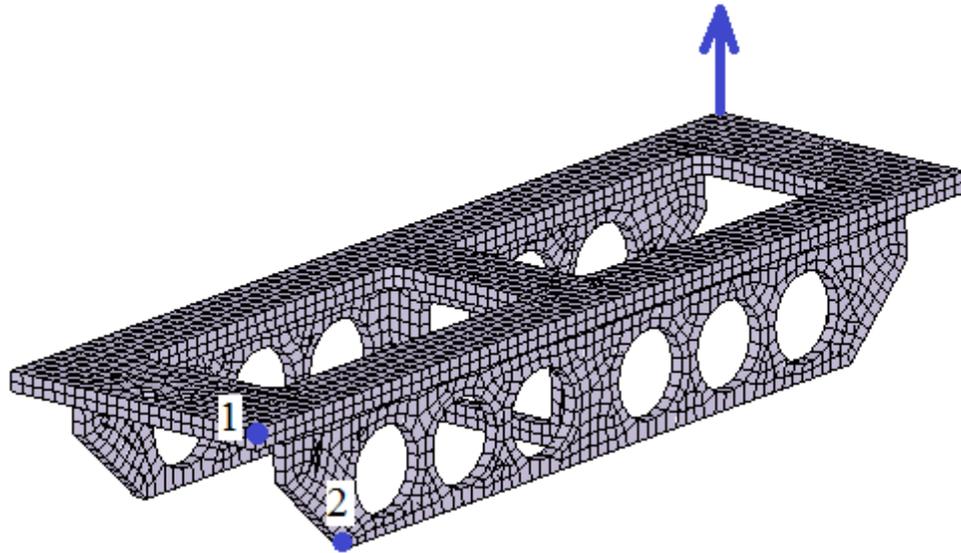


Рисунок 1.7 – КЭМ рамы с изображенными на ней точками регистрации откликов и точкой приложения силы

Всего было найдено более 30 пар форм совпадающих в расчете и эксперименте форм колебаний. В таблице 1.1 приведены значения некоторых и разница в процентах между ними. Стоит еще раз отметить, что для подобного объекта измерений идентифицировать такое количество экспериментальных форм колебаний каким-либо другим способом без оказания серьезного влияния на результат измерений крайне проблематично. Так, в примере, приведенном на рисунке 1.3, значения частот сдвигаются на 5-6% при использовании вибродатчиков для измерений. В таком случае неточность, обусловленная применяемым методом измерений, может оказаться больше, чем неточность численной модели относительно эксперимента.

Таблица 1.1 – Сравнение значений расчетных и экспериментальных резонансов

$f_{num}$ , Гц	199.9	603.9	761.5	968.2	1083	1218.9	1375	1607	2220	2707	2935
$f_{exp}$ , Гц	219.5	624.6	781.6	998	1114	1248	1414	1647	2263	2827	3003
$\Delta$ , %	9	3.4	2.6	3	2.8	2.4	2.8	2.5	1.9	4.4	2.3

На рисунке 1.8 приведены частотно-зависимые коэффициенты сила-виброускорение для точек 1 и 2. Для точки 1 коэффициент передачи построен для Z-компоненты ускорения, для точки 2 коэффициент передачи построен для Y-компоненты ускорения. Заметно некоторое

расхождение расчетных и экспериментальных кривых обусловлено несовпадением резонансов и разницей в добротности численной модели и измеряемого объекта.

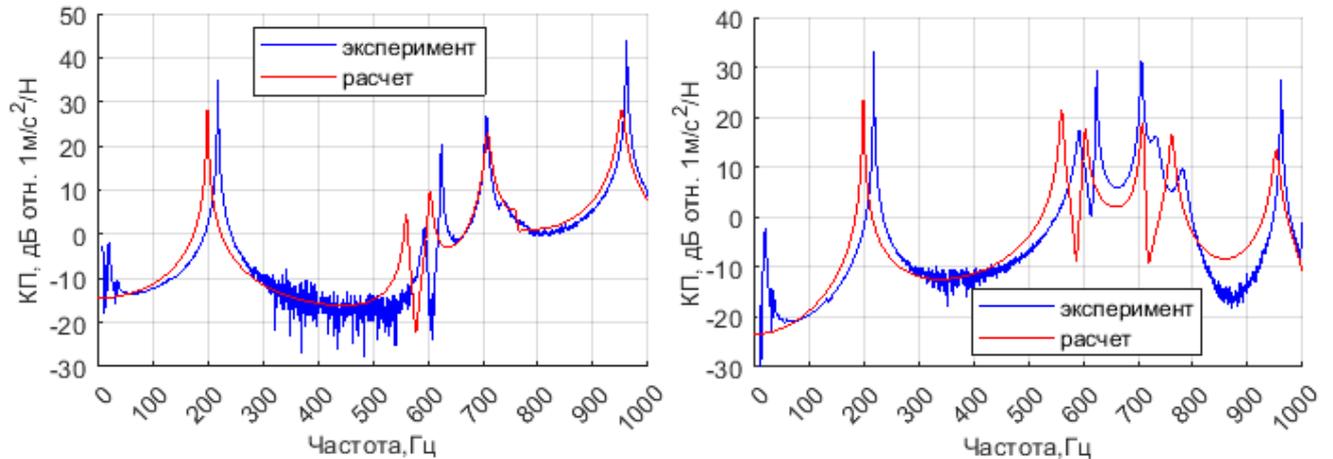


Рисунок 1.8 – Коэффициенты сила-виброускорение в направлении Z для точки 1 (картинка слева) и для точки 2 в направлении Y (картинка справа)

Для численной модели были выполнена процедура доводки. Помимо корректировки по собственным частотам у численной модели была вдвое увеличена добротность. Результаты доводки представлены на рисунках 1.9-1.10. На рисунке 1.9 представлены графики коэффициентов передачи сила-виброускорение для эксперимента (синяя кривая), базового расчета (красная кривая) и доведенной модели (зеленая кривая). Визуально заметно, что кривые АЧХ стали лучше совпадать для обеих точек и для обоих направлений вибраций.

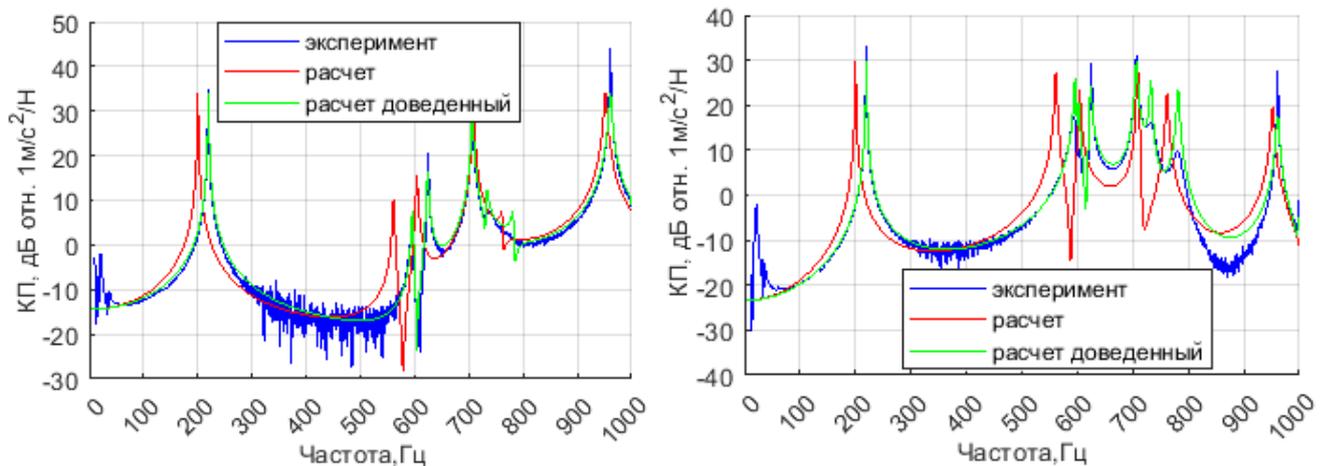


Рисунок 1.9 – Сравнение результатов расчетов доведенной и недоконченной модели с измерениями для точки 1 в направлении Z (картинка слева) и для точки 2 в направлении Y (картинка справа)

Для количественной оценки точности базовой и доведенной численных моделей были вычислены третьоктавные спектры АЧХ для кривых, приведенных на рисунке 1.9, верхний график – точка 1, нижний график точка 2. Разность расчетных и экспериментальных

третьоктавных спектров будем считать точностью моделирования (рисунок 1.10), синяя кривая характеризует отличие базовой недоведенной модели от эксперимента, красная кривая – доведенной. Сильная разница в самом низком частотном диапазоне – до 50Гц обусловлена наличием колебаний рамы на резиновых опорах в эксперименте (см. рисунок 1.2) в этом диапазоне. В расчете же рама находится в свободном пространстве, поэтому моды колебаний, связанные упругостью опор отсутствуют.

Если не брать в расчет самые низкие частоты, то для базовой (недоведенной) модели наибольшие отличия находятся в диапазоне частот, содержащем первые изгибные и крутильные формы колебаний для направлений Y и Z. Заметно, что после выполнения доводки разница уменьшилась практически во всем частотном диапазоне как для точки 1 так и для точки 2.

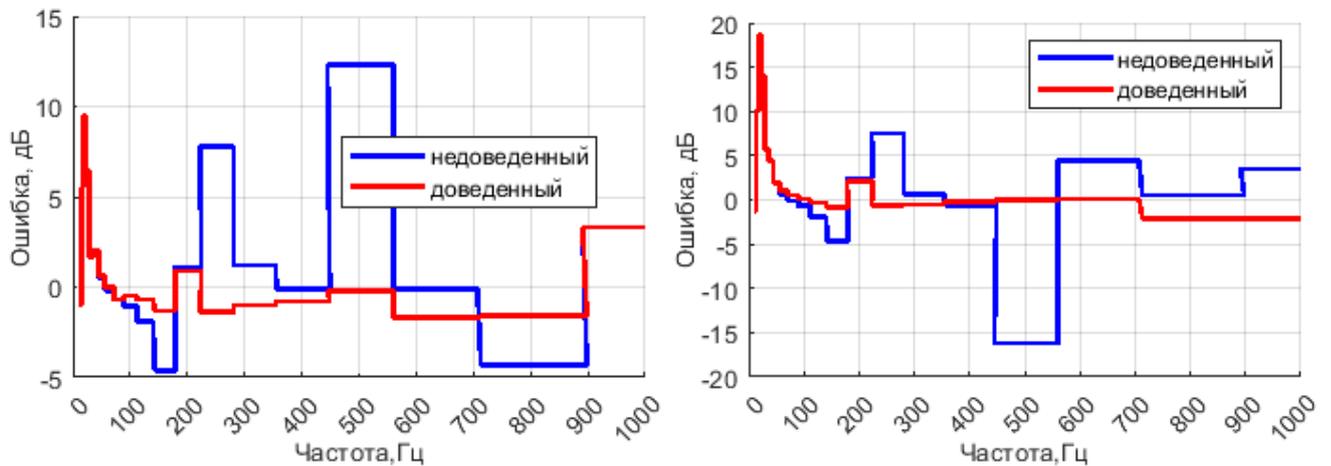


Рисунок 1.10 – Оценка точности недоведенной (синяя кривая) и доведенной (красная кривая) численных моделей для точки 1 в направлении Z (картинка слева) и для точки 2 в направлении Y (картинка справа)

На рисунке 1.11 приведены результаты работы алгоритма, представленные в виде изменения модуля каждого элемента КЭМ. Здесь синий цвет соответствует уменьшению значения модуля Юнга относительно базовой модели в 2.6 раз, желтый цвет – увеличение в 2.6 раза, зеленый цвет – модуль Юнга остался без изменений.

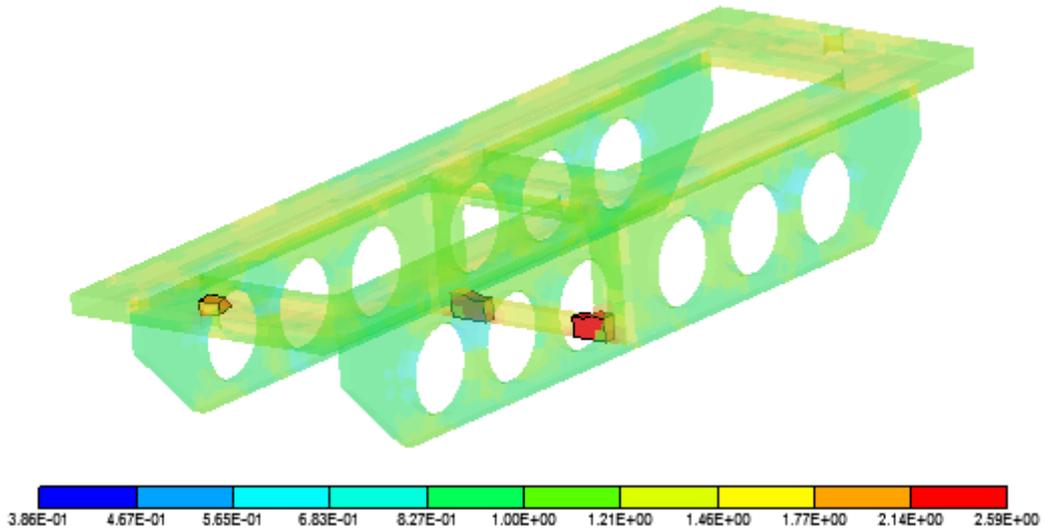


Рисунок 1.11 – Изменение распределения модуля Юнга относительно базовой (недоведенной) модели

Качество базовой (недоведенной) модели уже было неплохим – почти во всем частотном диапазоне несоответствие значений расчетных и экспериментальных мод составляло не более 3% (таблица 1.1). Интерес представляет случай доводки модели с существенным дефектом, увеличивающим расхождение значений мод гораздо больше. На рисунке 1.12 изображена численная модель той же самой рамы с искусственно внесенным дефектом – у элементов, выделенным красным цветом модуль упругости снижен в 10 раз, с  $2 \cdot 10^{11}$  Па до  $2 \cdot 10^{10}$  Па.

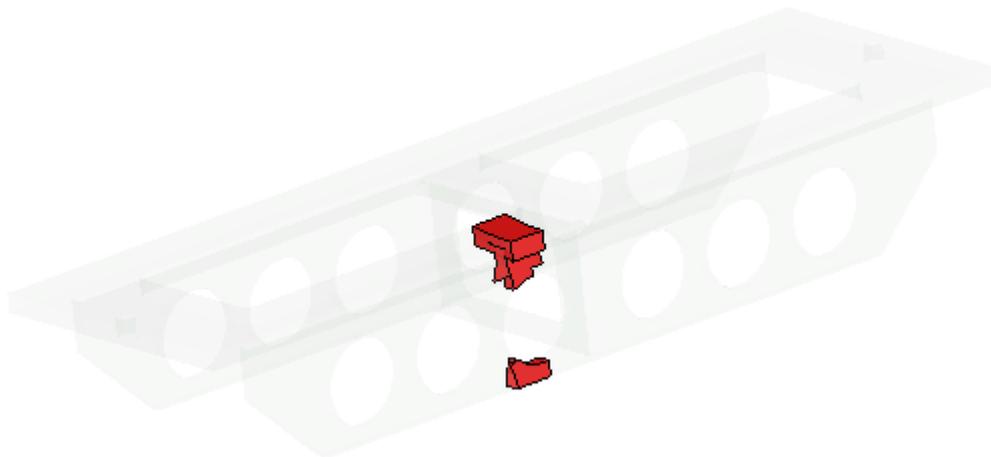


Рисунок 1.12 – КЭМ рамы, красным цветом выделены элементы с внесенным дефектом – уменьшенным в 10 раз модулем упругости

Для новой модели была сформирована таблица 1.2 аналогичная таблице 1.1, где приведены расхождения значений частот в расчете и в эксперименте для одинаковых форм

колебаний. Заметно большее, по сравнению с вариантом модели без дефекта, различие в значениях частот.

Таблица 1.2 – Сравнение значений расчетных и экспериментальных резонансов

$f_{num}$ , Гц	195	531	550	638	695	750	877	936	1059
$f_{exp}$ , Гц	219.5	596	624.6	706.6	732.4	781.6	961	998	1118
$\Delta$ , %	12.3	12.2	13.6	10.8	5.4	4.1	9.6	6.6	5.6

Для модели с дефектом была выполнена процедура доводки по экспериментальным данным. На рисунке 1.13 представлены графики аналогичные графикам с рисунка 1.9. Несмотря на существенно большее влияние дефекта на АЧХ модели, алгоритм доводки способен изменить ее характеристики таким образом, что результаты расчета начинают совпадать с результатами эксперимента, как будто никакого дефекта и не было. Причем положительный эффект наблюдается для разных точек и разных компонент ускорения.

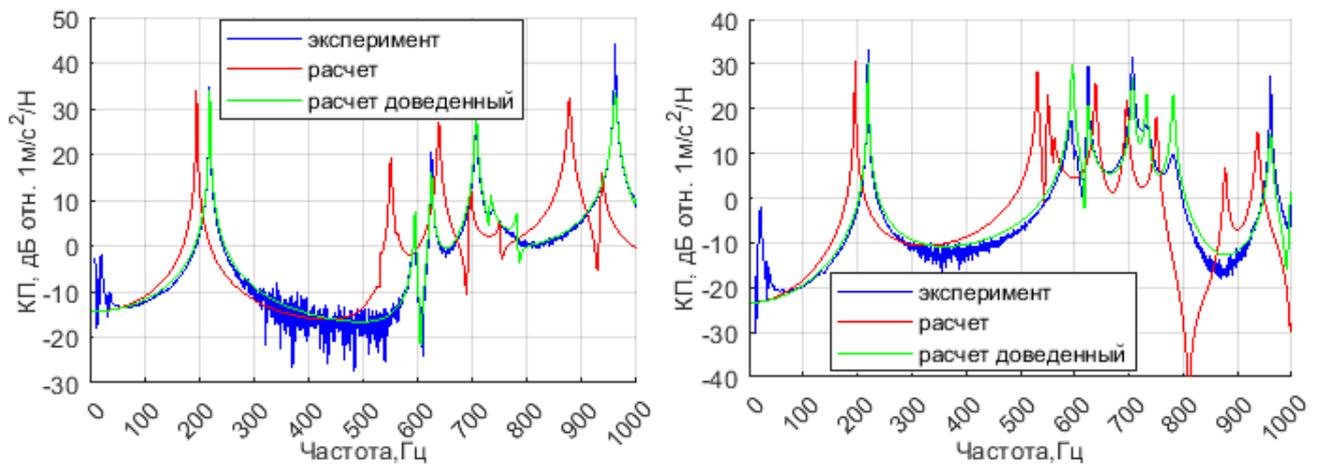


Рисунок 1.13 – Сравнение результатов расчетов доведенной и недоведенной модели с измерениями для точки 1 в направлении Z (верхняя картинка) и для точки 2 в направлении Y (нижняя картинка)

Для модели с дефектом на рисунке 2.14 приводятся графики оценки точности численного моделирования, построенные по аналогии с графиками, представленными на рисунке 1.10. Здесь, также как и на рисунке 1.10, для разных точек и для базового и доведенного вариантов видна разница расчета и эксперимента в диапазоне частот ниже 50. Эта разница обусловлена частотой амортизации рамы, которая при измерениях стояла на резиновых

проставках, а в расчете рама находилась в свободном пространстве. В целом же заметно, что после выполнения доводки по всех остальных третьоктавных полосах разница результатов численного моделирования и измерений существенно уменьшилась до 2-3дБ.

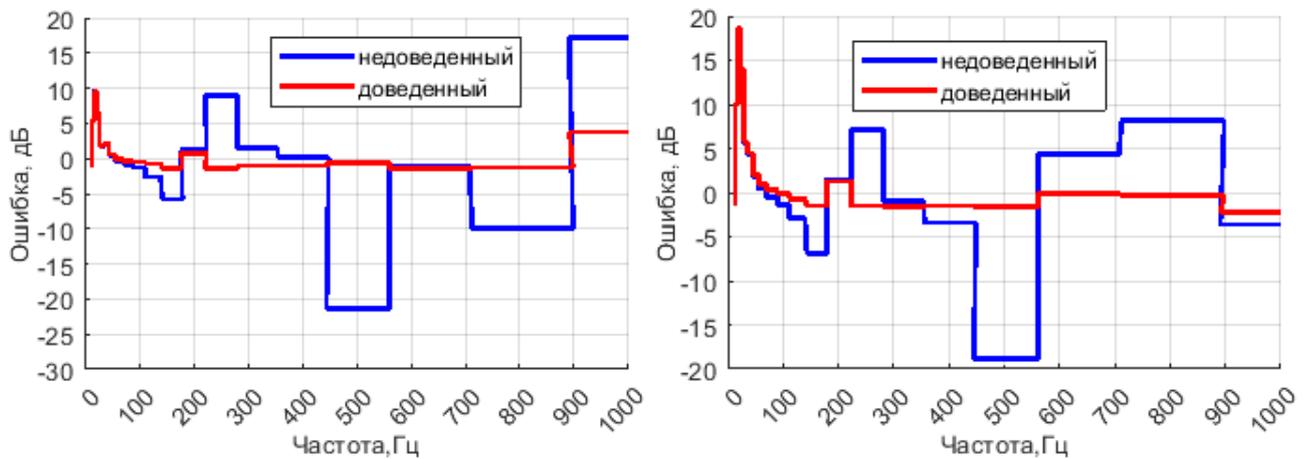


Рисунок 1.14 – Оценка точности недотунной (синяя кривая) и дотунной (красная кривая) численных моделей с дефектом для точки 1 в направлении Z (картинка слева) и для точки 2 в направлении Y (картинка справа)

На рисунке 1.15 приведены результаты работы алгоритма, представленные в виде изменения модуля каждого элемента КЭМ. Здесь синий цвет соответствует уменьшению значения модуля Юнга относительно базовой модели в 6.5 раз, желтый цвет – увеличение в 6.5 раза, зеленый цвет – модуль Юнга остался без изменений.

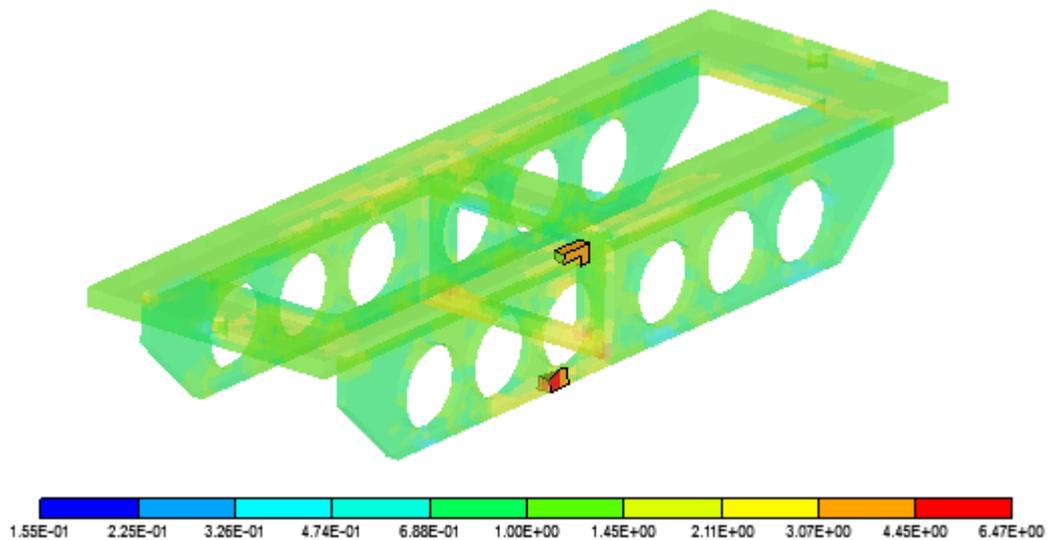


Рисунок 1.15 – Изменение распределения модуля Юнга относительно базовой (недотунной) модели с дефектом

Из-за искусственного уменьшения модуля упругости у численной модели значения мод были занижены относительно эксперимента и модели без дефекта. Алгоритм доводки подобрал

новое распределения жесткостей, в котором наибольшее изменение затронуло как раз те элементы, у которых жесткость была снижена (выделены на рисунке 1.15).

Таким образом, в данном разделе продемонстрировано как возможности, предоставляемые лазерной виброметрией в совокупности с алгоритмом автоматической доводки по резонансным частотам, могут быть использованы для корректировки вибрационных характеристик численных моделей. Особенно можно отметить, что подобная процедура доводки особенно хорошо подходит для объектов, чьи динамические характеристики могут быть достаточно сильно изменены традиционными средствами измерения вибраций.

## 1.2 Использование численного моделирования и бесконтактного измерения вибраций для поиска механических дефектов конструкций

Лазерная доплеровская виброметрия зарекомендовала себя как эффективное средство локализации дефектов. Возможность измерять вибрации тел бесконтактно в совокупности плотной измерительной сеткой является важным преимуществом перед другими техниками поиска дефектов. Особенно важными эти преимущества становятся при работе легкими структурами. В результате многолетнего опыта работы с лазерными виброметрами было разработано много методов дефектоскопии.

Один из методов поиска дефектов с использованием лазерного виброметра описан в работе [14], который можно назвать методом передаточных функций. В этой работе поиск дефекта осуществлялся для композитной лопасти турбины.

Для выполнения измерений лопасть турбины подвешивалась на мягких тросах для имитации условий свободного пространства. Измерения вибраций выполнялись в 21 точке. Дефект лопасти имитировался с помощью груза прикрепленного к лопасти. Колебания лопасти возбуждались с помощью пьезоэлектрической пластинки в диапазоне 100...500Гц.

По результатам измерений для каждой точки строились передаточные функции в соседние точки по формуле:

$$T_{rs} = \frac{h_{r0}}{h_{s0}} = \frac{V_r / f_0}{V_s / f_0} \quad (1.1)$$

где  $r, s$  – индексы точек,  $V_r$  – скорость в точке  $r$ ,  $V_s$  – скорость в точке  $s$ . Передаточные функции используются для определения, так называемого, индикатора наличия повреждения:

$$d_{rs} = \frac{\int_{f_1}^{f_2} (T_{rs}^h - T_{rs}^d) df}{\int_{f_1}^{f_2} T_{rs}^h df} \quad (1.2)$$

где  $f_1$  и  $f_2$  – нижняя и верхняя границы частотного диапазона измерений,  $T_{rs}^h$  – передаточная функция из точки  $r$  в точку  $s$  для неповрежденной лопасти,  $T_{rs}^d$  – передаточная функция из точки  $r$  в точку  $s$  для поврежденной лопасти. Чем больше значение идентификатора между какими-то точками, тем выше вероятность, что дефект находится между ними.

На рисунке 1.16 приведены результаты поиска дефекта по методу передаточных функций. Рисунок 1.16(a) показывает, что значение идентификатор между точками 2 и 3 принимает наибольшее значение, как раз в этом месте и находился дополнительная масса – имитатор дефекта. На рисунке 1.16(б) приведено сравнение передаточных функций между точкой 2 и 3 с дефектом и без дефекта.

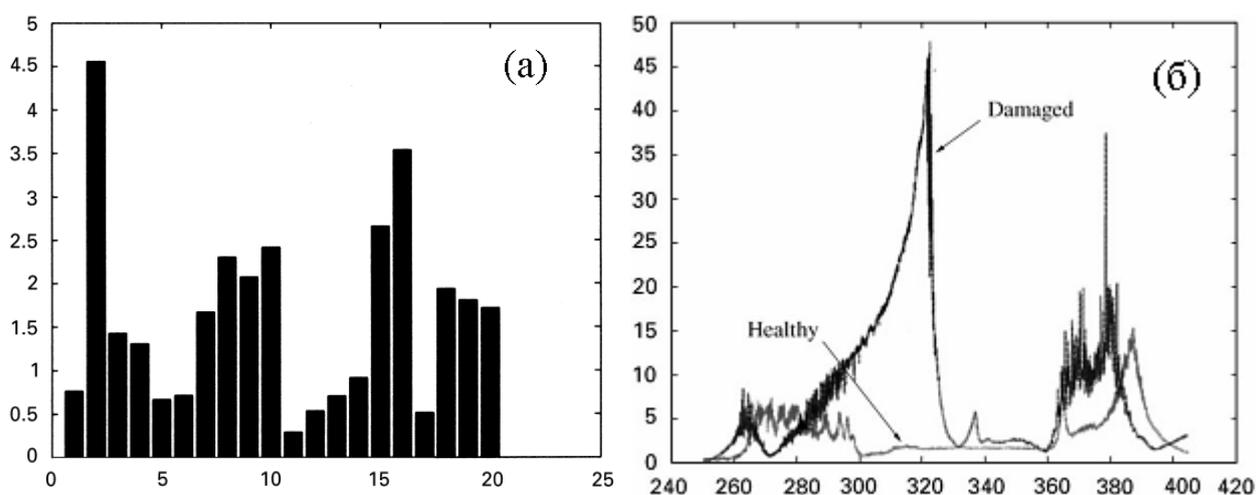


Рисунок 1.16 – Значения идентификатора наличия дефекта – (а), сравнение передаточных функций между точкой 2 и 3 для лопасти с повреждением и без него – (б)

Заметно, что высокий уровень имеет также идентификаторы для других точек, что может в теории привести к ложной локализации дефекта. Авторы объясняют такой результат недостаточно низким уровнем помехи в нерезонансных и антирезонансных областях спектров колебаний. Также они утверждают, что более частая сетка могла улучшить результат локализации.

Другой метод относится не к локализации дефекта, а к определению самого факта наличия дефекта. В его основе лежит сравнение частотных откликов или/и форм колебаний, измеренных на неповрежденном объекте (эталонной измерение), с измерениями, выполненными на потенциально поврежденном объекте. В работах [14-15] описан опыт применения подобного метода. Такой метод может быть использован, например, для контроля качества при массовом производстве каких-либо деталей, где важно быстро определять факт наличия брака, и не так важно выяснять в каком же именно месте находится дефект. В работе

[15] проводится апробация данного метода, с учетом измерений по технологии CSLDV, что существенно ускоряет определение форм колебаний.

Еще один подход к поиску дефектов основан на анализе распространения волн Лэмба. Данный подход примечателен тем, что позволяет обнаруживать, в том числе и скрытые в толще материала дефекты. При использовании такого метода дефекты определяются по возмущению поля скорости. В [18] описывается эксперимент по поиску дефекта на примере пластины из композитного материала. Выполнялось два измерения для поврежденной и неповрежденной пластины. Повреждения вносились путем удара по пластине молотком (рисунок 1.17 – картинка слева) в результате чего на пластинке остался след площадью 12 квадратных миллиметров и глубиной 0.05 миллиметра. В обоих случаях колебания пластины возбуждались наклеенной на нее пьезопластинкой, сигнал возбуждения – импульсный с частотой заполнения 50кГц.

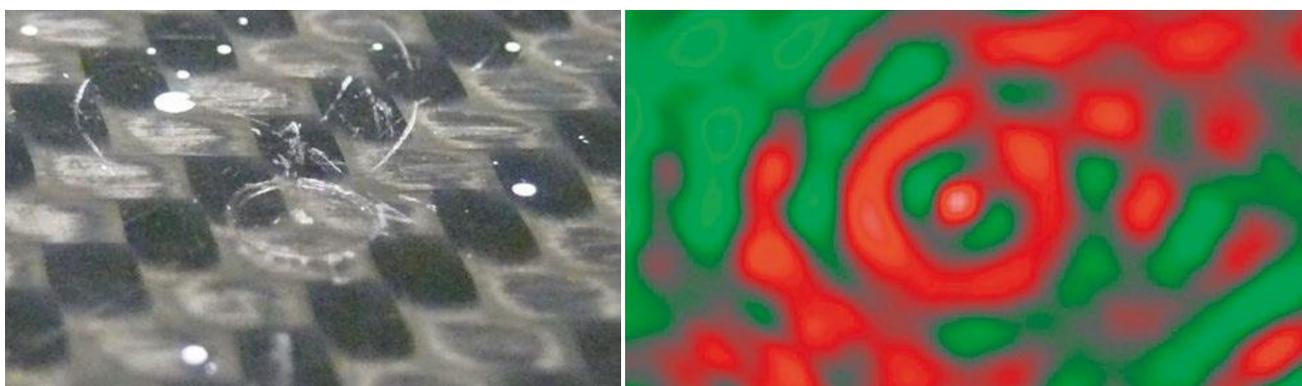


Рисунок 1.17 – Поверхность, по которой наносился удар (картинка слева) и след от удара (картинка справа)

На рисунке 1.17 (картинка справа) представлены результаты измерений в виде поля компоненты скорости перпендикулярной к пластине. На картинке справа заметно, что возмущение поля скорости соответствует месту удара молотка. В данной работе предполагается использовать для локализации дефекта лазерные измерения вибрации совместно с ранее описанным методом доводки вибрационных характеристик по резонансным частотам. Было показано, что при осуществлении процедуры доводки численной модели неповрежденного объекта, по результатам измерений объекта с дефектом, алгоритм доводки способен локализовать место повреждения.

Описывается процедура поиска дефекта в турбинной лопатке массой около 0.8кг, в которую был внесен искусственный дефект – пропилен на электроэрозионном станке длиной около 10 мм и шириной в микроны (рисунок 1.19(а)). Были выполнены измерения форм колебаний лопатки при ее искусственном возбуждении вибровозбудителем (рисунок 1.18). Измерения проводились для поврежденной и неповрежденной лопатки, источник вибрации

работал в частотном диапазоне 100...10000Гц, сигнал возбуждения – полосовой шум. Колебания лопатки измерялись в наборе из 45 точек – рисунок 1.15(б) и рисунок 1.15(в).

Важным обстоятельством выполнения подобных измерений являлось неизменность граничных условий, особенно точки приложения силы к лопатке от искусственного источника. Для обеспечения неизменности точки приложения силы подвижную часть вибровозбудителя закручивалась шпилька, другой конец которой плотно вставлялся в отверстие в основании лопатки (рисунок 1.18).

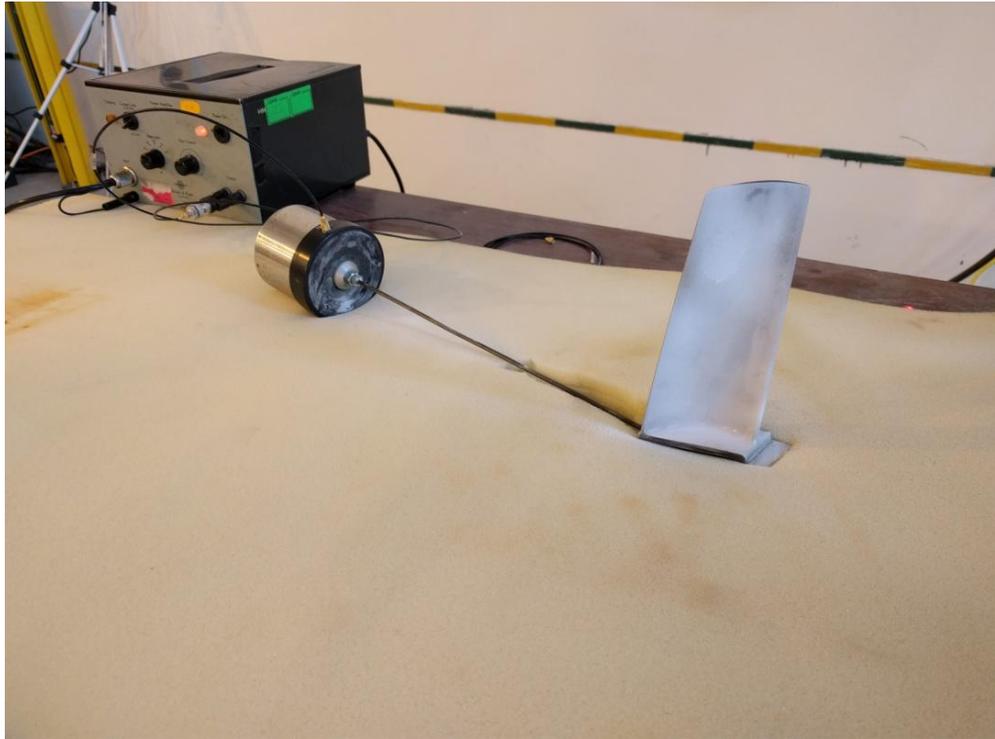


Рисунок 1.18 – Схема эксперимента

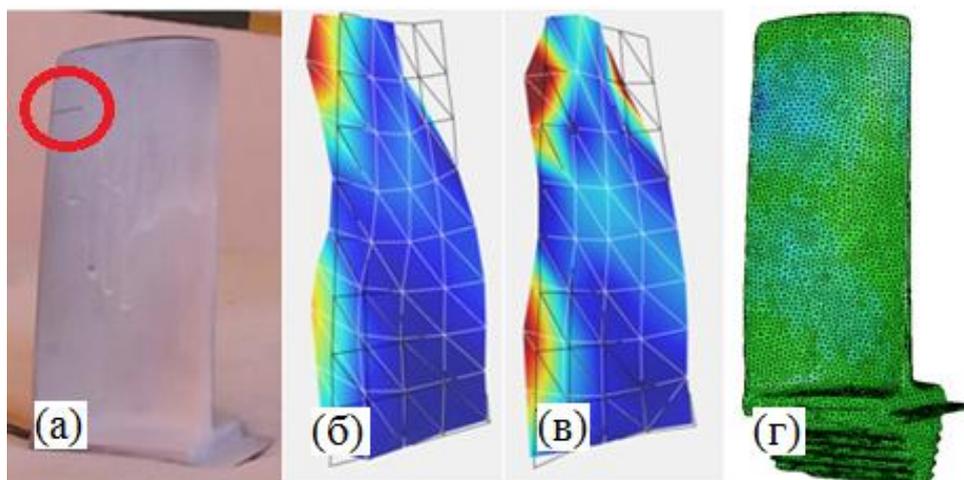


Рисунок 1.19 – Поиск дефектов лопатки турбины: (а) – лопатка с дефектом, (б) – форма колебаний неповрежденной лопатки на частоте 6524 Гц, (в) – форма колебаний поврежденной лопатки на частоте 6086 Гц, (г) – результат работы алгоритма корректировки (темным выделены элементы, у которых уменьшается жесткость для соответствия измерениям)

Значения собственных частот поврежденной лопатки уменьшились по сравнению с неповрежденной лопаткой (рисунок 1.20): с ростом частоты заметны и изменения форм колебаний, особенно в районе поврежденной кромки (можно сравнить рисунки 1.19(б),(в) измеренные для частоты 6 кГц). Однако в явном виде размеры дефекта и его расположение по формам колебаний определить невозможно.

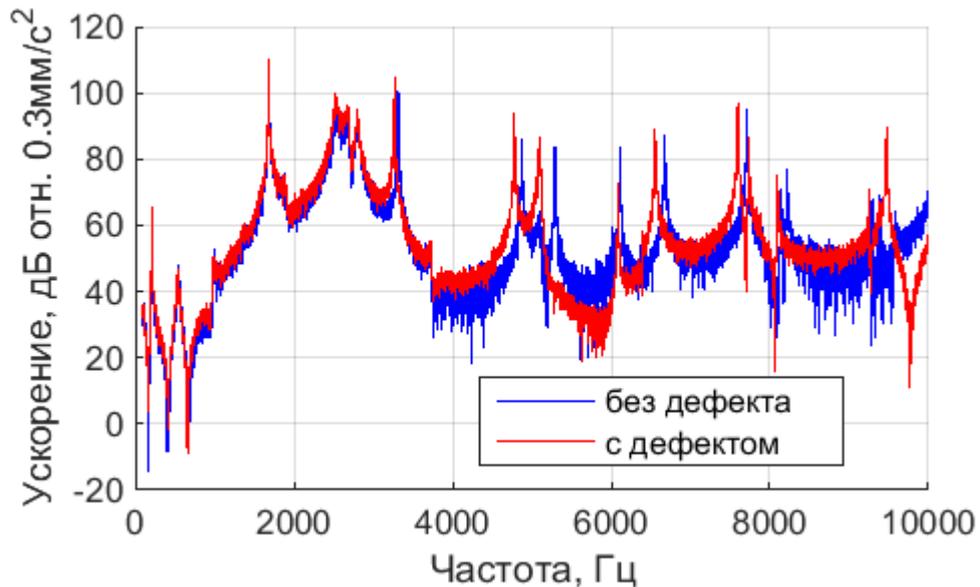


Рисунок 1.20 – Сравнение спектров виброускорений в точке в углу лопатки при наличии и отсутствии дефекта

Для поиска дефекта была построена КЭМ лопатки, состоящая из примерно 80 тысяч элементов. В процессе корректировки КЭМ по алгоритму [13] расчетным значениям собственных частот ставились в соответствие экспериментальные для лопатки с дефектом. Без прямого измерения форм колебаний такое сопоставление невозможно. В результате работы алгоритм определил элементы КЭМ, у которых должна быть понижена жесткость для того, чтобы результаты расчета совпали с экспериментом на поврежденной лопатке (рисунок 1.19(г)). Расположение этих элементов хорошо совпадают с местом и размерам дефекта (сравните рисунок 1.19(а) и (г)). Обеспечить необходимую точность и повторяемость эксперимента контактными измерениями практически невозможно.

### 1.3 Заключение по главе

В главе приведены результаты разработки методологии совместного использования бесконтактных измерений вибраций и численного моделирования. Описанные в главе методы позволяют повысить эффективность расчетно-экспериментального прогнозирования виброакустических процессов за счет построения достоверных численных моделей. При этом

решены задачи корректировки спектральных характеристик численных моделей компактных объектов и локализации дефектов различных технических систем.

В разделе 1.1 главы описана процедура автоматической корректировки параметров численной модели по результатам бесконтактных измерений вибрации. Продемонстрировано улучшение соответствия расчетных и экспериментальных данных представленных в виде частотно-зависимых откликов на единичную силу. Показано уменьшение разницы уровней в третьоктавах практически для всех полос для расчетной модели после выполнения доводки для разных точек и разных направлений вибрации. Отмечается, что подобная процедура корректировки с использованием лазерного виброметра для измерений, особенно подходит для модификации моделей относительно небольших и легких объектов, динамические характеристики которых могут быть изменены набором вибродатчиков на величину превышающую погрешность самой модели.

В разделе 1.2 приводится описание метода локализации дефекта, который является следствием из описанной в разделе 1.1 процедуры корректировки спектральных характеристик. На примере выполнения процедуры корректировки численной модели небольшой турбинной лопатки показано, что при использовании данных полученных с поврежденной лопатки, алгоритм корректировки будет изменять модуль упругости элементов, находящихся вблизи дефекта. Подобную процедуру для небольших объектов можно выполнить, используя только бесконтактные методы измерения вибраций.

## **Глава 2. Исследование гидродинамического шума с использованием лазерной виброметрии**

Тело обтекаемое турбулентным потоком может являться источником сильных вибраций и шума. Высокий уровень шума может являться признаком неисправности или критического износа узлов различных машин, причиной несоответствия экологическим и акустическим нормам. Рост уровня акустического шума может произойти в случае совпадения частоты срыва вихрей и частоты упругого резонанса обтекаемого тела. Поэтому прогнозирование акустического излучения упругих тел в потоке является важной задачей в науке и технике. Такая задача требует взаимодействия численных и экспериментальных методов исследования. Численные методы должны обеспечивать расчет искомых полей в самосогласованной постановке – без разделения задачи на гидродинамическую и виброакустическую.

При выполнении измерений важно не допустить искажения регистрируемых величин, поэтому особое внимание стоит уделить бесконтактным методам исследования. В диссертации демонстрируются возможности лазерной доплеровской виброметрии, используемые для исследования акустического поля упругой конструкции в турбулентном потоке. В разделе 2.1 на примере обтекания профиля лопасти винта на проточном стенде экспериментально демонстрируется прямая связь между структурными резонансами и максимумами поля давления. В разделе 2.2 описывается методология, включающая в себя бесконтактные лазерные измерения вибрации, позволяющая смоделировать связанные с упругими резонансами особенности акустического поля тела в турбулентном потоке, в условиях реального водоема. В разделе 2.3 обсуждается достижимая точность измерений вибраций, вызванных действием турбулентного потока. Также в этом разделе приводятся результаты перекрестных измерений виброакустических характеристик упругого тела в потоке для случая возникновения автоколебаний и вынужденных колебаний. Полученные результаты обладают высокой степенью достоверности и могут быть использованы для верификации численных расчетов в самосогласованной гидродинамической и вибрационной постановке.

### **2.1 Исследование взаимосвязи между вибрационными и акустическими резонансами упругого тела в турбулентном потоке**

Для того чтобы однозначно установить, что упругие резонансы конструкции могут быть причиной возникновения максимумов в поле давления необходимо их измерить и, затем, выявить соответствующие максимумы в акустическом поле. В идеальном случае такие

эксперименты выполняются в натуральных условиях в водоемах, границы которых находятся достаточно далеко от исследуемого объекта. Однако такой вариант может быть недоступен из-за большой сложности выполнения таких измерений.

Вместо этого исследования можно проводить с использованием небольших масштабных моделей в относительно неглубоких водоемах или в лабораторных условиях. Такой подход обладает как преимуществами, так и недостатками. Главным преимуществом масштабного моделирования является меньшее количество ресурсов, требуемых для проведения исследований. С другой стороны, теряется возможность количественной оценки акустического поля, но, тем не менее, можно воспроизвести его качественные особенности, такие как наличие структурных резонансов. В ходе исследований необходимо устанавливать соответствие между упругими резонансами тела и максимумами акустического поля, для этого необходимо эти резонансы измерить. Применение подводных водонепроницаемых вибродатчиков мало того, что технически усложняет измерения, так еще и может исказить резонансы измеряемого объекта. Альтернативой использованию вибродатчиков может быть лазерная виброметрия.

Подобные совместные измерения акустики и вибраций, возбуждаемых потоком, актуальны при исследовании гребных винтов и подводных крыльев. Немало работ посвящено измерению вибраций винтов (в том числе, и вращающихся [26-27]), и лопастей в лабораторных условиях в воде с помощью лазерного виброметра [23-25]. Однако ни в одной из этих работ не проводятся совместные исследования и вибрационного и акустического поля. В работе [22] проводятся такие измерения с профилем лопасти в кавитационной трубе, но при этом вибрация регистрируется всего одним вибродатчиком, к тому же расположенном не на самом профиле, а на его штоке. Соответственно возможность однозначного сопоставления максимумов вибрации и акустического поля, как минимум, не освещена достаточно подробно.

Описанную задачу можно решать и с помощью численных методов. Однако большинство работ по этому направлению посвящено анализу жесткого тела в потоке жидкости [69-71]. В этих работах исследуется часть механизмов из приведенного выше списка обязательных составляющих шума, либо определяются интегральные характеристики поля. В статье [28] описываются подходы к прогнозированию поля винта численными методами, в том числе, и для задачи об излучении вращающейся лопастью на собственных частотах в упругой постановке. Однако в этой статье не приводится сопоставление с экспериментальными результатами, что является важным фактором при обосновании достоверности совмещенных гидродинамических и акустических расчетов.

В диссертации приводятся результаты эксперимента, в ходе которого измерялись вибрации и акустическое поле профиля лопасти винта (рисунок 2.1), обтекаемой турбулентным потоком на проливном стенде. В результате демонстрируется взаимосвязь максимумов в

вибрационном и акустическом поле, возбуждаемых потоком на упругих резонансах профиля. Полученные данные используются, в том числе для развития методов численного моделирования схожих задач.



Рисунок 2.1 – Исследуемый профиль лопасти

Измерения выполнялись на проливном стенде, состоящем из нескольких частей: проточной части, напорной бочки и сливной бочки (рисунок 2.2). Все части соединены между собой гибкими шлангами. Проточная часть (рисунок 2.3) разделена по высоте на две половины (рисунок 2.2): верхняя половина – проточный канал, в котором и размещался исследуемый профиль, нижняя часть антенный канал – в нем располагалась трехэлементная гидроакустическая антенна, предназначенная для регистрации акустического поля, расстояние между гидрофонами 1м. Обе половины проточной части отделялись друг от друга звукопрозрачными капролоновыми пластинами. Проточный канал имеет прямоугольное сечение с размерами 100x140мм (высота x ширина). Проточный и антенный канал сообщаются друг с другом через небольшие щели по краям капролоновых пластин. Антенна закрепляется в измерительном канале с помощью полиуретановых фиксаторов для обеспечения вибрационной развязки с корпусом канала. Стенки проточного канала выполнены целиком из оргстекла, это сделано для удобства наблюдения и для возможности использования оптических бесконтактных методов измерений. Напорная емкость расположена выше проливного канала, сливная емкость имеет вход ниже выхода канала. При такой конструкции стенда средняя скорость потока в проточном канале может регулироваться с помощью шаровых кранов в диапазоне 0-3.5м/с. Длительность измерений на стенде зависит от того, насколько сильно открыт сливной кран. При максимальной скорости потока достигается минимальная длительность регистрации сигналов – около 40 секунд. После завершения измерений вода из

сливной бочки перекачивается в напорную с помощью погружного насоса, это занимает примерно 6 минут.

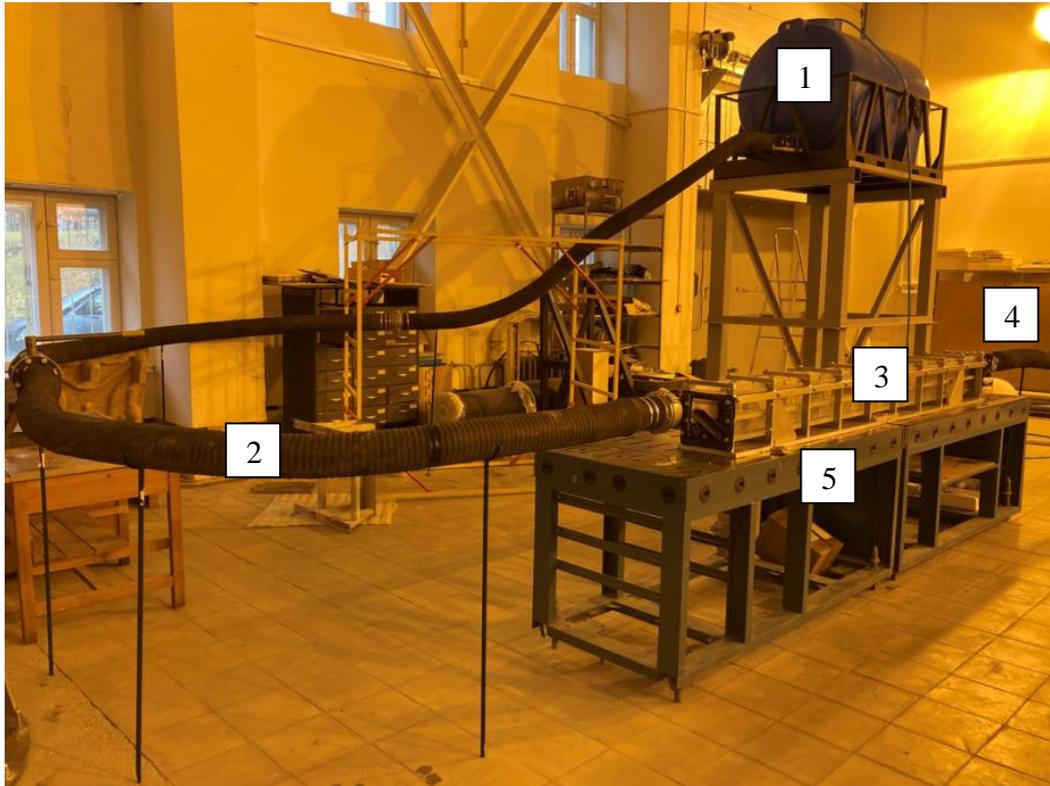


Рисунок 2.2 – Общий вид проливного стенда: 1 – напорная бочка, 2 – входной гибкий шланг, 3 – проточная часть, 4 – выходной гибкий шланг, 5 – массивный стол-фундамент.



Рисунок 2.3 – Проточная часть проливного стенда с гидроакустической антенной (нижняя половина), установленной под звукопрозрачными капролоновыми пластинами

Экспериментальные исследования выполнялись для двух конфигураций профиля. Первая конфигурация – профиль плотно без зазора прижимается к верхней и нижней крышке проточного канала через резиновые проставки. Вторая конфигурация – крыло фиксируется в

стационарном положении без проставок, с зазором сверху и снизу около 1мм. Крыло было расположено над одним из гидрофонов, расположенных ниже проточного канала под звукопроницаемой панелью (см. рисунок 2.3). Измерения выполнялись для разных углов атаки крыла.

Поскольку излучение шума элементами двигателей может иметь резонансный характер, необходимо эти резонансы измерять и определять соответствующие им формы колебаний. Для достижения этой цели были выполнены измерения с искусственным возбуждением вибраций профиля без потока. Вибрации генерировались с помощью электродинамического возбудителя закрепленного на оси вращения профиля (рисунок 2.4) и работавшего в широком диапазоне частот, сигнал возбуждения – полосовой шум. Вибрация регистрировалась сканирующем лазерным виброметром в наборе точек на профиле и на конструкциях проточного стенда (чтобы отделить резонансы профиля от резонансов стенда). Возбуждение вибраций профиля выполнялось именно таким образом, без воздействия потока потому, что длительность протекания воды через проточный канал составляет около 40 секунд. За это время не удастся провести измерения вибрации в количестве точек достаточном для построения форм колебаний с учетом того, что лазерный виброметр измеряет вибрацию в точках последовательно.

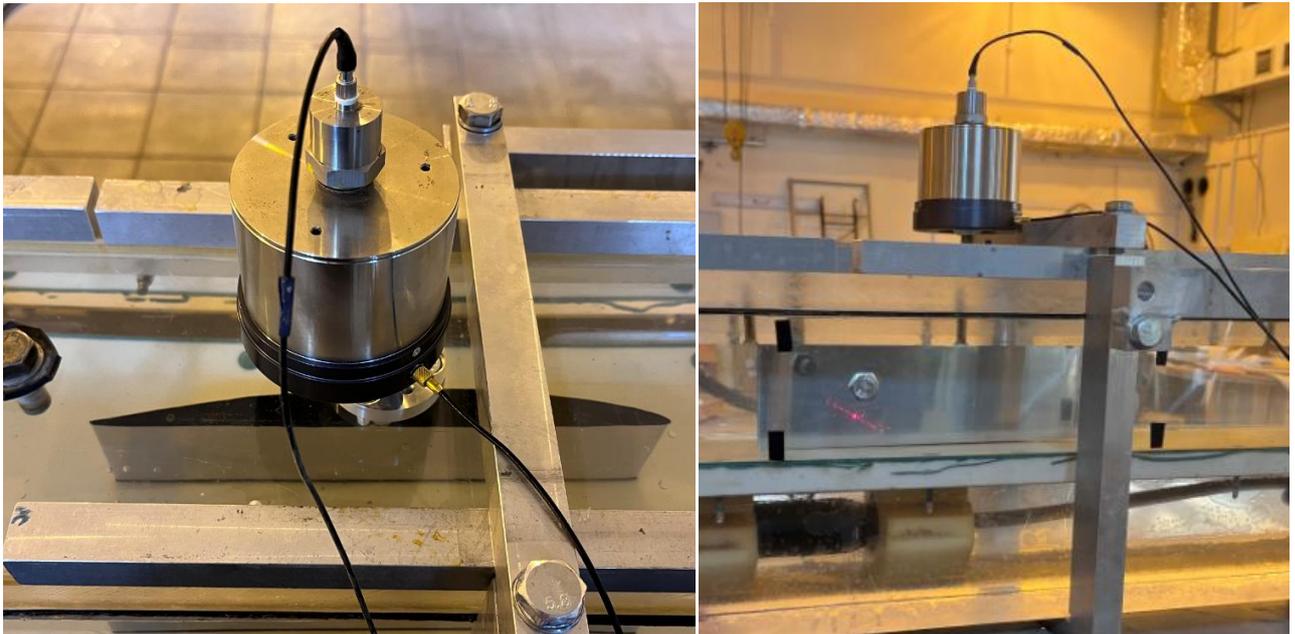


Рисунок 2.4 – Профиль лопасти, установленный в канал проточного стенда, вода на картинке течет справа налево. В нижней половине канала виден гидрофон антенны

На рисунке 2.5 изображен усредненный по 25 точкам на профиле спектр виброскорости, измеренный при возбуждении колебаний белым шумом.

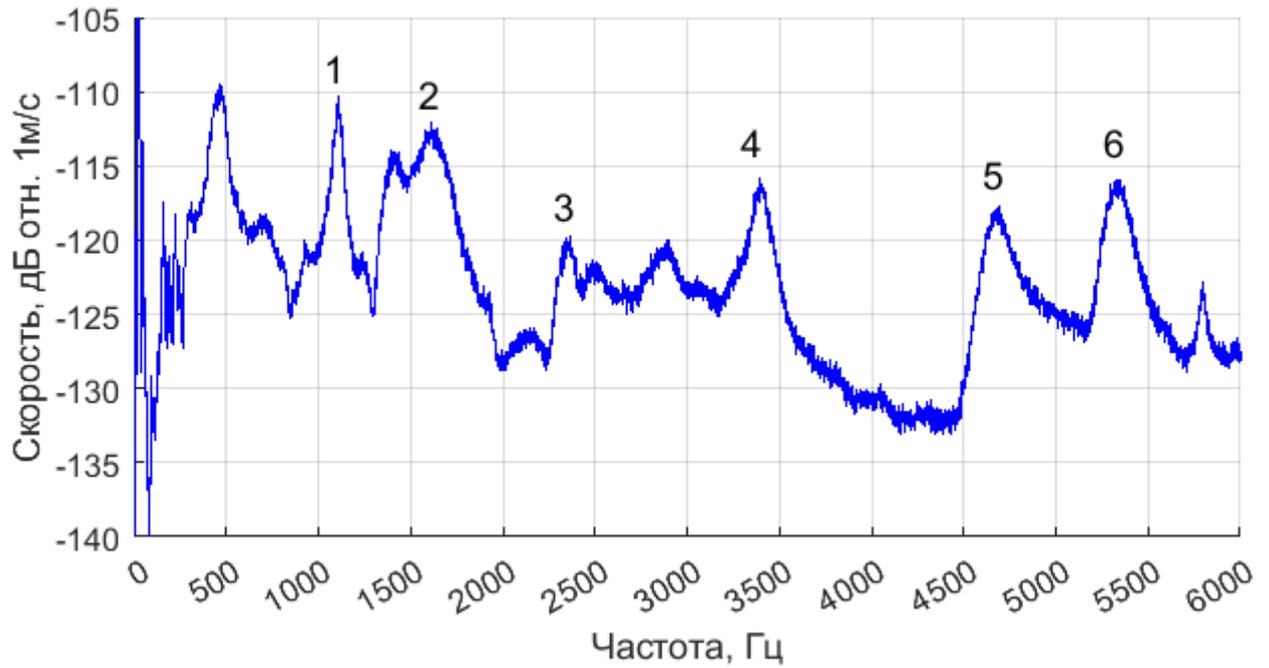


Рисунок 2.5 – Усредненный по 25 точкам на профиле спектр виброскорости. Вибрации генерировались электродинамическим вибровозбудителем, тип сигнала – белый шум

Анализ анимации форм колебаний показал, что резонансы непосредственно профиля начинаются с 1кГц, на рисунке 2.5 некоторые резонансы профиля отмечены цифрами. Формы колебаний на этих частотах приведены на рисунке 2.6. В диапазоне частот ниже 1кГц находятся совместные резонансы профиля и стенда, элементов стенда, стержня, к которому прикреплен профиль. Так, например, добротный максимум в районе 500Гц соответствует противофазным колебаниям боковой стеклянной стенки проточного канала и профиля на жесткости стержня.

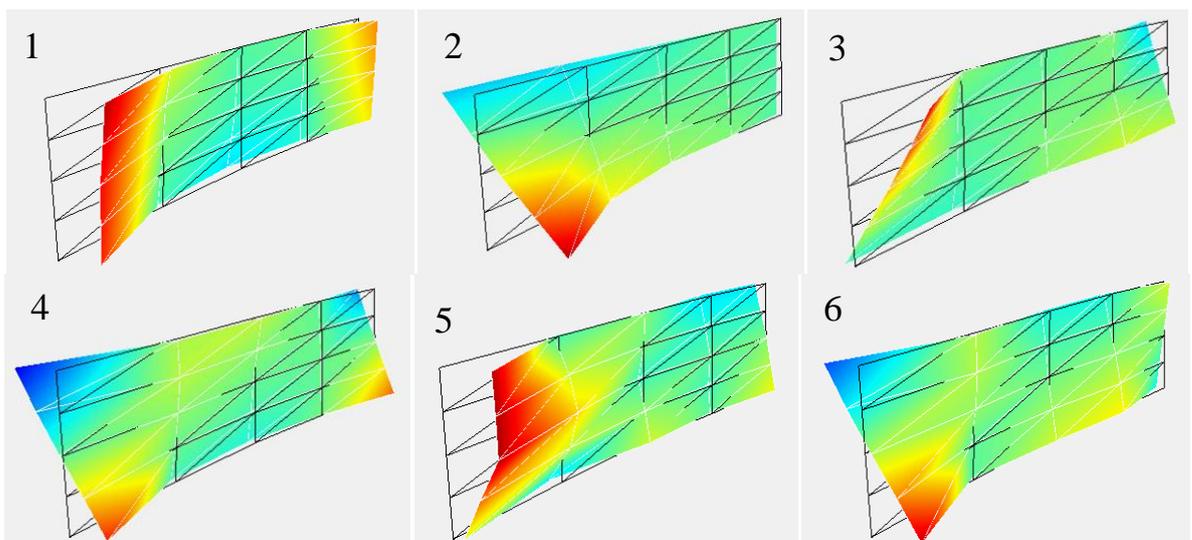


Рисунок 2.6 – Формы колебаний профиля на частоте: 1 – 1107Гц, 2 – 1600Гц, 3 – 2360Гц, 4 – 3390Гц, 5 – 4700Гц, 6 – 5300Гц

Далее выполнялись измерения вибраций профиля под действием набегающего потока. Измерения осуществлялись лазерным виброметром в одной точке, вблизи выходной кромки лопасти около верхнего края профиля, поскольку в этой точке нет узлов у резонансов профиля. На рисунке 2.7 приведены характерные фрагменты временных реализаций записанных для профиля, установленного с зазором, для двух углов атаки: минус 15 градусов и плюс 10 градусов. В процессе выполнения измерений виброметром регистрировались вертикальные всплески во временной реализации длительностью всего в несколько отсчетов, количество которых росло при изменении угла атаки профиля с отрицательного на положительный. Предположительно это связано с рассеянием лазерного излучения на контрастных частицах, содержащихся в потоке. Как показала практика, замена воды на более чистую существенно не снижает количество этих всплесков. На рисунке 2.7 синяя кривая – временная реализация, напрямую записанная виброметром, красная кривая – временная реализация, полученная после применения медианной фильтрации с целью устранения всплесков.

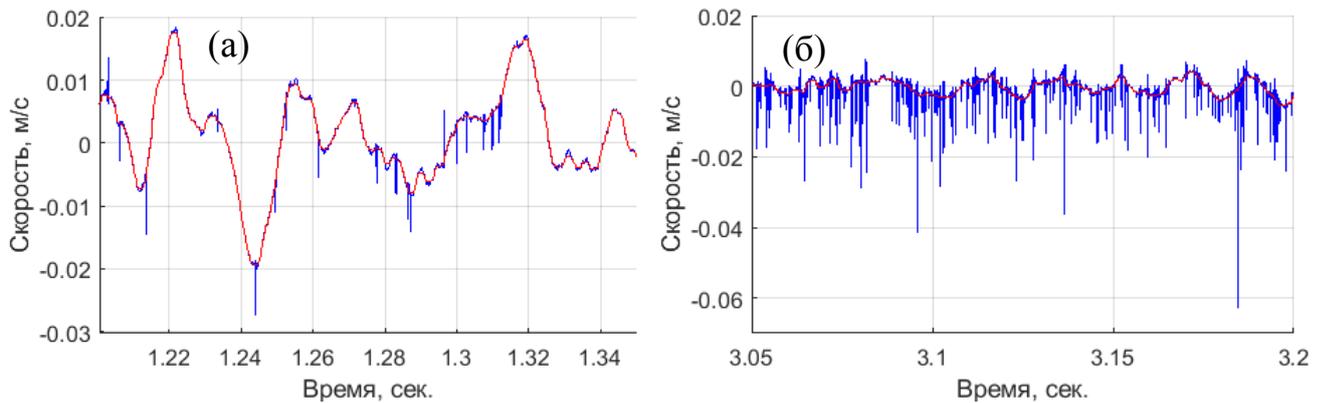


Рисунок 2.7 – Фрагмент временной реализации для профиля с углом атаки  $-15^\circ$  (а) и  $+10^\circ$  (б)

На рисунке 2.8 приведены спектры скорости, построенные методом оконного усреднения, представленных на рисунке 2.7 временных реализаций. При обработке неотфильтрованных временных реализаций в спектре наблюдается широкий диапазон с одинаковым уровнем (синяя и зеленая кривая). Подобное поведение спектра обусловлено наличием вертикальных максимумов во временной реализации, причем, заметно, что чем больше пиков во временной реализации, тем выше амплитуда и больше ширина у этого диапазона. Однако, на менее зашумленном графике для угла атаки  $-15^\circ$  удалось зарегистрировать два максимума на частотах в районе 1100Гц и 2400Гц. Эти максимумы присутствуют и в спектре, измеренном без потока, и соответствуют формам колебаний №1 и №3, представленным на рисунке 2.6. Также в спектре заметны низкочастотные максимумы в районе 160Гц и 230Гц, связанные с колебаниями стержня, на котором закреплен профиль и максимум в районе 25Гц, связанный с колебаниями всего стенда.

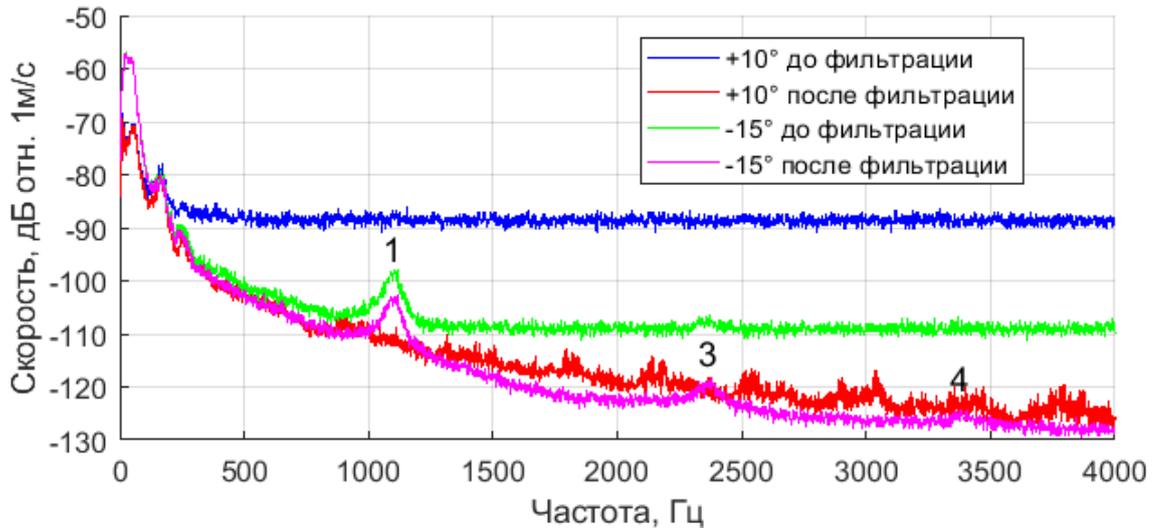


Рисунок 2.8 – Спектры скорости для профиля с углом атаки  $-15^\circ$  и  $+10^\circ$

На графиках после фильтрации видно, что существенно падает уровень в диапазоне выше 200Гц, но при этом падает уровень и на отмеченных цифрами резонансах, что обусловлено влиянием медианного фильтра. Тем не менее, для режима с углом атаки  $-15^\circ$ , подобный подход позволил выделить еще один максимум, соответствующий резонансу исследуемого профиля на частоте 3400Гц. При возбуждении профиля потоком максимумы в спектре вибраций на резонансах профиля удалось зарегистрировать только для двух режимов:  $-15^\circ$  и  $-10^\circ$ .

На рисунке 2.9 приведено сравнение спектров давления, построенных для разных углов атаки и результатов со спектром, измеренным в отсутствие крыла в проточном канале.

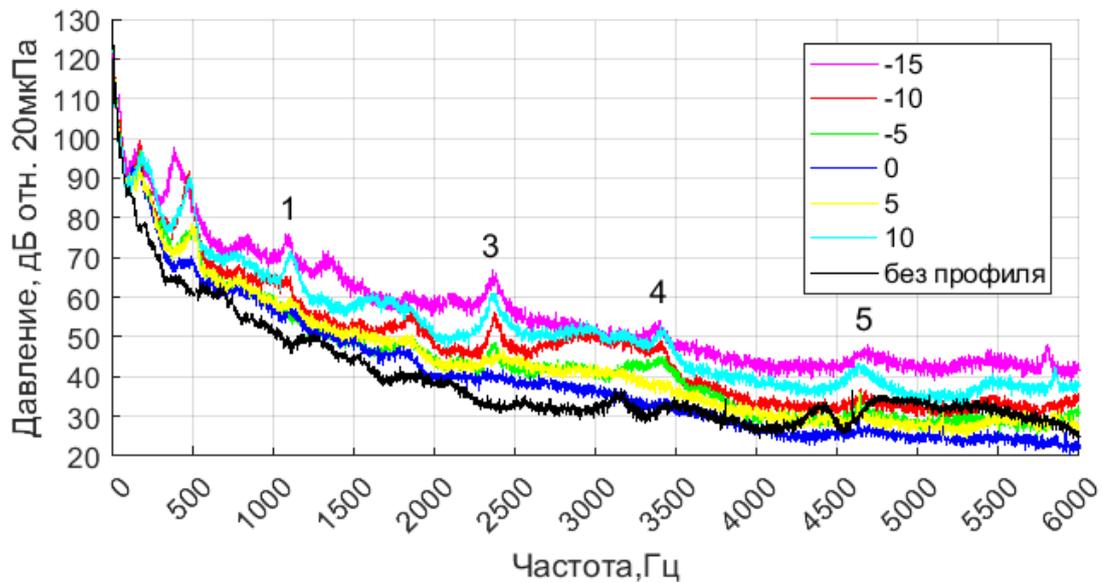


Рисунок 2.9 – Сравнение спектров, записанных при максимальной скорости течения для разных углов атаки. Черная кривая – спектр давление в канале при максимальном расходе без профиля в канале

Сигнал записывался на гидрофон, расположенный под профилем при максимально возможной скорости протекания воды через канал. На кривых, соответствующих режимам с большими углами атаки выделяется набор максимумов. Частоты некоторых максимумов совпадают со значениями резонансов, определенных по результатам измерения вибраций с потоком и без него (на рисунках 2.8 и 2.9 отмечены цифрами). При этом на черной кривой, которая соответствует записи давления на гидрофон при протекании воды через стенд без крыла, максимумы из данного набора отсутствуют. Таким образом, получается, что в стендовых условиях можно обнаружить резонансы профиля в акустическом поле, возбуждаемые потоком жидкости.

На рисунке 2.10 приведен график функции когерентности между выходным гидрофоном и гидрофоном, расположенным под профилем для режима с углом атаки  $15^\circ$  и максимальной скоростью потока.

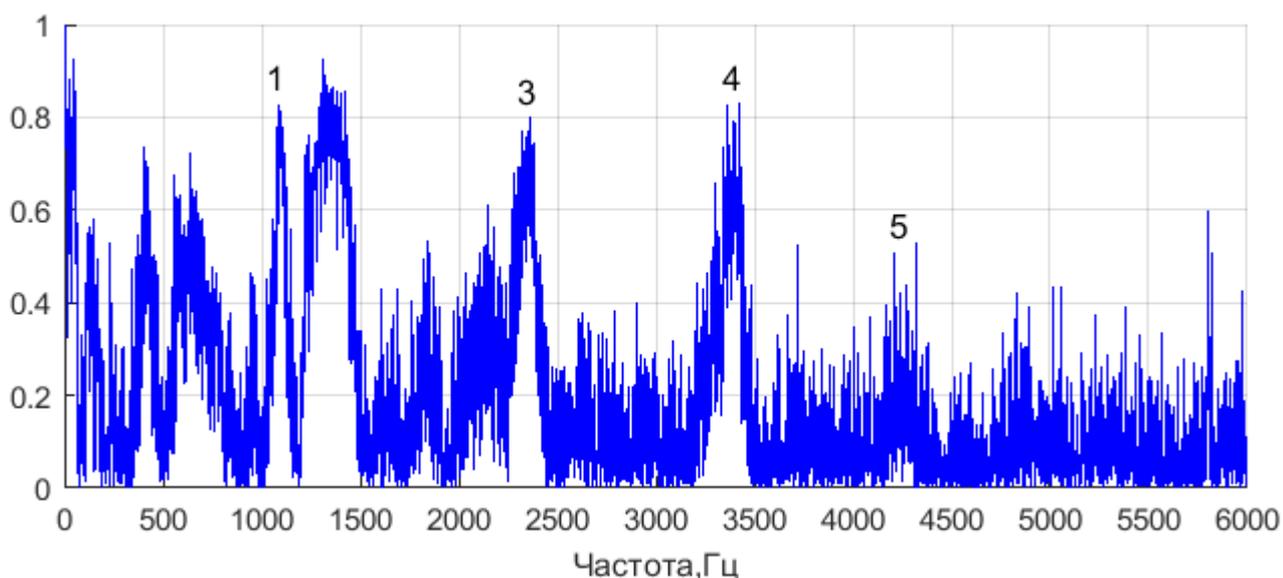


Рисунок 2.10 – Функция когерентности

На графике присутствуют максимумы, соответствующие максимумам №1, №3-5, изображенным на рисунках 2.5, 2.6, 2.8, 2.9. То есть заметная связь между пульсациями давления на этих частотах сохраняется даже на расстоянии 1м. На графике заметен также ряд других максимумов, которые могут быть обусловлены не колебаниями на резонансах крыла.

Измерения также проводились для крыла без зазора, прижатого к верхней и нижней крышке канала через резиновые проставки. Результаты сравнения спектров давления для разных углов атаки и вибрации, измеренной разными способами, представлены на рисунке 2.11.

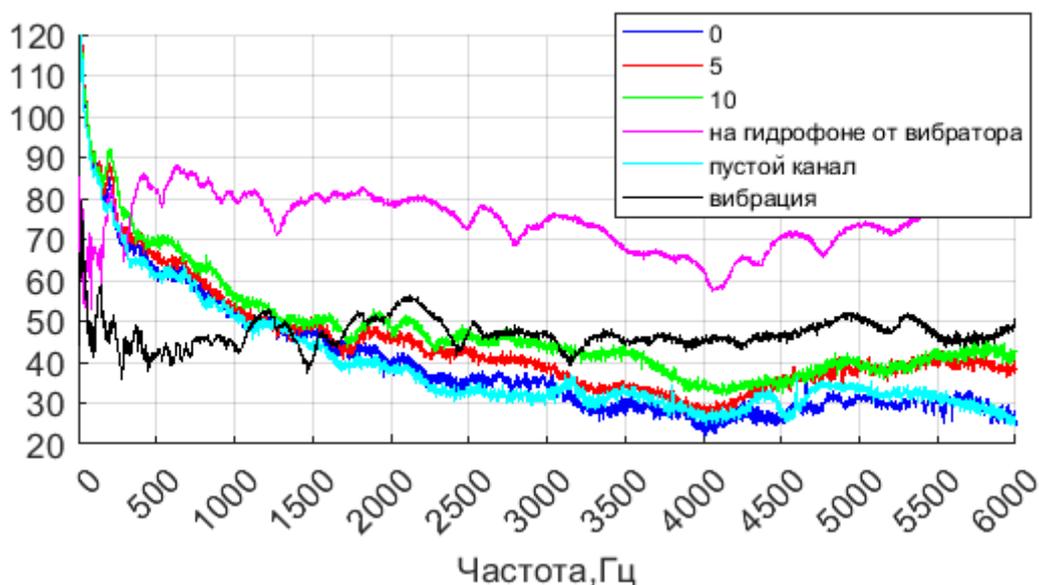


Рисунок 2.11 – Сравнение спектров давления и вибрации для крыла, прижатого без зазора к верхней и нижней крышке канала

Кривые давления на этом графике построены в децибелах относительно 20 мкПа, а к вибрационным кривым добавлена постоянная величина, чтобы на графике приблизить их к спектрам давления для удобства анализа. Заметно, что график АЧХ вибраций, измеренной при протекании воды в точке на профиле (черная кривая) имеет менее добротные максимумы (рисунок 2.5) по сравнению с предыдущей измерительной конфигурацией. У этой кривой практически отсутствуют общие максимумы с графиком давления, записанного на гидрофон без течения воды при включенном вибраторе (фиолетовая кривая), и с кривыми, записанными на гидрофон при обтекании крыла с разными углами атаки. Возможно единственный максимум, обусловленный резонансными колебаниями профиля, который есть и на АЧХ вибрации, и на АЧХ давления – это максимум в районе 2100 Гц.

На рисунке 2.12 приведено сравнение спектров давления, записанных с углом атаки  $+10^\circ$  для двух вариантов закрепления крыла. Заметно, что уровни колебаний для второго варианта в целом ниже, чем для первого. Это связано как с тем, что во втором случае профиль больше прижат, так и с тем, что резина демпфирует добротные резонансы профиля. Поэтому для прижатого профиля не получилось зарегистрировать такие же резонансные АЧХ как и на рисунке 2.9.

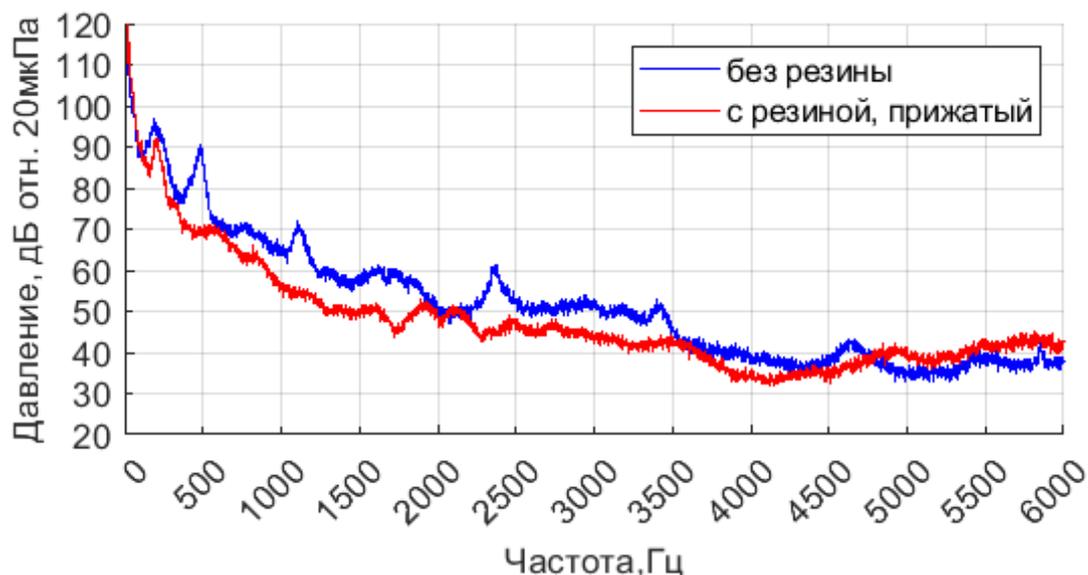


Рисунок 2.12 – Сравнение спектров давления, записанных для разных вариантов закрепления крыла для угла атаки  $+10^\circ$

Результаты описанных исследований демонстрируют связь между структурными резонансами и максимумами акустического поля, формирующимися при обтекании тела турбулентным потоком. Эту связь необходимо учитывать при выполнении численных и экспериментальных исследований излучения упругих тел, возбуждаемого потоком. Также получен набор данных, необходимых для проверки достоверности численных расчетов в гидроупругой постановке.

## 2.2 Моделирование колебаний упругих тел возбуждаемых потоком в натуральных условиях

В предыдущем разделе экспериментальным путем с помощью лазерной виброметрии в лабораторных условиях была продемонстрирована связь между вибрационными и акустическими максимумами, возникающими при турбулентном обтекании тела. Вклад структурных резонансов в суммарное акустическое поле обтекаемого тела вызывает еще больший интерес для случая натуральных условий и реальных объектов. В немалой степени этот интерес относится, например, к судовым движителям.

Ранее в предыдущем разделе уже упоминалось о существовании работ, посвященных численному прогнозированию шума. Однако в этих работах описывается либо расчеты в жесткой постановке, либо, в случае упругого тела, не приводятся результаты экспериментальной верификации. Существуют также работы, в которых шум движителя исследуется экспериментально [20-21], но в этих работах основное внимание уделяется дискретным составляющим низкочастотного диапазона – обратным и лопастным гармоникам.

В целом, очевидно, что при прогнозировании акустического поля, создаваемого

обтекаемым телом с учетом его упругости, не обойтись без измерений его вибрационных резонансов, частоты которых затем будут сопоставляться с частотами максимумов в акустическом поле. Определить эти резонансы при штатной работе движителя затруднительно как с помощью контактных, так и бесконтактных методов измерения. Наиболее вероятным в таком случае представляется использование контактных датчиков, установленных на вал или подшипники, либо встроенных в лопасть рабочего колеса. Однако встраивание большого количества датчиков может исказить резонансные характеристики объекта, причем даже относительно большого рабочего колеса (диаметром несколько метров), поскольку наиболее виброактивные зоны находятся на тонких кромках лопастей.

В диссертации для прогнозирования акустического поля движителя и, соответственно, для идентификации его изгибных резонансов в акустическом поле предлагается использовать расчетно-экспериментальный подход, основанный на бесконтактных лазерных измерениях рабочего колеса в воздухе и верификации виброакустической численной модели по результатам этих измерений [72]. К верифицированной по результатам измерений на воздухе численной модели затем добавлялся смоделированный численно объем воды и резонансы винта рассчитывались уже с учетом ее влияния. Таким образом, создавалась численная модель способная прогнозировать значения резонансных частот винта в воде. Созданная модель использовалась для интерпретации результатов измерений, полученных с использованием масштабной физической модели на открытой воде.

В диссертации приведены результаты исследования акустического поля гребного винта в условиях глубоководного полигона. Винт приводился во вращение с помощью электродвигателя, установленного в корпус обтекаемого самодвижущегося подводного аппарата. Достоверность численной модели винта определялась по результатам измерений его физической модели в воздухе в условиях безэховой камеры, внутри которой винт подвешивался на мягких тросах. Для возбуждения колебаний винта использовался акустический динамик, работающий в широкой полосе (генерировался полосовой шум), для измерения отклика – лазерный виброметр Polytec VibroFlex, осуществлявший последовательные замеры вибрации (рисунок 2.13). Рабочая полоса частот лазерного виброметра заведомо шире необходимой для данной работы и ограничена 100 кГц.

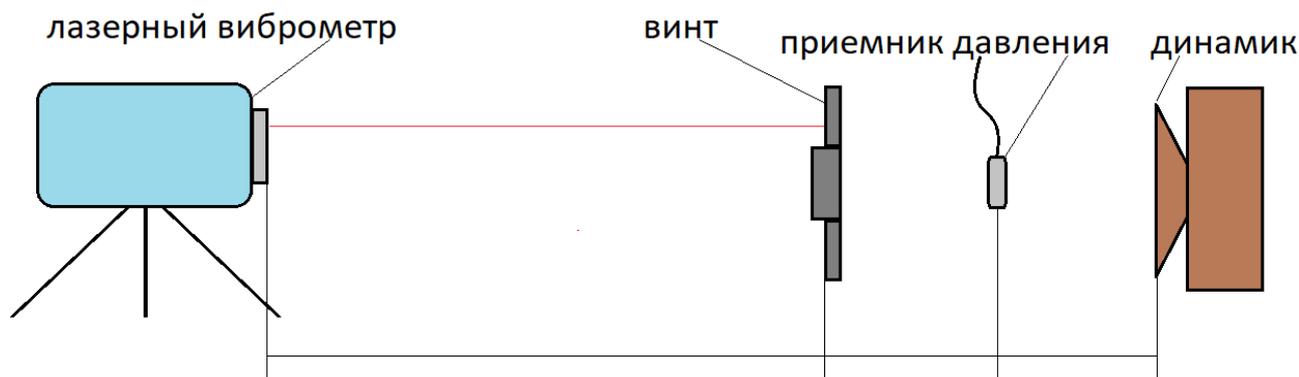


Рисунок 2.13 – Схема измерений вибраций винта в безэховой камере

Схема измерений обеспечивает определение частот и формы собственных колебаний, а также измерение методом взаимности распределения передаточной функции переменной силы во внешнее поле. Коэффициент передачи от силы  $F$ , действующей на точку конструкции, в давление  $P$  в точке наблюдения по принципу взаимности равен отношению объемной скорости точечного монополя  $Q$ , помещенного в точку наблюдения, и виброскорости  $V$ , измеренной в точке приложения силы [73,74]. Монопольный характер падающего на объект излучения обеспечивается на каждой частоте в том случае, когда угловой размер облучаемого объекта, наблюдаемый из точки расположения излучателя, мал по сравнению с шириной лепестка диаграммы направленности излучения. Ширина лепестка зависит от частоты и определяется соотношением размера излучателя и длиной волны излучения. Это условие для используемого излучателя выполнялось во всем исследуемом частотном диапазоне. При этом уровень излучения на каждой из частот диапазона не имеет значения, поскольку при использовании метода взаимности падающее на объект поле нормируется на уровень излученного поля, который измеряется контрольным микрофоном, расположенным между излучателем и объектом в волновой зоне. Таким образом, для определения коэффициента передачи на каждой частоте используется возбуждающее вибрации объекта падающее на него поле, соответствующее сферической волне от монопольного источника единичной объемной скорости. Используя принцип взаимности можно записать коэффициент передачи следующим образом:

$$K = \frac{P}{F} = \frac{V}{Q} \quad (2.1)$$

Выражая объемную скорость монопольного источника через измеренное контрольным приёмником давление, получаем следующую формулу для частотной зависимости коэффициента передачи переменной силы во внешнее поле:

$$K(f) = \frac{\rho A(f)}{4\pi r_0 P_0(f)} \quad (2.2)$$

где  $\rho$  – плотность среды,  $A(f)$  – спектр амплитуды виброускорения в точке на конструкции,  $P_0(f)$  – спектр амплитуды давления в точке приемника, расположенного на расстоянии  $r_0$  от внешнего монополюсного источника.

На рисунке 2.14 приведено сравнение расчетных и измеренных в воздухе спектров  $K(f)$ . Эти спектры получены путем комплексного усреднения по семи точкам на концах лопастей. Здесь и далее на графиках АЧХ на оси абсцисс отложены значения частот взятые относительно приведенной частоты, рассчитанной по формуле:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Eh^2}{\rho L^4}} \quad (2.2.3)$$

где  $E$  – модуль Юнга,  $h$  – толщина пластины (лопасти),  $\rho$  – плотность материала,  $L$  – длина лопасти.

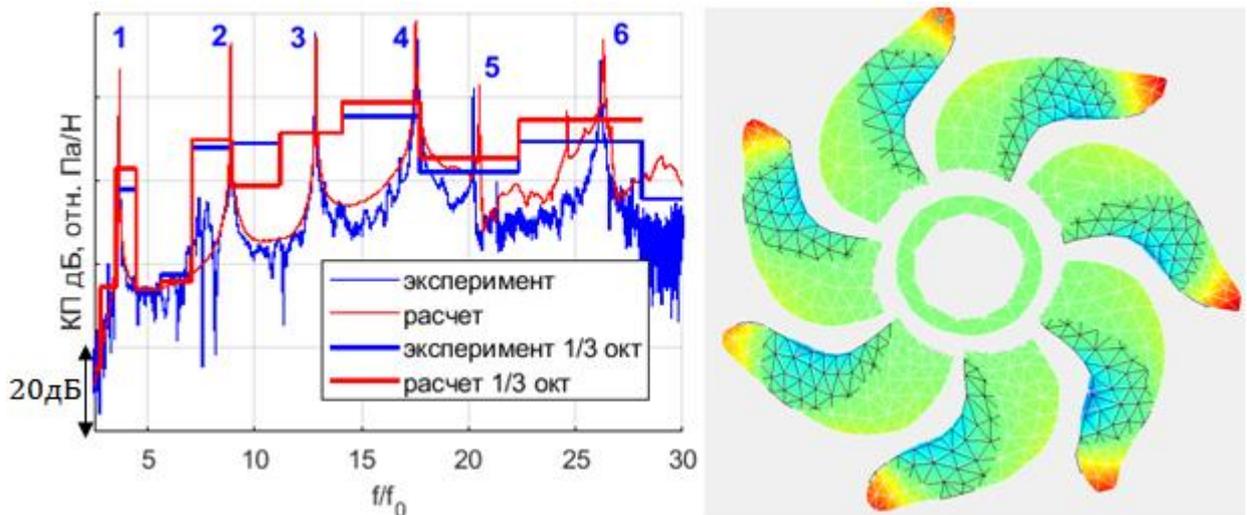


Рисунок 2.14 – Сравнение узкополосных и третьоктавных спектров расчетных и экспериментальных коэффициентов передачи в воздухе. Тонкие кривые – узкополосные коэффициенты, толстые кривые – коэффициенты в третьоктавных полосах. Цифрами обозначены номера синфазных мод лопастей. На картинке справа изображена экспериментальная форма колебаний №3

Комплексное усреднение использовалось с целью отображения только синфазных мод лопастей, поскольку по ним проще осуществлять корректировку спектральных характеристик численной модели [13] (таких мод существенно меньше чем несинфазных). Уровни колебаний несифазных мод были существенно ниже, чем синфазных, поскольку и в расчете и в эксперименте источник звука был совсем немного смещен относительно оси симметрии винта.

На рисунке 2.14. в качестве примера изображена одна из синфазных форм колебаний. Расчетный спектр и моды колебаний винта получены с помощью разработанного в ИПФ РАН ПО “САТЕС” [68] путем выполнения модового [13], [75] и гармонического [76-77] анализа откорректированной по результатам эксперимента КЭМ (конечно-элементной модели винта).

Кривые имеют ярко выраженное резонансное поведение. Выделяется ряд резонансов, соответствующих изгибным и крутильным колебаниям лопастей. Максимумы 1...4 и 6 являются изгибными модами лопастей, резонанс 5 – крутильная мода. Каждой форме колебаний лопасти винта на АЧХ соответствует кластер резонансов, являющихся комбинациям мод лопастей на близких частотах (одна синфазная мода и моды, при которых лопасти колеблются с разными фазами). На представленных графиках с помощью выбранного типа усреднения (суммирования комплексных функций) представлены только синфазные моды.

Расчетные и экспериментальные графики хорошо согласуются – разница в значениях резонансных частот составляет не более 1.5%. Это означает, что КЭМ можно использовать для анализа и расчетной оценки уровней излучения в воде. С этой целью вокруг КЭМ винта был смоделирован объем воды [78], на границе которого задавалось условие, препятствующее отражению волн [79]. При этом границы «водной» расчетной области имели габариты в три раза превышающие диаметр гребного винта. Размер КЭ жидкости подбирался таким образом, чтобы на половину длины волны убиралось не менее трех элементов.

Экспериментальные исследования акустического поля винта проводились на полигоне в заливе Ладожского озера. Глубина акватории в районе измерений составляла порядка 20 метров, размеры акватории порядка сотен метров. Вращение винта обеспечивалось электродвигателем подводного аппарата. Измерения выполнялись на стоповом режиме, для этого подводный аппарат с помощью системы грузов, оттяжек и поплавков фиксировался таким образом, что центр винта находился на глубине 5 метров (рисунок 2.15). К вертикальным стабилизаторам через поролоновые проставки с целью снижения влияния вибраций корпуса прикреплялись два гидрофона для регистрации давления.

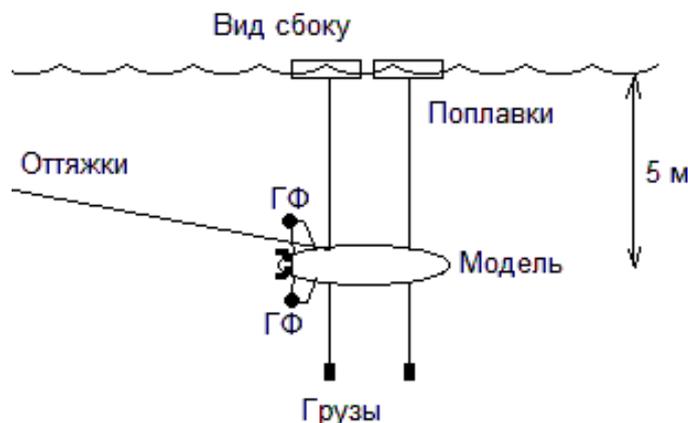


Рисунок 2.15 – Схема измерения (ГФ – гидрофон)

Сопоставление расчетных и экспериментальных частот резонансов винта в воде представлено на рисунке 2.16. В эксперименте для возбуждения резонансов применялся ударный способ: для свободного винта (зеленая кривая) и прикрепленного к аппарату (красная кривая). При ударном возбуждении модель приподнимали таким образом, чтобы винт находился на глубине  $\sim 50$  см, колебания возбуждались ударами молотка. Сигнал регистрировался гидрофоном, установленном на вертикальном стабилизаторе (для винта на модели) и гидрофоном, установленным на таком же расстоянии от центра винта, как если бы он был закреплен на стабилизаторе (для свободного винта). Записанная временная реализация разбивалась на интервалы, каждый из которых содержал один ударный импульс. Для каждого такого интервала строились спектры, которые затем некогерентно усреднялись. Экспериментальные уровни на графиках рисунке 2.16 не нормированы на величину возбуждающей силы, их можно использовать исключительно для сопоставления значений собственных частот.

Расчетная кривая коэффициента передачи силы в поле для свободного винта (синяя кривая) получена аналогично рисунку 2.14, но без усреднения по нескольким точкам.

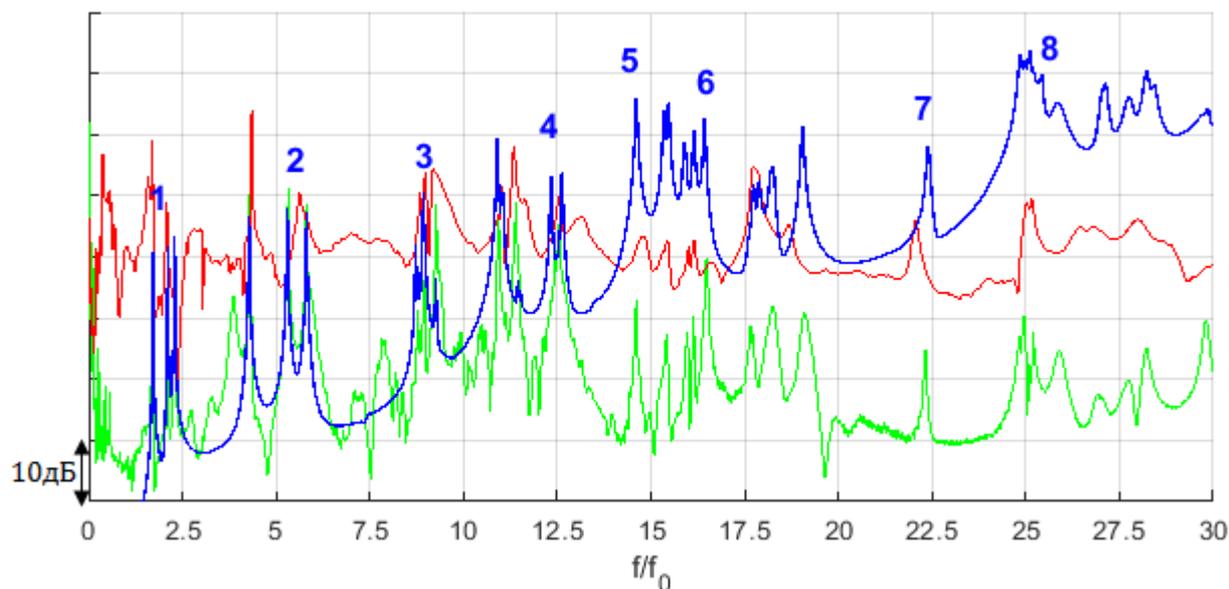


Рисунок 2.16 – Сравнение резонансов ГВ, возбуждаемых в расчете (для свободного винта, синяя кривая) и в эксперименте (зеленая кривая – свободный винт, красная кривая – винт на модели) в точке расположения гидрофона в воде. Цифрами отмечены синфазные моды для каждой формы колебаний

На графиках номерами указаны частоты синфазных колебаний лопастей. Заметно, что добавление воды в расчет изменяет резонансы винта за счет влияния присоединенной массы воды. При этом в спектре присутствуют несинфазные моды, которые образуют своеобразные

кластеры. Уровни колебаний несинфазных мод, в отличие от рисунка 2.14, сопоставимы с уровнями синфазных мод, поскольку в данном случае приемный гидрофон был смещен значительно сильнее относительно оси винта. По аналогии с рисунком 2.14 цифрами отмечены синфазные резонансы лопастей: №1, 4, 6 и 8 являются изгибными, №5 и 7 – крутильными. Отметим, что посадка винта на вал слабо влияет на значение резонансных частот, но существенно уменьшает добротность механоакустической системы.

Важным выводом является факт совпадения значений резонансных частот винта в расчете и в эксперименте. Он подтверждает работоспособность подхода расчетного прогнозирования резонансных частот, основанного на добавлении «водной» КЭМ к численной модели винта, достоверность которой подтверждена результатами измерений в воздухе. Это означает, что предложенный подход может быть использован для дальнейшего сопоставления максимумов, наблюдаемых в акустическом поле при вращении винта и его резонансных частот.

На рисунке 2.17 изображены результаты измерений давления с помощью гидрофона, установленного на нижнем стабилизаторе подводного аппарата, при вращении винта с разными оборотами на стоповом режиме. Графики построены по всей временной реализации методом некогерентного усреднения спектров, построенных по временным интервалам длительностью 1 сек, взятых с окном Ханна и перекрытием 66%. На графиках максимумы обозначены цифрами, каждому соответствует своя форма колебаний.

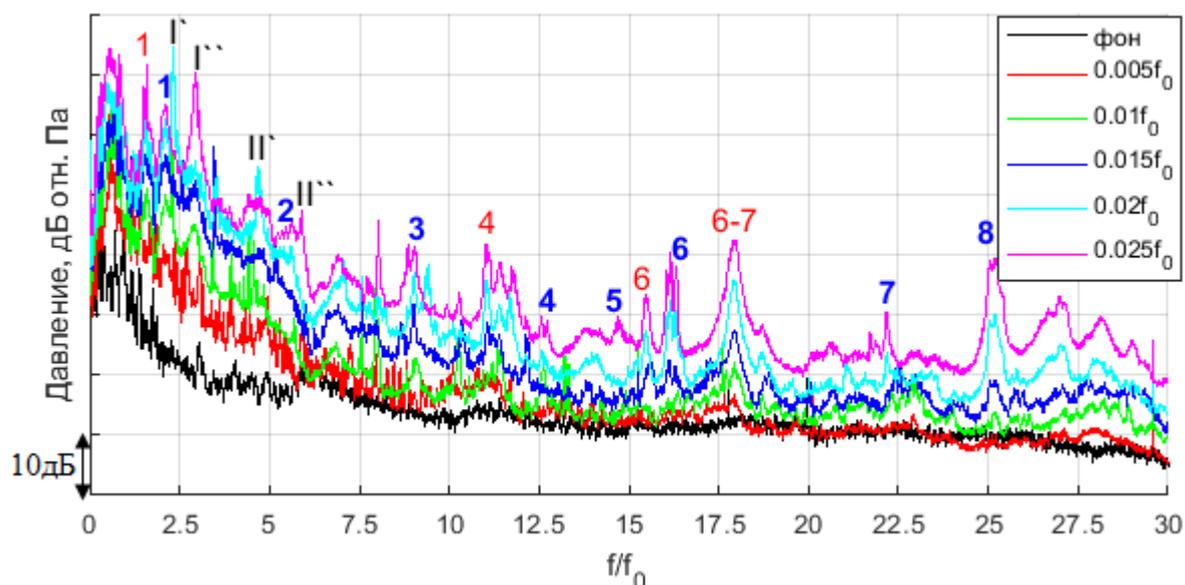


Рисунок 2.17. Спектры давления для разных скоростей вращения гребного винта, черная кривая – уровень фоновой помехи. Синими цифрами отмечены синфазные моды колебаний, красными цифрами несинфазные моды.

Сравнивая полученные данные с экспериментальными резонансами и результатами расчетов (рисунок 2.17 и 2.18), можно определить, колебаниями какого типа обусловлены

измеренные максимумы. В первую очередь, стоит обратить внимание на набор максимумов, значение частот которых не меняется с увеличением частоты вращения, что характерно для упругих резонансов лопастей гребного винта. На рисунке 2.17 по аналогии с рисунком 2.16 синими цифрами отмечены номера резонансов с синфазными колебаниями лопастей. Красными цифрами на рисунке 2.17 отмечены номера несинфазных резонансов, уровни которых в отдельных случаях могут быть выше, чем у синфазных резонансов из-за несимметричного расположения гидрофона относительно оси вращения винта. На рисунке также выделяется набор максимумов, частоты которых зависят от частоты вращения винта, соответственно они не являются резонансами лопастей, и, скорее всего, обусловлены работой электропривода. Эти максимумы отмечены на рисунке 2.17 римскими цифрами:  $\Gamma$ ,  $\Pi$  – 1-я и 2-я гармоники для частоты вращения  $0.02f_0$ ;  $\Gamma'$ ,  $\Pi'$  – 1-я и 2-я гармоники для частоты вращения  $0.025f_0$ . Значения частот этих максимумов находятся в районе первых изгибных резонансов винта, поэтому можно сделать вывод, что эти максимумы не являются гармониками лопастных частот. Слева от всех отмеченных максимумов находится, резонанс, связанный с частотой продольной амортизации валопровода. На рисунке 2.17 слева от 3-й синфазной моды лопастей присутствует острый максимум, частота которого не зависит от оборотов, но, при этом, проявляется не на всех режимах. Также в этом частотном диапазоне отсутствуют резонансы лопастей (см. рисунок 2.17) и ширина, а значит и добротность этого максимума отличаются от максимумов, соответствующим резонансам лопастей. Вероятнее всего, этот максимум является совместным резонансом оборудования электропривода и винта.

На рисунке 2.18 приводится сравнение графика стопового режима (фиолетовая кривая) с частотой вращения  $0.025f_0$  с расчетными (синяя кривая) и экспериментальными (зеленая кривая) резонансами гребного винта. На фиолетовой кривой в районе каждой группы мод можно заметить один или несколько максимумов, совпадающих по частотам с резонансами лопастей. Такое сравнение, также как и в случае с рисунками 2.16, демонстрирует возможность использования результатов численных расчетов для определения типа колебаний, отвечающих наблюдаемым в акустическом поле экспериментальным максимумам (рисунок 2.17).

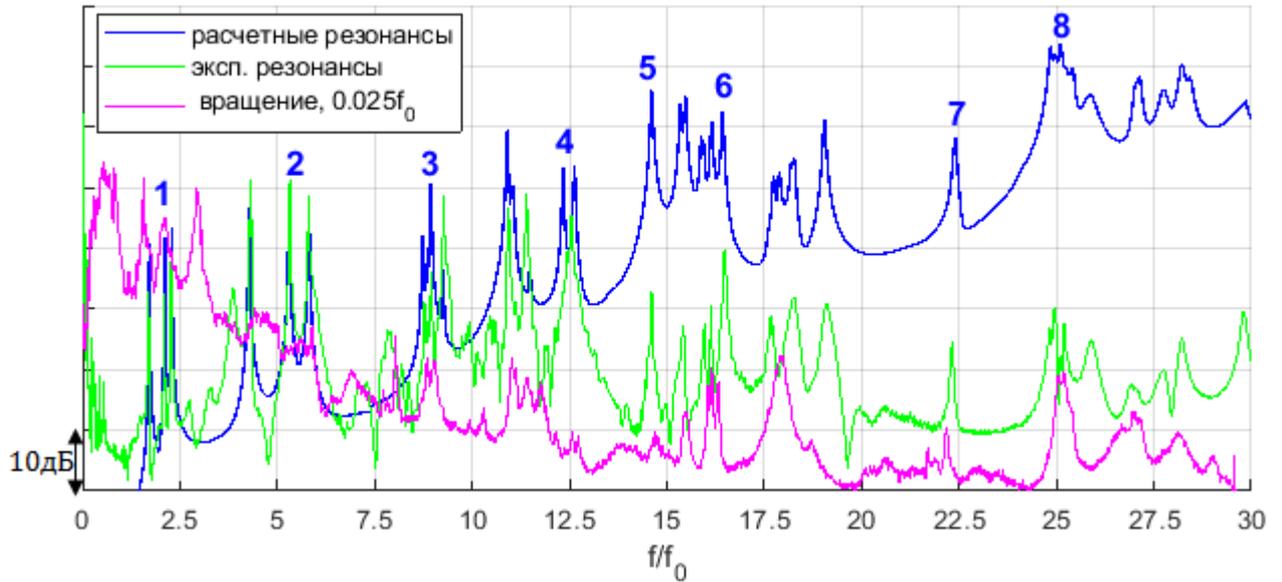


Рисунок 2.18 – Сравнение резонансов ГВ, возбуждаемых в расчете с результатами измерений при вращении вала с частотой  $0.025f_0$ . Цифрами отмечены синфазные моды для каждой формы колебаний

Следует иметь в виду, что источником возбуждения колебаний лопастей могут быть не только гидродинамические силы, но и виброактивность привода. Один из наиболее показательных экспериментов, помогающих выделить в акустическом поле резонансы, связанные с изгибными и крутильными колебаниями лопастей, это измерения с винтом и без винта при одинаковой частоте вращения вала (рисунок 2.19).

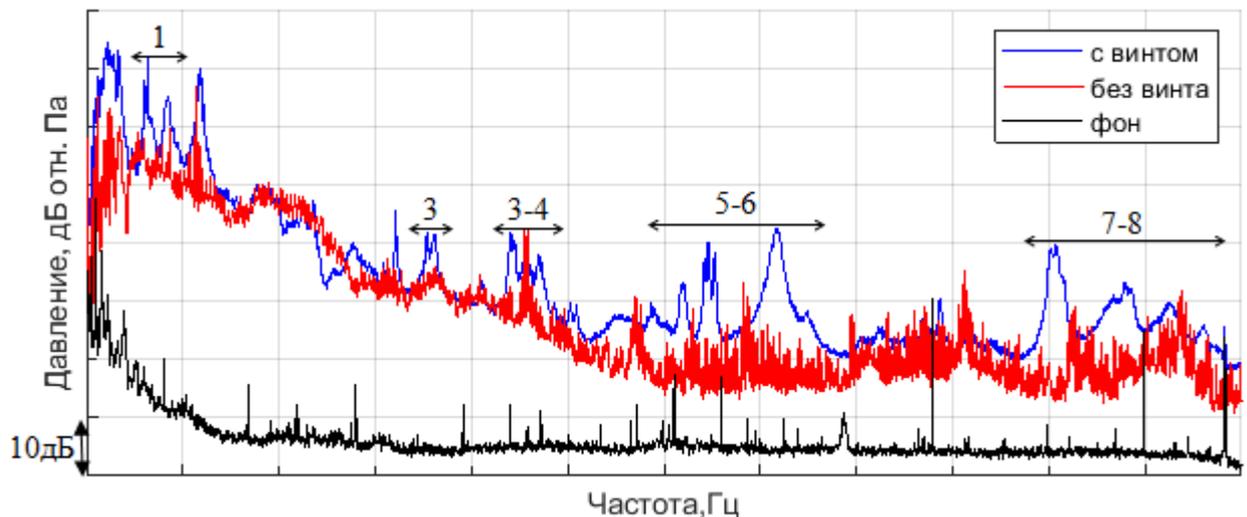


Рисунок 2.19. Сравнение уровней давления при вращении вала с винтом (синяя кривая) и без винта (красная кривая) с частотой  $0.025f_0$ , черная кривая – уровень фоновой помехи. Цифрами обозначены диапазоны, содержащие моды форм колебаний

Заметно, что при снятии винта пропадают максимумы, отмеченные на рисунке 2.17. На рисунке 2.19 стрелками обозначены диапазоны, содержащие моды колебаний, синфазные составляющие которых отмечены на рисунок 2.16-2.18, что дополнительно подтверждает предположение о том, что эти максимумы порождены изгибными колебаниями лопастей винта. Резонансы на 2-й форме колебаний не проявились над уровнем помехи, обусловленной работой электропривода. В диапазоне частот, находящемся выше третьей формы колебаний лопастей кластеры мод разных форм колебаний могут пересекаться.

На рисунке 2.20 изображено сравнение спектров давления для частоты вращения винта  $0.025f_0$  на стопе с винтом и без винта (синяя кривая и красная кривая соответственно) и на ходу (зеленая кривая). Для ходового режима имеется похожий набор максимумов, как и на стоповом режиме, который обусловлен влиянием резонансов лопастей винта. На ходовом режиме, в диапазоне частот выше 4-й формы колебаний, наблюдается повышение фона между резонансами по сравнению со стоповым режимом, из-за воздействия потока. Некоторые максимумы могут скрываться под этим шумом. Заметим, что на ходу существенно понизилась амплитуда низкочастотных резонансов. Это может быть связано с тем, что важным источником возбуждения лопастей являются колебания двигателя и валопровода, которые на стоповых режимах более виброактивны. Эта гипотеза подтверждается сравнением графиков с ударным возбуждением резонансов прикрепленного к модели винта (рисунок 2.18, зеленая кривая) и графиков с вращением винта (например, фиолетовая кривая на рисунке 2.18). При вращении винта на стоповом режиме в низкочастотном диапазоне, присутствует широкий максимум, в то время как на резонансной кривой, когда двигатель не работал, его нет. Соответственно этот максимум является вкладом от возбуждения работающим приводом. На стоповых режимах движитель работает нештатно, поскольку не обеспечивается проектная поступь винта, что приводит к турбулизации потока и соответствующему увеличению сил, возникающих на винте и валу, относительно ходовых режимов.

На ходовом режиме и на стопе можно выделить острый максимум, частота которого зависит от оборотов и его гармоники (отмечены римскими цифрами на рисунок 2.20). Эти максимумы не относятся к резонансам лопастей и, по-видимому, вызваны вибрациями привода.

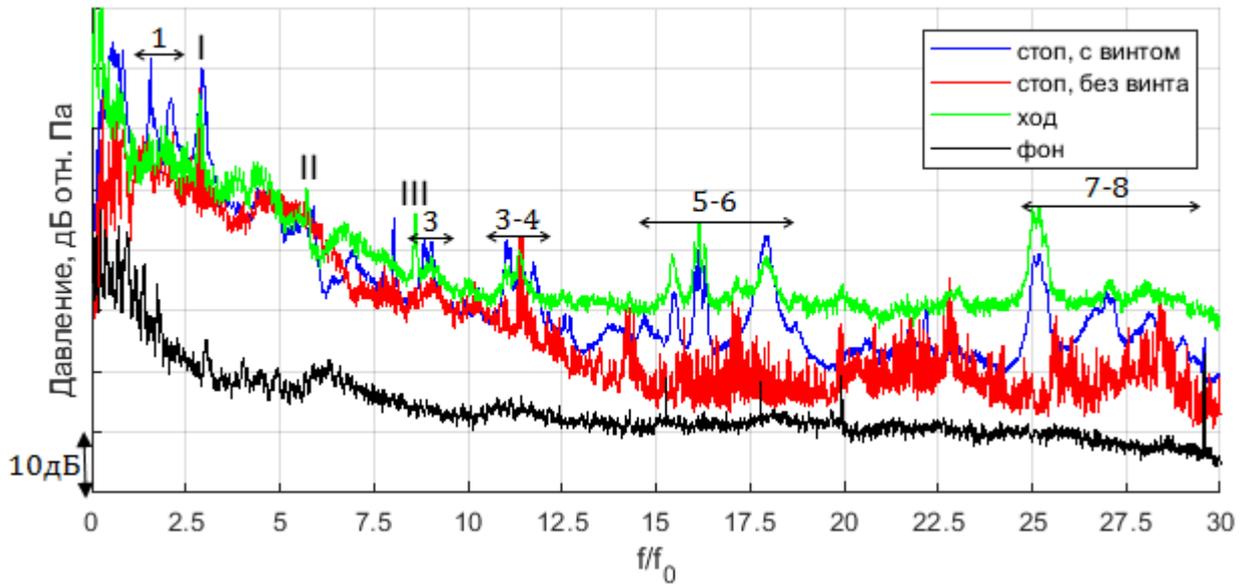


Рисунок 2.20 – Сравнение уровней давления при вращении винта с частотой  $0.025 f_0$  на стопе (синяя кривая) и на ходу (красная кривая). Черными цифрами обозначены диапазоны, содержащие моды форм колебаний, римскими цифрами отмечены гармоники, зависящие от оборотов

Как видно из приведенных графиков, акустическое поле состоит из широкополосной составляющей, в которой смешаны кромочный шум, шум электропривода подводного аппарата, шумы обтекания, и узкополосных максимумов двух типов. Первый обусловлен упругими колебаниями лопастей винта, для которых спектральные характеристики не зависят от частоты вращения, а второй – дискретными составляющими, частоты которых определяются оборотами привода.

В результате показана важность учёта вклада резонансов лопастей в излучение гребного винта выполненного из добротного материала. Резонансы лопастей винта в широком частотном диапазоне определяют максимальные уровни акустического поля. В частности, для исследуемого дюралюминиевого винта превышение уровней ближнего акустического поля на резонансах лопастей над уровнем помехи, создаваемой работой подводного аппарата, может достигать 20дБ. Продемонстрированы методы физического и численного моделирования, которые обеспечивают погрешность определения частот резонансов лопастей в воде и в воздухе не более одного-двух процентов. Представленные результаты получены благодаря описанной в разделе расчетно-экспериментальной методологии исследований, основанной на бесконтактных измерениях вибраций винта в воздухе.

### 2.3 Возможности лазерной виброметрии для исследования колебаний упругих тел в турбулентном потоке

Как уже было упомянуто ранее, шум обтекания может усиливаться за счет согласования упругих резонансов конструкции со срывными гидродинамическими процессами с возникновением автоколебаний. Максимумы давления в акустическом поле при этом могут быть значительно выше по уровню, чем в случае вынужденных колебаний. Поэтому исследование таких автоколебательных режимов работы является актуальным для широкого класса задач.

Для прогнозирования уровней колебаний конструкций все чаще применяются численные расчетные методы. Использование численных расчетов является перспективным из-за возможности оценки резонансных характеристик разных вариантов конструкции еще до стадии создания опытного образца. Развитие таких сложных методов, например, как, расчет акустических и вибрационных полей в самосогласованной гидродинамической и вибрационной постановке, требует тщательной экспериментальной проверки.

Одной из классических задач, связанных с формированием автоколебательных процессов в турбулентном потоке, является задача обтекания цилиндрического стержня. Хорошо известно, что при обтекании цилиндра, закрепленного с двух сторон в широком диапазоне чисел Рейнольдса (примерно от  $5 \times 10^2$  до  $5 \times 10^5$ ), турбулентная область отрыва за телом (дефект профиля скорости) теряет устойчивость, трансформируясь в вихревую дорожку (см. рисунок 2.21(а)). Эта вихревая дорожка имеет некоторое сходство с вихревой дорожкой Кармана (см. рисунок 2.21(б)) для ламинарного режима обтекания при числах Рейнольдса порядка  $10^2$ . При этом в соответствии с известной зависимостью числа Струхала от числа Рейнольдса [80], этот процесс в данном диапазоне можно считать автомодельным (см. рисунок 2.22), т.к. число Струхала колеблется в узком диапазоне вблизи значения 0.2.

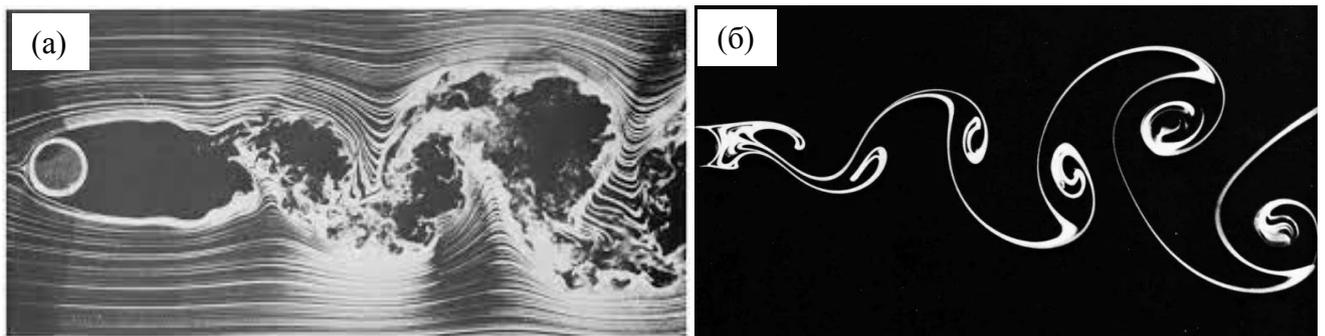


Рисунок 2.21 – Примеры визуализации течения за цилиндром при числе Рейнольдса 10000 (а) и 140 (б)

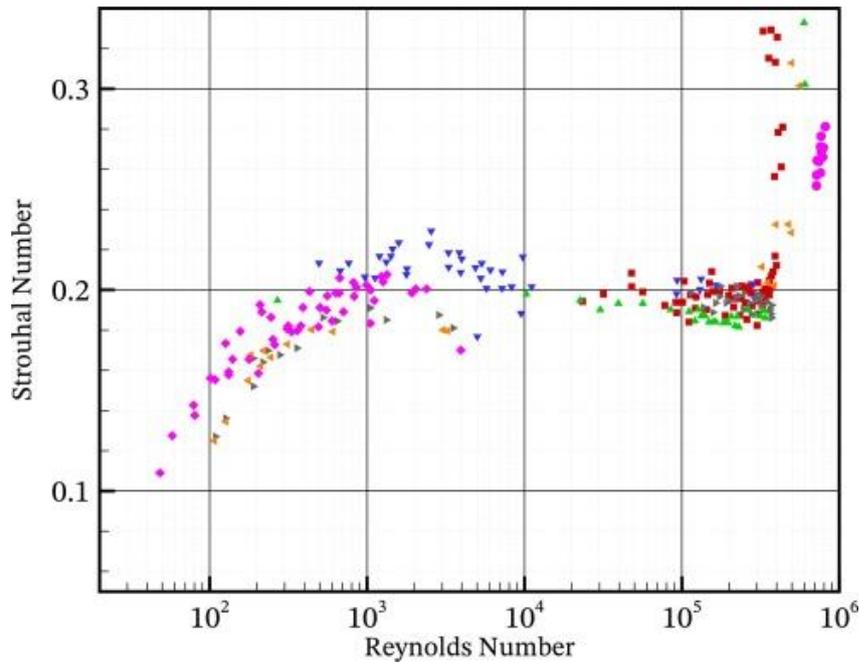


Рисунок 2.22 – Зависимость числа Струхалия от числа Рейнольдса – обобщение результатов разных исследований [80]

В случае консольного закрепления цилиндра к колебаниям, вызванным чисто динамикой течения обтекания, добавляются собственные упругие колебания с амплитудой, зависящей от координаты вдоль стержня. Наибольший интерес представляет процесс перехода от вынужденных колебаний стержня под действием набегающего потока к автоколебаниям, когда частота гидродинамического возбуждения близка к упругим резонансам конструкции. Здесь и далее под автоколебаниями мы будем понимать процессы эффективного взаимодействия между колебаниями обоих типов, которые приводят как к увеличению их амплитуды, так и взаимной подстройке частот. Несмотря на то, что эта задача является классической, и ранее выполнялись детальные экспериментальные исследования в широком диапазоне условий, результаты численного моделирования получены практически исключительно в режимах, когда между собственными колебаниями стержней (вибрациями) и колебаниями акусто-гидродинамических характеристик полей (при обтекании) не наблюдалось эффективного взаимодействия с увеличением интенсивности.

Подробный обзор данной проблематики приводится, например, в монографиях [29-31]. Несмотря на это информация о результатах совместных измерений вибрации и гидродинамических параметров потока, которые можно было бы использовать для проверки достоверности численных расчетов трубных пучков, крайне ограничена.

Одной из классических работ по полям течений воды и гидродинамическим силам является [32]. Авторы рассматривают случаи с «жесткими» цилиндрами и представляют

результаты измерения пульсационной силы, на основе которых рассчитываются коэффициенты пульсационного сопротивления и подъемной силы.

Следует отметить работу [81], в которой исследуется возбуждение цилиндров при поперечном обтекании потоком для проверки метода расчета гидроупругого взаимодействия. Автор приводит результаты измерений гидродинамики потока и перемещения для одного из цилиндров. При данных испытаниях исследуемый цилиндр был жестким и имел подвижное закрепление. Перемещения цилиндра оценивались на основе показаний тензорезисторов, установленных в районе закрепления в стенке канала. Подобный подход делает затруднительной оценку правильности расчета упругих форм колебаний конструкции.

В работе [81] продемонстрирован пример совместного применения LDV – Laser Doppler Vibrometry (лазерная доплеровская виброметрия) и PIV – Particle Image Velocimetry (анемометрия по изображениям частиц) для исследования потока для жестко закрепленного с обеих сторон стержня. В работе [83] акцент делается на исследованиях гидродинамики течения в трубном пучке различными методами: PIV – Particle Image Velocimetry (анемометрия по изображениям частиц); LDA – Laser Doppler Anemometry (лазерная доплеровская анемометрия) и другими. Однако измерения вибрации при данных испытаниях не проводились.

В работах [84,85], выполненных при участии соискателя, представлены результаты экспериментального исследования взаимного влияния вихрей, срывающихся с тела, находящегося в потоке, и вибраций на его структурных резонансах. Эксперименты выполнялись на замкнутом гидродинамическом стенде с узкой горизонтальной проточной рабочей частью (сечение 30×200 мм). Общий вид стенда представлен на рисунке 2.23. Особенность этих исследований, по сравнению с упомянутыми ранее работами, заключалась, в первую очередь, в комплексном подходе к проведению измерений. Проводились одновременные измерения большого набора характеристик, включая: измерения скорости потока (с помощью лазерно-оптических методов PIV, LDA), пульсаций давления (гидрофоны), вибраций стержней (акселерометры внутри стержней и LDV лазерная доплеровская виброметрия). Более того все измерения выполнялись в перекрестной постановке, то есть одни и те же величины считались достоверно определенными только после того, как измерения двумя разными техниками демонстрировали схожие результаты.



Рисунок 2.23 – Общий вид экспериментального стенда FSI в АО «ОКБМ Африкантов». Взято из [84]

В процессе исследований на стенде расходы варьировались в диапазоне от 8 до 16 м<sup>3</sup>/ч, обеспечивая изменение скорости на входе от 0,3 до 1 м/с. В канал были консольно установлены два стержня (пустотелых тонкостенных металлических цилиндра) высотой 197 мм диаметром 7 мм на расстоянии 42 мм между осями. Собственная частота колебаний первого цилиндра была 98 Гц, а второго 88 Гц. Число Рейнольдса  $Re$ , вычисленное исходя из диаметра цилиндров и скорости потока на входе в канал, варьировалось от  $10^3$  до  $10^4$ . На рисунке 2.24 изображены зоны, в которых осуществлялась регистрация различных величин.



Рисунок 2.24 – Общая схема расположение областей проведения измерений из [84]

На рисунке 2.25 приведены результаты измерений вибраций первого стержня при протекании воды через стенд, здесь синяя кривая – данные с виброакселерометра установленного в полость стержня на высоте примерно 2/3 от основания, красная кривая – данные с лазерного виброметра. Точка измерений лазерного виброметра находилась на том же уровне, что и виброакселерометр. На обоих графиках наблюдаются два максимума: низкочастотный на частоте  $f_s$ , вызванный срывами вихрей со стержня (частота Струхалья) и более высокочастотный  $f_n$  обусловленный структурными колебаниями стержня на первой изгибной моде. Тип структурных колебаний стержня был установлен путем построения формы колебаний по данным измерений в нескольких точках, полученным с помощью лазерного виброметра. Разность уровней колебаний на резонансах, измеренных двумя способами, составила около 10%, что говорит о достоверности результатов измерения вибрации и возможности дальнейшего использования этих данных для верификации численных расчетов.

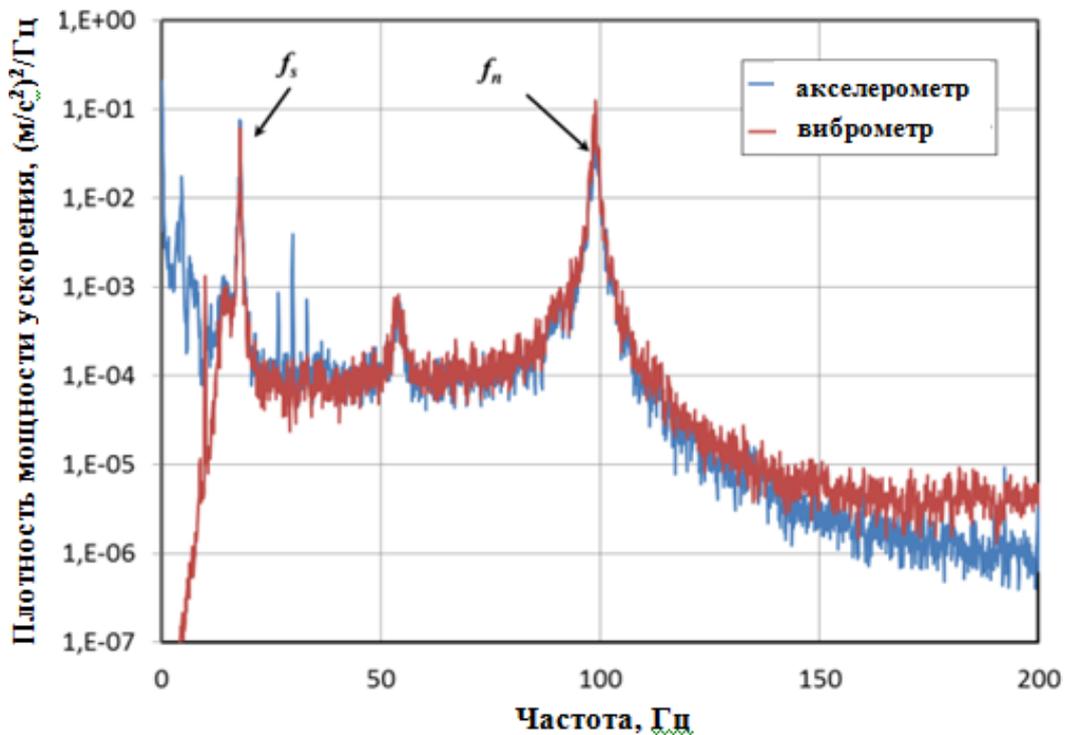


Рисунок 2.25 – Пример результатов измерения вибраций при протекании воды через стенд, синяя кривая – данные с встроенного в стержень акселерометра, красная кривая – данные с лазерного виброметра

На рисунке 2.26 приведено сравнение амплитуд пульсаций скорости потока в точке за цилиндром, измеренной двумя разными методами: LDA и PIV, скорость течения при этом составляла 0.46м/с. На графике, в рассматриваемом частотном диапазоне, присутствует только один максимум, связанный со срывом вихрей со стержня (частота Струхалья). Здесь, также как и в случае с измерениями вибраций, разница в уровнях для данного максимума составила менее

10%, а это значит, что оба метода могут быть использованы для получения достоверных экспериментальных данных.

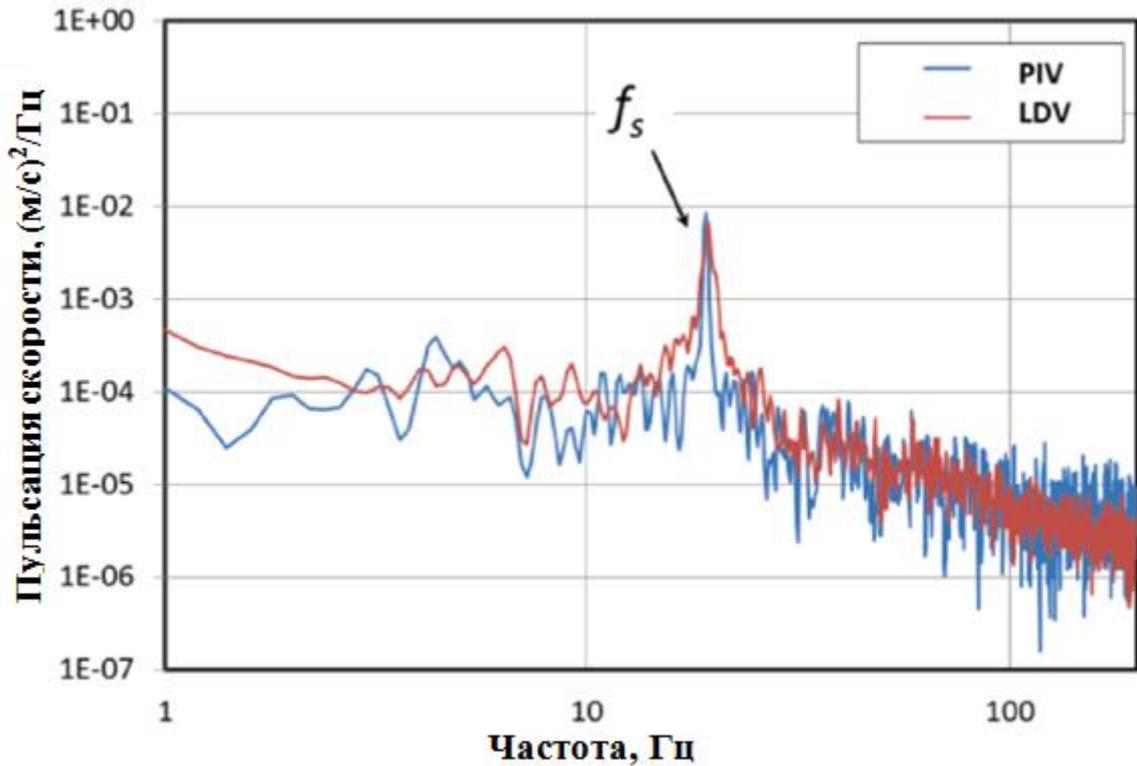


Рисунок 2.26 – Пульсации скорости, измеренные в точке за цилиндром двумя методами: LDV и PIV

Затем исследовалось взаимное поведение этих резонансов. Измерения проводились с плавным увеличением скорости набегающего потока, который приводил к пропорциональному росту срывной частоты (Струхалия)  $f_s$  и плавному росту амплитуды флуктуаций. При превышении порогового значения скорости порядка 0.65 м/с происходит резкий рост амплитуды колебаний по данным изменений всех параметров (скорости, пульсаций давления и вибраций) на срывной частоте и ее гармониках и на собственной частоте колебаний  $f_n$ . Причина этого заключается в синхронизации (захвате) срывной частоты и собственных колебаний, которая происходит, из-за совпадения собственной частоты с четвертой гармоникой срывной частоты  $4f_s$ . На рисунке 2.27 отображено изменения спектральных характеристик давления и виброускорения, в зависимости от скорости течения.

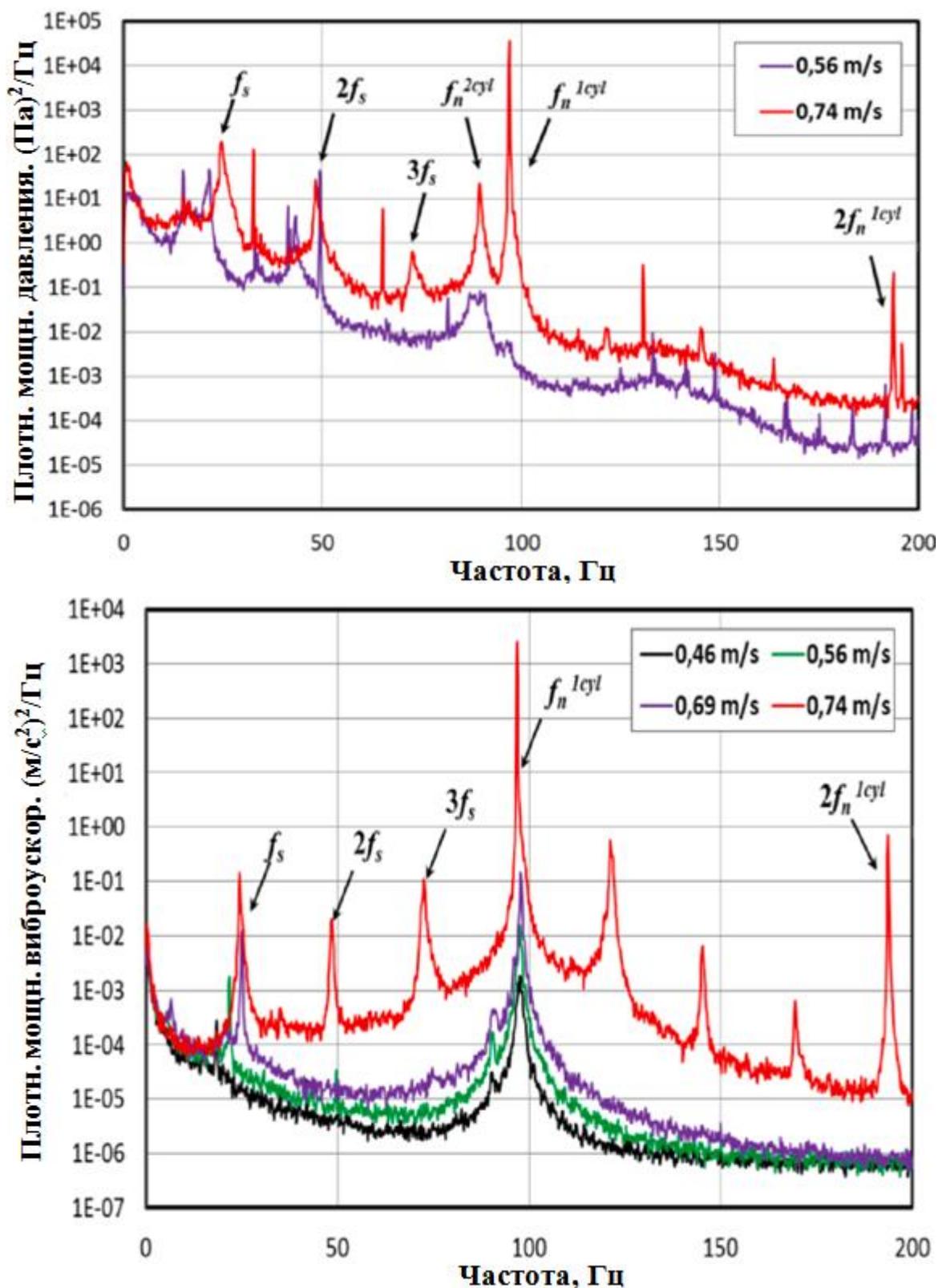


Рисунок 2.27 – Спектры колебаний давления по данным гидрофона (картинка сверху), спектры колебаний стержня по данным лазерного виброметра от скорости потока (картинка снизу)

Подобный эффект наблюдался при последующем увеличении скорости набегающего потока от  $0,65$  до  $0,8 \text{ м/с}$  (при этом срывная частота практически не меняется, синхронизируясь с собственной), а затем фиксировался спад.

В результате были получены зависимости пульсаций давления в точке за цилиндром и вибраций цилиндра для разных скоростей течения. Было показано, что разница в уровнях вибраций на упругих резонансах наблюдаемого объекта составила не более 10% при измерениях двумя способами: контактным виброакселерометром и бесконтактным виброметром. Полученные данные обладают высоким уровнем достоверности за счет перекрестного характера измерений и в дальнейшем могут быть использованы для моделирования виброакустических полей обтекаемых конструкций, в том числе и численного, с учетом взаимного влияния гидродинамики и вибрации. Было показано, что в некоторых диапазонах скоростей течения уровни пульсаций давления и вибраций образца могут существенно увеличиваться из-за совпадения гармоники срывной частоты с частотой изгибного резонанса образца.

#### **2.4 Заключение по главе**

В главе предложена методология исследования колебаний упругих тел обтекаемых турбулентным потоком жидкости. С помощью измерений профиля крыла в потоке на проточном стенде с использованием лазерной виброметрии показано, что в поле давления могут формироваться максимумы на частотах упругих резонансов обтекаемого тела. Результаты измерений гребного винта на подводном аппарате в натуральных условиях показали, что изгибные резонансы могут определять максимальные уровни акустического поля в широком частотном диапазоне, что делает обязательным учет влияния резонансов при проектировании движителей. Для рассматриваемого в работе гребного винта превышение уровней ближнего акустического поля на резонансах над шумом, создаваемым работой аппарата может, достигать 20дБ. Более того, как показали перекрестные экспериментальные исследования (одна и та же величина измеряется разными техниками), описанные в разделе 2.1, уровни давления на упругих резонансах тела могут получить дополнительное усиление при совпадении значения резонанса и гармоники срывной частоты. При этом в спектрах акустических величин образуются наборы гармоник срывной частоты и изгибного резонанса.

Как правило, измерения резонансных форм колебаний тел в натуральных условиях под водой выполнить затруднительно. Поэтому особенностью предложенной методологии является расчетно-экспериментальный подход, основанный на использовании лазерных измерений вибрации винта в воздухе с целью последующей проверки достоверности его численной модели. Расчеты, выполненные с использованием полученной численной модели в воде, позволяют сопоставлять формы колебаний винта с максимумами, наблюдаемыми в акустическом поле.

### **Глава 3. Исследование взаимосвязи воздушного шума и вибраций с использованием лазерной виброметрии**

Лазерная доплеровская виброметрия благодаря своему главному преимуществу – возможности измерения вибраций в большом наборе точек без искажения динамических характеристик исследуемого объекта, получила широкое применение при решении прикладных задач в промышленности. Как правило, в этих задачах анализируются структурные колебания объектов, измеряются распределения вибраций по поверхности для определения резонансов с целью дальнейшей нейтрализации различных негативных эффектов от них. Результаты измерений распределения вибраций по поверхности могут быть также использованы и для анализа виброакустических полей внутри и снаружи объекта.

В качестве примера области, где результаты измерений вибраций на поверхности тела могут помочь проанализировать акустическое поле внутри тела можно привести автомобилестроение. Акустическое поле в салоне автомобиля обусловлено воздействием трех основных первичных источников [86]: работой двигателя, взаимодействием автомобиля с дорогой (шум от неровного покрытия, удары об кочки, ямы), набегающий поток воздуха (при скоростях движения свыше 100км/ч). Энергия от этих источников в салон передается по структурным связям или через воздух к панелям кабины и салона, являющимися вторичными источниками вибраций и звука. Пассажиры воспринимают поля, созданные вторичными источниками. Одним из способов снижения уровня шума внутри салона заключается в борьбе с резонансами панелей. Отдельное внимание следует уделять проблеме совпадения резонансов панелей и воздушной полости салона, поскольку в этой ситуации акустическое поле внутри кабины может получить дополнительное усиление. Таким образом, с целью снижения уровней шума в кабине и определения элементов, ответственных за повышенное шумоизлучение, необходимо получать информацию о модах кузова (рамы), панелей кузова, воздушного объема кабины.

Экспериментальным исследованиям мод воздушного объема кабины уделяется немало внимания [37-39], также как и измерению колебаний панелей кузова и кабины с помощью лазерного виброметра [34-36]. Отметим, что публикаций, в которых описывалось бы выполнение этих задач в рамках одного исследования, найти не удалось. При этом очевидна актуальность совместного экспериментального исследования упомянутых эффектов. В разделе 3.1 диссертации будут приведены результаты подобных совместных измерений с целью описания взаимосвязи между полем внутри салона и резонансами панелей кузова автомобиля.

Бесконтактный принцип измерений, особенно выгодный при работе с относительно легкими объектами, расширяет возможности лазерной виброметрии в сфере акустики, в частности для прогнозирования виброакустических полей. Лазерная виброметрия активно используется при разработке различных источников звука [87,88] и измерительных датчиков [89,90] в исследованиях в области музыкальной акустики [91-93].

В ходе различных исследований может возникать необходимость в определении акустических полей путем косвенных измерений – по результатам пересчета распределения некоторой акустической величины в другую область пространства. Для решения такой задачи активно используется техника акустической голографии [94]. Для экспериментальной реализации этой техники, как правило, используются протяженные решетки из микрофонов или гидрофонов. Такие решетки могут быть одномерными [39], плоскими [40-43], в форме креста [43] или иметь более сложную форму. Также можно использовать одномерную цепочку приемников для «синтезирования» двумерной антенной решетки [39].

Существует ряд работ, посвященных использованию различных экранов, на которых с помощью лазерного виброметра будет измеряться распределение скорости, в качестве альтернативны антенным решеткам из микрофонов и гидрофонов [45-46], [95-98]. Использование таких экранов позволяет значительно повысить количество измерительных точек по сравнению с антенными решетками, что позволяет повысить верхнюю границу частотного диапазона для методов акустической голографии. В работах [45,46] было предложено использование тонкого «невесомого» экрана в качестве альтернативы планарным антенным решеткам микрофонов. В перечисленных выше работах, на экране измеряется распределение скорости, которое затем используется для поиска областей повышенного шумоизлучения или распределения виброакустического поля в некоторой плоскости. В разделе 3.2 диссертации описываются результаты измерений, выполненные с использованием экрана с другой целью. А именно, для оценки акустического поля вдали от исследуемого источника. Результаты оценки при этом сравниваются с результатами прямых измерений поля от источника.

### **3.1 Технология совместного измерения акустического поля внутри салона и резонансов панелей кабины автомобиля**

В ходе работы исследовались механизмы являющиеся причиной возникновения акустических полей в кабине автомобиля, объектом исследований являлся автомобиль «Газель» (рисунок 3.1). Исследования проводились в три этапа. На первом этапе определялись резонансы рамы с закрепленной на ней кабиной. Для этой цели использовался набор виброакселерометром, сигнал с которых синхронно регистрировался многоканальным АЦП. На

втором этапе с помощью трехкомпонентного сканирующего лазерного виброметра определялись резонансы панелей кабины. На третьем этапе выполнялись измерения акустических полей внутри кабины автомобиля.



Рисунок 3.1 – Объект измерений – автомобиль «Газель»

В ходе работ колебания автомобиля возбуждались с помощью двух вибровозбудителей: большого, массой около 50кг, максимальная сила до 350Н и маленького, массой 4.5кг с максимальной силой до 30Н. Вибровозбудители закреплялись на правом заднем углу рамы в направлении под углом ко всем осям координат (рисунок 3.2). Подобное расположение вибровозбудителей было выбрано из-за того, что в этом месте находятся максимумы большинства мод, выбранная ориентация позволяет одновременно возбуждать колебания в трех направлениях. Каждая из мод конструкции является результатом многократного отражения распространяющихся в конструкции упругих волн от границ (краев) конструкции. Для этих волн границы конструкции являются мягкими. При отражении от такой границы напряжение на границе зануляется (в пренебрежении излучением в воздух), а скорость удваивается. В связи с этим на границах конструкции находятся пучности вибрационных скоростей мод. Соответственно, пучности мод, формируемых упругими волнами, распространяющимися преимущественно вдоль рамы, находятся на переднем и заднем краях рамы, а для мод,

формируемых поперек рамы волнами – на боковых краях рамы. Таким образом, углы рамы являются пучностями для большего числа мод, чем любые другие точки рамы.



Рисунок 3.2 – Вибровозбудитель НТЦМ-2101 закрепленный за правый задний угол рамы, стрелкой отмечен опорный вибродатчик на корпусе вибратора

В качестве сигнала для возбуждения конструкций использовался шум в полосе 2...500Гц для большого вибратора и шум в полосе 10...500Гц для маленького вибратора. В процессе измерений ускорение каждого из вибраторов регистрировалось с помощью опорного вибродатчика закрепленного на корпусе вибратора (см. рисунок 3.2). На рисунке 3.3 представлено сравнение спектров с датчика ускорения, установленного на вибровозбудителях в ходе работы (синяя кривая – маленький вибратор, красная кривая – большой вибратор). Заметно два существенных отличия. Во-первых, маленький вибратор имеет один явный максимум в АЧХ, связанный с резонансом его пружины, выше этого максимума АЧХ ускорения и, соответственно, силы имеет ровный характер, в то время как АЧХ большого вибратора имеет изрезанный характер. Во-вторых, заметно, что уровень колебаний на опорном вибродатчике для маленького вибровозбудителя заметно выше, чем у большого, несмотря на то, что большой вибратор более мощный и уровень вибраций на ближайшем к точке закрепления вибраторов датчике выше от него (см. рисунок 3.4).

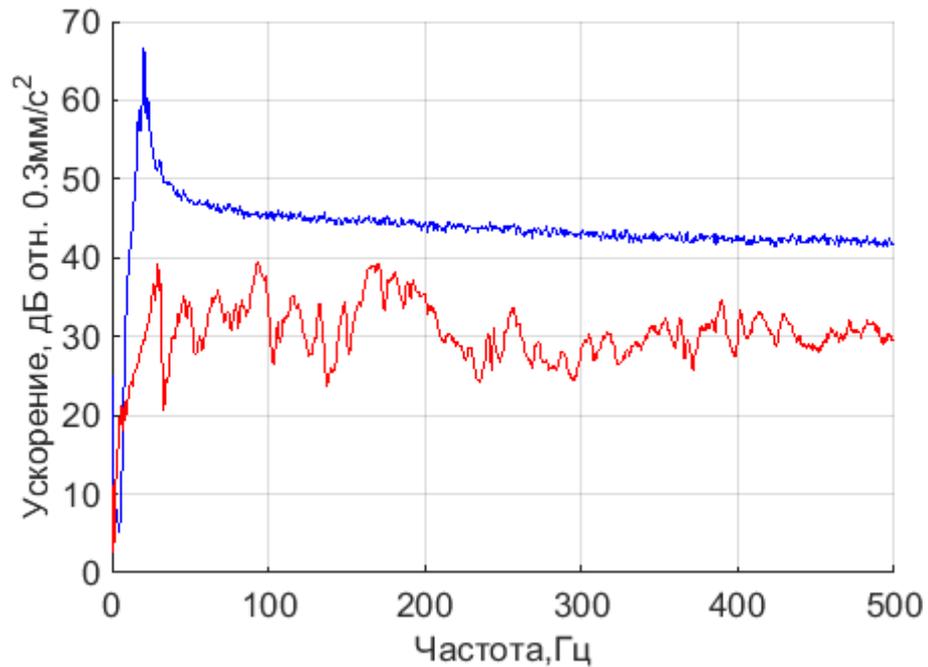


Рисунок 3.3 – Сравнение сигналов с датчика, установленного на вибровозбудителях: синяя кривая – маленький вибровозбудитель, красная кривая – большой

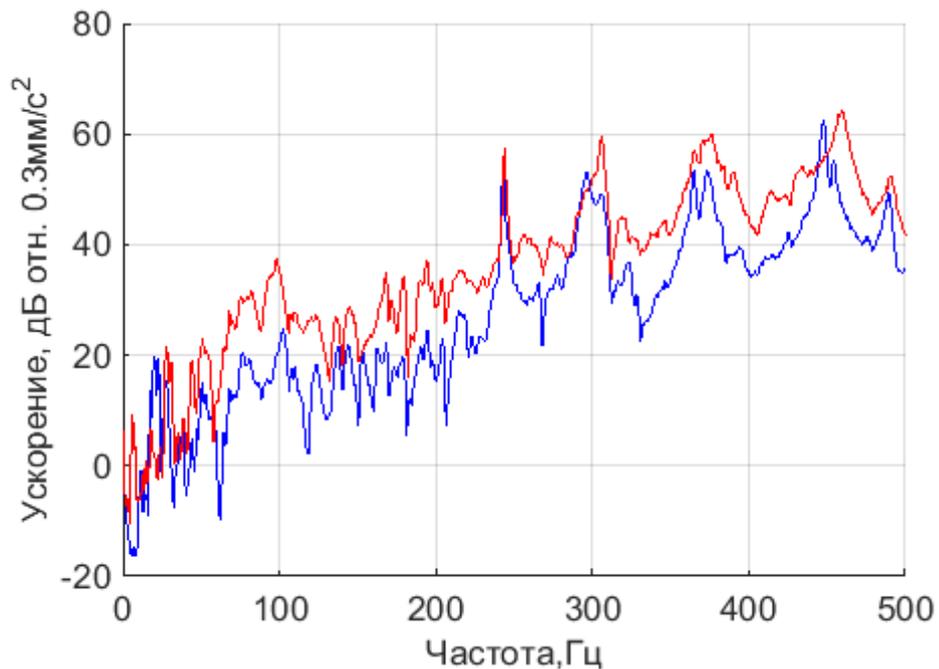


Рисунок 3.4 – Сравнение уровней колебаний от разных вибровозбудителей для ближайшего к ним вибрдатчика (левый задний угол рамы, продольное направление). Синяя кривая – маленький вибровозбудитель, красная кривая – большой вибровозбудитель

Разницу между уровнями на контрольном вибрдатчике (рисунок 3.3) можно объяснить тем, что при одинаковом уровне подаваемого на большой вибратор электрического сигнала он будет развивать ускорение примерно в 10 раз меньшее, чем маленький вибратор, при этом они могут создавать одинаковую силу. Это косвенно подтверждается графиками на рисунке 3.4, где

сравниваются уровни колебаний на ближайшем к точке установки вибраторов вибродатчике. Сигнал на нем пропорционален силе, действующей раму автомобиля и уровни колебаний на этом датчике более близки друг к другу по сравнению с опорным вибродатчиком.

В ходе предварительного анализа форм колебаний было замечено, что тяжелый вибратор влияет на динамические характеристики рамы. Например, значение частоты первого изгибного резонанса рамы в вертикальном направлении при возбуждении вибратором большим вибратором составил 8.4Гц, а при возбуждении маленьким вибратором 10.2Гц. Такое влияние обусловлено наличием вибрационной развязки только в направлении штока вибратора, в остальных направлениях вибратор не отвязан от рамы и своей массой изменяет ее динамические характеристики. Это свидетельствует о том, что нагрузка в виде данной конструкции (шасси автомобиля с кабиной) недостаточно велика для данного вибратора, рассчитанного на возбуждение многотонных конструкций, и не позволяет использовать расположенный на подвижной части вибратора датчик виброускорения для оценки, действующей на конструкцию силы со стороны вибратора. В результате, для работ направленных на идентификацию глобальных резонансов рамы и кабины, был выбран относительно небольшой вибровозбудитель, конструкция и масса которого не влияют на характеристики возбуждаемых им колебаний конструкции, и позволяют правильно оценивать возбуждающую силу по ускорению подвижной части вибратора.

При использовании подобного источника вибраций возникает вопрос, достаточно ли будет его мощности для возбуждения интересующих колебаний? С целью ответа на данный вопрос было выполнено сравнение уровней сигнала от работающего вибратора с фоном для всех точек, на рисунке 3.5 приведены наиболее характерные результаты. Данные графики демонстрируют превышение уровня сигнала над фоном во всем анализируемом частотном диапазоне 5...500Гц для всех трех направлений даже для точек, отделенных от рамы амортизационными каскадами (а,б,в). При этом в диапазоне частот свыше 8-10Гц превышение уровня сигнала над фоном составляет 20-60дБ для различных точек. Соответственно, из рисунков 3.4, 3.5 можно сделать вывод о принципиальной возможности использования маленького вибратора для возбуждения колебаний шасси автомобиля для идентификации глобальных мод рамы и кабины, и использовании в качестве сигнала возбуждения полосового шума.

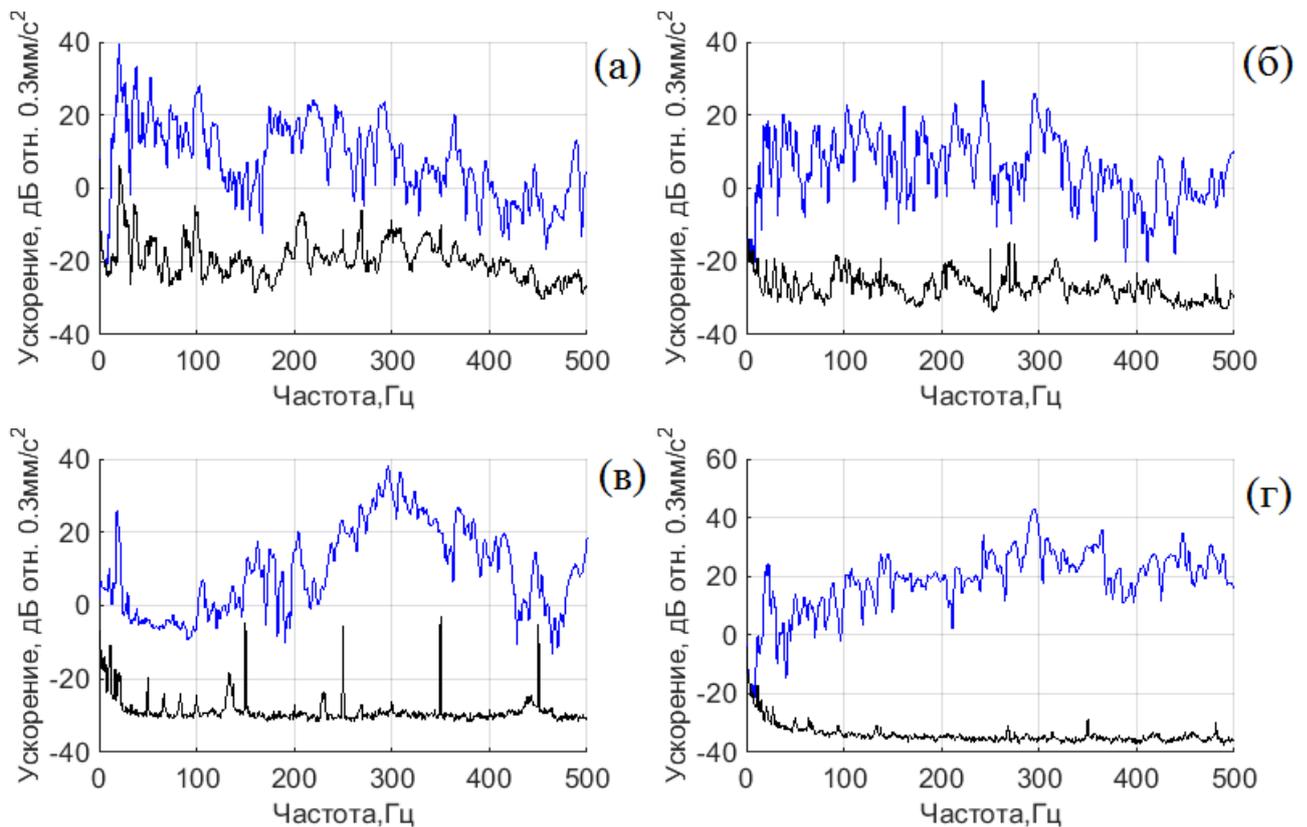


Рисунок 3.5 – Сравнение сигнала (синие кривые) с фоном (черные кривые) для следующих точек: (а) – центр левой двери, поперечное направление; (б) – крыша, левый носовой угол, вертикальное направление; (в) – правая передняя опора двигателя, после амортизатора сверху, вертикальное направление; (г) – правый носовой угол рамы, продольное направление

По результатам измерений были построены частотные зависимости вибраций в виде усредненных по времени коэффициентов передач от вибровозбудителя (примеры приведены на Рисунок 3.6), которые затем использовались для построения форм колебаний. Всего в измерениях было задействовано 83 вибродатчика, расположенных на раме и кабине автомобиля. Здесь стоит отметить, что для оценки силы вибратора использовался датчик, установленный на его корпусе. Масса вибратора, умноженная на сигнал с этого датчика, является силой только в случае установки вибратора на жесткое тело много большей массы по отношению к массе вибратора, эти условия не выполняются в описываемых исследованиях. Тем не менее, масса подвижной части вибратора сильно больше массы штока, на котором он колеблется, поэтому для выполнения относительных оценок коэффициентов передачи можно использовать сигнал с датчика, закрепленного на корпусе вибратора.

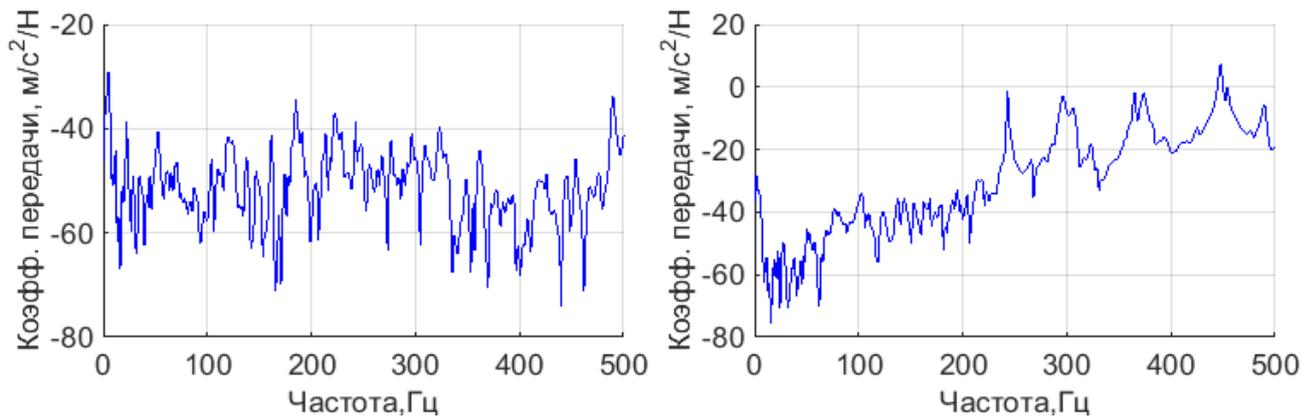


Рисунок 3.6 – Коэффициент передачи от вибровозбудителя в точку на задний левый угол рамы, вертикальная составляющая (картинка слева), в точку на левом заднем угле рамы, продольная составляющая (картинка справа)

В Таблице 3.1 приведены некоторые из основных форм колебаний, идентифицированных по результатам данных измерений, на рисунках 3.7-3.8 представлено графическое изображение некоторых форм. В таблице 3.1 под затуханием понимается величина обратная добротности. Как видно из описания форм мод, в колебаниях практически на каждой резонансной частоте участвует множество элементов конструкции с разными амплитудами, и по статическому изображению (мгновенному снимку колебаний) весьма затруднительно определить даже тип моды и ее форму (тип деформации рамы, кабины или их отдельных элементов и панелей, относительную фазу колебаний элементов и пр.). В результате анализа полученных данных было замечено, что резонансы панелей кабины начинаются в диапазоне частот выше 20Гц.

Таблица 3.1 – Формы колебаний рамы и кабины шасси автомобиля ГАЗ А22R36. Ориентация осей X, Y и Z указана на рисунке 3.7.

Частота, Гц	Затухание	Описание формы колебаний
10.3	0.043	1-ая изгибная РАМЫ по Y, поворот ДВИГАТЕЛЯ вокруг X
11.7	0.029	<b>1-ая изгибная РАМЫ по Y</b> , поворот КАБИНЫ вокруг X
12.0	0.027	1-ая изгибная РАМЫ по Y, амортизация КАБИНЫ по Y(задняя часть), амортизация ДВИГАТЕЛЯ по Y(задняя часть)
13.4	0.020	<b>1-ая изгибная РАМЫ по X</b> , поворот КАБИНЫ вокруг Y с деформацией
14.8	0.020	1-ая изгибная РАМЫ по X, закручивание задней части РАМЫ вокруг Z
18.1	0.019	1-ая закручивания РАМЫ вокруг Z, ЗАДНЯЯ ПАНЕЛЬ, ДВЕРИ, амортизация КАБИНЫ по Z, ДВИГАТЕЛЬ
19.2	0.018	<b>2-ая изгибная РАМЫ по X</b> , ЗАДНЯЯ ПАНЕЛЬ, ДВЕРИ, лев.ПАНЕЛЬ, <b>1-ая закручивания РАМЫ вокруг Z</b> (задняя

		половина), поворот КАБИНЫ вокруг Y
22.3	0.017	<b>1-ая изгибная РАМЫ по Y, ЗАДНЯЯ ПАНЕЛЬ, КРЫША</b>
26.8	0.017	<b>2-ая закручивания РАМЫ вокруг Z, амортизация КАБИНЫ по X, поворот КАБИНЫ вокруг Y</b>
29.3	0.017	<b>1-ая изгибная РАМЫ по X</b>
29.8	0.015	<b>Прав. пер. ДВЕРЬ, 1-ая изгибная РАМЫ по X, 1-ая закручивания РАМЫ вокруг Z, амортизация кабины по Y, ЗАДНЯЯ ПАНЕЛЬ</b>
33.4	0.012	<b>Прав. пер. ДВЕРЬ, лев.ПАНЕЛЬ</b> Задн. часть РАМЫ: закручивание вокруг Z, растяжение и колебания по X;
38	0.013	Лев. ДВЕРЬ, ЗАДНЯЯ ПАНЕЛЬ, лев.ПАНЕЛЬ, 1-ая изгибная РАМЫ по Y, БАЛКА руля
40	0.0025	<b>2-ая изгибная РАМЫ по Y, ДВЕРИ, КРЫША, деформация КАБИНЫ</b>
40.2	0.011	РАМА, ДВЕРИ, лев.ПАНЕЛЬ, <b>ЗАДНЯЯ ПАНЕЛЬ, КРЫША</b>
42.2	0.011	ЗАДНЯЯ ПАНЕЛЬ (прогиб, 2-ая)
43.4	0.017	прав.передн. ДВЕРЬ
44.4	0.020	2-ая закручивания РАМЫ вокруг Z, 2-ая изгибная РАМЫ по X, прав.пер. ДВЕРЬ, деформация КАБИНЫ
47.5	0.020	2-ая изгибная РАМЫ по Y, ПОЛ, БАЛКА руля
51	0.020	2-ая изгибная РАМЫ по Y, КРЫША(прогиб, 2-ая), ПОЛ, передние ДВЕРИ (в противофазе), деформация КАБИНЫ
52.8	0.021	<b>2-ая изгибная РАМЫ по X, ЗАДНЯЯ ПАНЕЛЬ, прав.пер.ДВЕРЬ, деформация кабины</b>
69.8	0.028	<b>3-ая изгибная РАМЫ по X, 3-ая закручивания РАМЫ вокруг Z, прав. пер.ДВЕРЬ, ЗАДНЯЯ ПАНЕЛЬ, ПОЛ</b>
77	0.012	Опора КАРДАНА
85.4	0.011	прав. передн. ПАНЕЛЬ, ПОЛ
102.6	0.019	<b>4-ая закручивания РАМЫ вокруг Z, ЗАДНЯЯ ПАНЕЛЬ</b>
110	0.010	Опора КАРДАНА
174.6	0.013	Изгиб РАМЫ по X

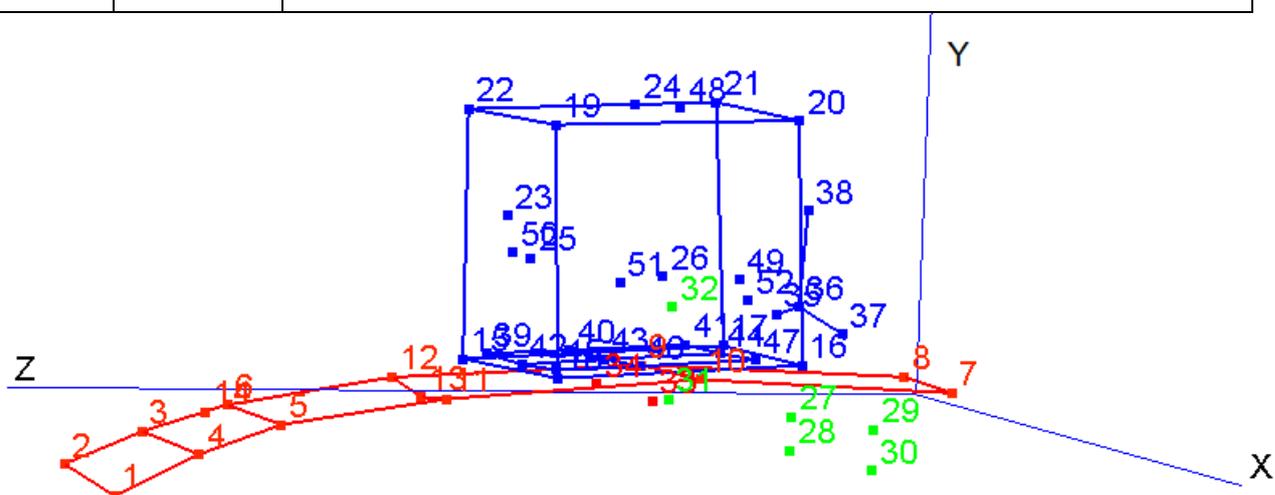


Рисунок 3.7 – Форма колебаний на частоте 10.3Гц, 1-ая изгибная рамы по Y, поворот двигателя вокруг оси X

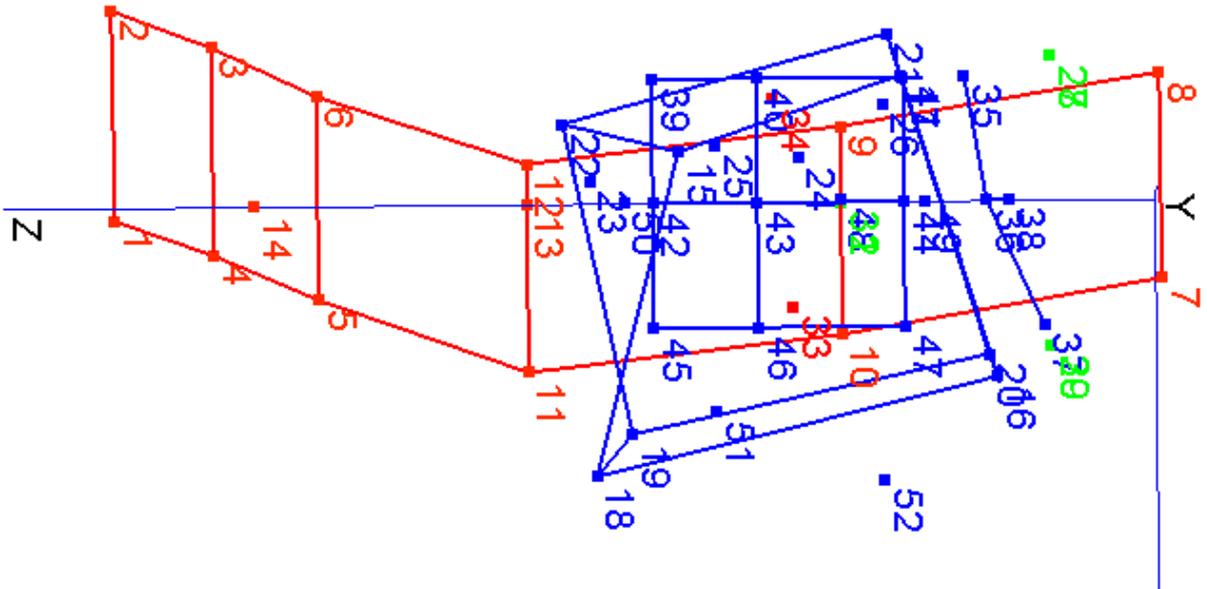


Рисунок 3.8 – Форма колебаний на частоте 13.4Гц, 1-я изгибная рамы по X, поворот кабины вокруг Y с деформацией

Второй этап вибрационных измерений был посвящен определению форм и частот резонансов панелей кабины. Измерения проводились лазерным виброметром при возбуждении панелей вибратором. Колебания измерялись для 800 точек, набор из такого количества вибродатчиков весил бы несколько десятков килограмм и существенно повлиял бы на результаты измерений. В ходе анализа результатов выяснилось, что при установке вибратора непосредственно на исследуемую панель форма колебаний панели даже на резонансной частоте моды заметно отличается от формы данной моды в области установки вибратора за счет возбуждения большого числа других мод панели. Дело в том, что при возбуждении вибраций панели сосредоточенным источником на резонансной частоте данной моды помимо этой моды возбуждаются и все остальные моды, но с меньшим коэффициентом возбуждения (величина коэффициента возбуждения резонансной моды по порядку величины больше в число раз, равное добротности этой моды). Вибрационное поле этих мод в области источника когерентно суммируется за счет их синфазного возбуждения, а по мере удаления от источника спадает за счет усреднения по фазам этих мод, которые при удалении от области источника меняют свои знаки в соответствии с формой каждой из этих многочисленных мод. При этом суммарная форма колебаний этих мод оказалась близка к форме статического прогиба панели при приложении постоянной силы в точке расположения вибратора. Поскольку число этих мод велико, то амплитуда их суммарного колебания в области источника может быть сопоставима или даже превышать амплитуду колебаний резонансной моды, значительно искажая тем самым форму измеряемой резонансной моды.

Пример такого превышения приведен на рисунке 3.9, для случая возбуждения вибраций панели установленным на нее вибратором. Чтобы избежать этого эффекта, необходимо возбуждать вибрационное поле панели распределенным источником, при котором области синфазного сложения нерезонансных мод отсутствуют. Так, при возбуждении удаленным вибратором, установленном на углу рамы шасси, возбуждение вибраций каждой панели кабины происходит за счет колебаний каркаса периметра панели при колебаниях всей кабины, которые в свою очередь возбуждаются через опоры крепления к раме. В этом случае вибрации каждой панели возбуждаются распределенным источником, и форма резонансных колебаний измеряемой моды не искажается не в каких областях панели. Формы «чистых» резонансных колебаний при возбуждении в данном случае приведены для примера на рисунке 3.10. На основании изложенного выше при измерении форм колебаний панелей кабины для возбуждения их вибраций использовался удаленный вибратор, установленный на углу рамы шасси (рисунок 3.2). Непосредственно для измерений колебаний панелей применялся большой вибровозбудитель так, как он обеспечивает более высокий уровень вибрации по сравнению с маленьким (см. рисунок 3.4).

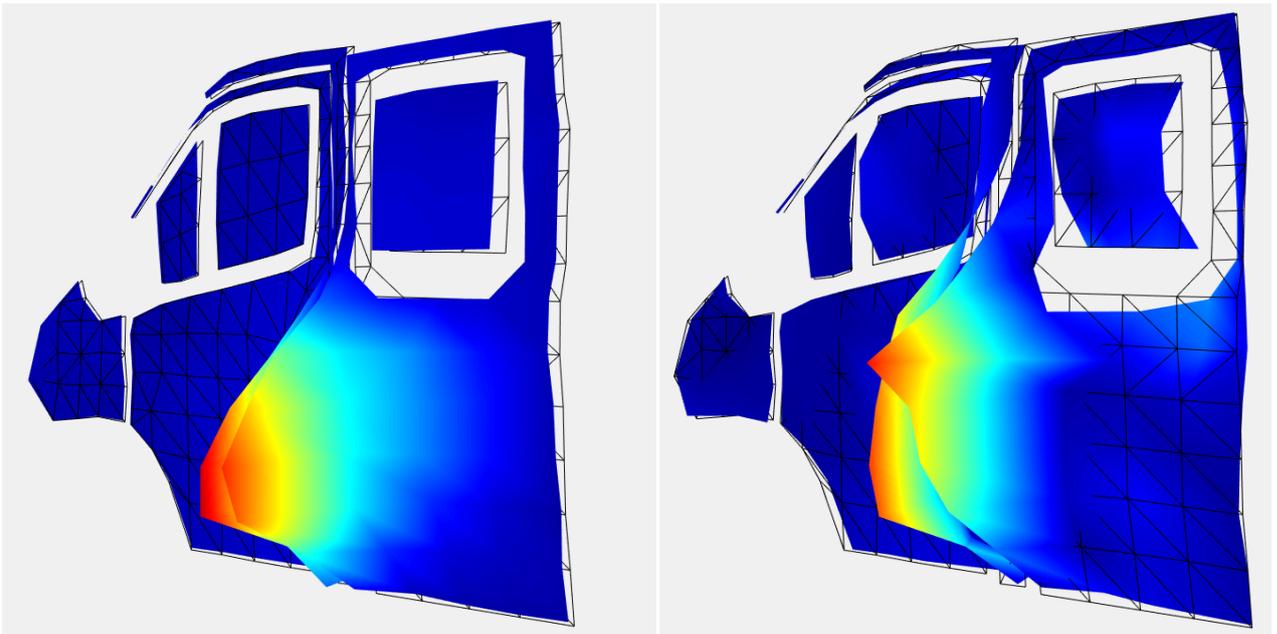


Рисунок 3.9 – Формы колебаний левой стороны кабины при возбуждении колебаний вибратором закрепленным за стойку между дверью и задней панелью (слева – 21.5Гц, справа – 102.2Гц). Цветом на рисунке обозначена амплитуда виброскорости

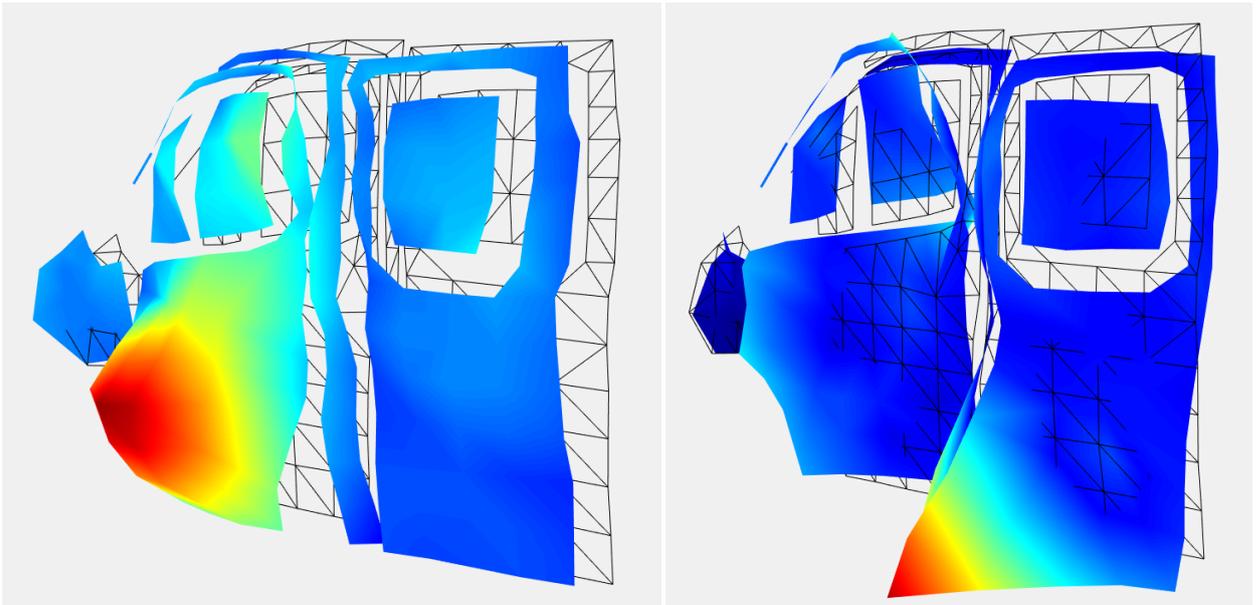


Рисунок 3.10 – Формы колебаний левой стороны кабины при возбуждении колебаний большим вибратором за правый задний конец рамы (слева – 21.2Гц, справа – 99.8Гц). Цветом на рисунке обозначена амплитуда виброскорости

На третьем этапе работ выполнялось определение резонансов воздушного объема кабины. Для этой цели был выполнен предварительный расчет форм и частот мод воздушного объема кабины с жесткими стенками с использованием численной модели. Частота низшей моды составила величину 87 Гц, форма одной из низших мод №2 с частотой 87 Гц, а также моды №12 с частотой 197 Гц, приведены на рисунке 3.11.

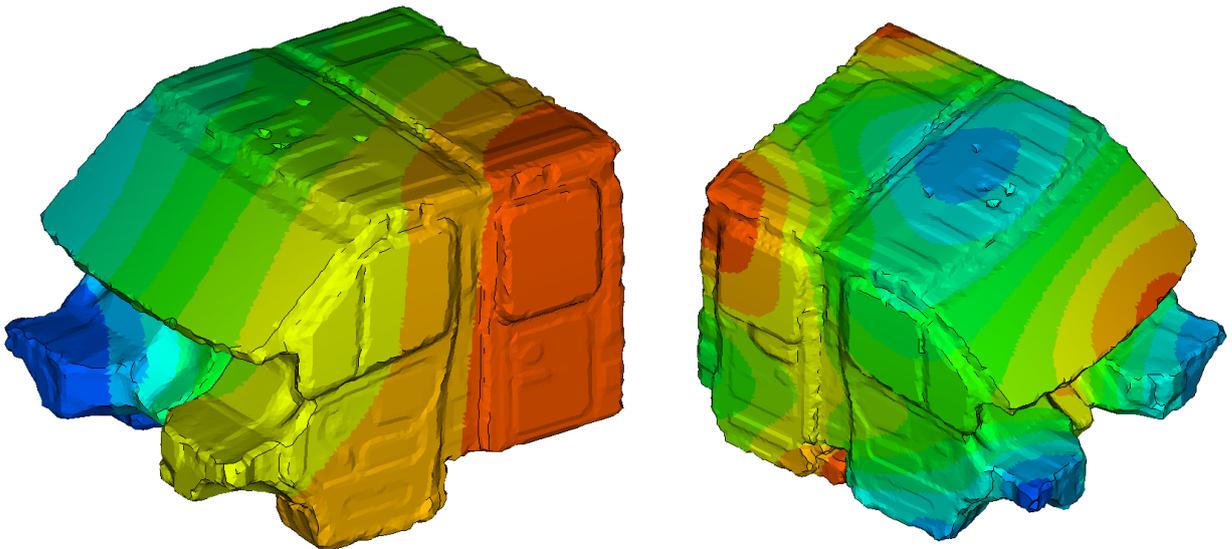


Рисунок 3.11 – Формы акустических мод воздушного объема кабины с жесткими стенками с частотами 87 Гц (слева) и 197 Гц (справа). Цветом на рисунке обозначена амплитуда давления

Измерения акустических резонансов воздушного объема кабины выполнялись с помощью трех протяженных антенных линий с расстоянием между чувствительными элементами в 0.2м, каждая из антенн состоит из 36 элементов. Антенны растягивались по объему кабины таким образом, что образовывали измерительную сетку, изображенную на рисунке 3.15. Для того чтобы обеспечить вибрационную отвязку элементов антенны от колебаний панели кабины, антенны привязывались через технологические отверстия в кабине мягкой киперной лентой.

На рисунке 3.12 приведены частотные зависимости (спектры) усредненного по всем точкам измерения квадратного корня мощности звукового поля (спектра амплитуды) в кабине при возбуждении его силовым источником (вибратором), расположенным на заднем углу рамы автомобиля. Для звукового поля значения на вертикальной оси соответствуют дБ относительно 1Па, для поля вибрации значения соответствуют дБ относительно  $1\text{м/с}^2$ .

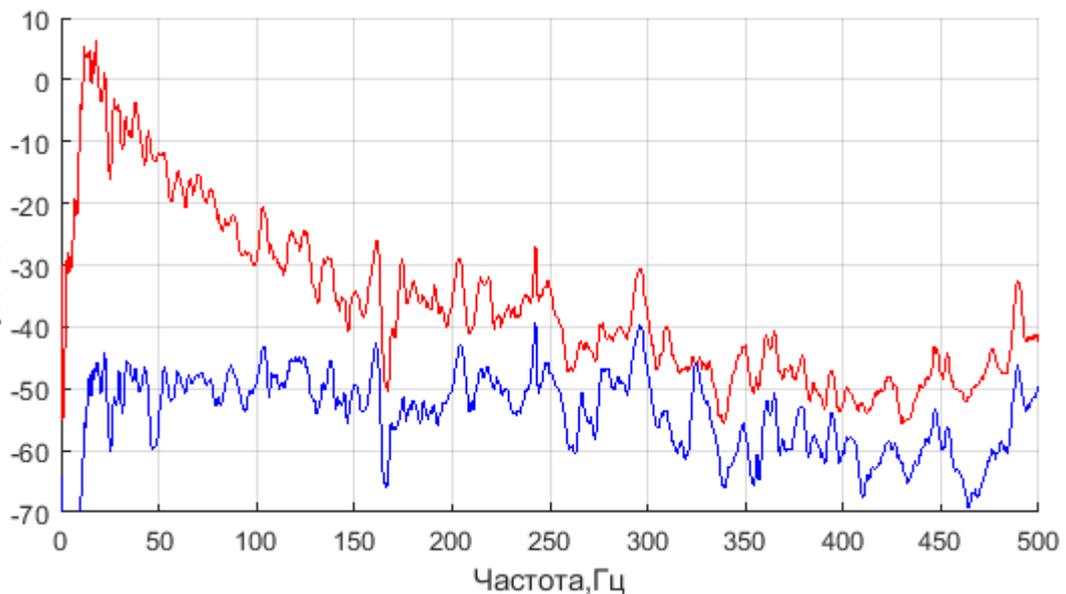


Рисунок 3.12 – Красная кривая – усредненный спектр амплитуды. Синяя кривая – частотная зависимость модуля амплитуды вибраций стенок кабины

Как видно из графиков, резонансы звукового поля в кабине наблюдаются и на существенно более низких частотах, чем предсказывает модель с жесткими стенками. Это связано с влиянием упругости панелей, заключающих в себе воздушный объем кабины. Упругость означает подвижность стенок ограничивающих объем воздуха, а подвижность стенок ведет к возрастанию эффективной длины волны для одной и той же резонансной формы колебаний, укладываемой между этими стенками, а значит и к снижению значения резонансной частоты. На представленных графиках наблюдается совпадение значений частот резонансов в усредненном поле вибрации и в усредненном акустическом поле, которое заметно также и в более низком частотном диапазоне, что продемонстрировано на рисунках 3.13 и 3.14.

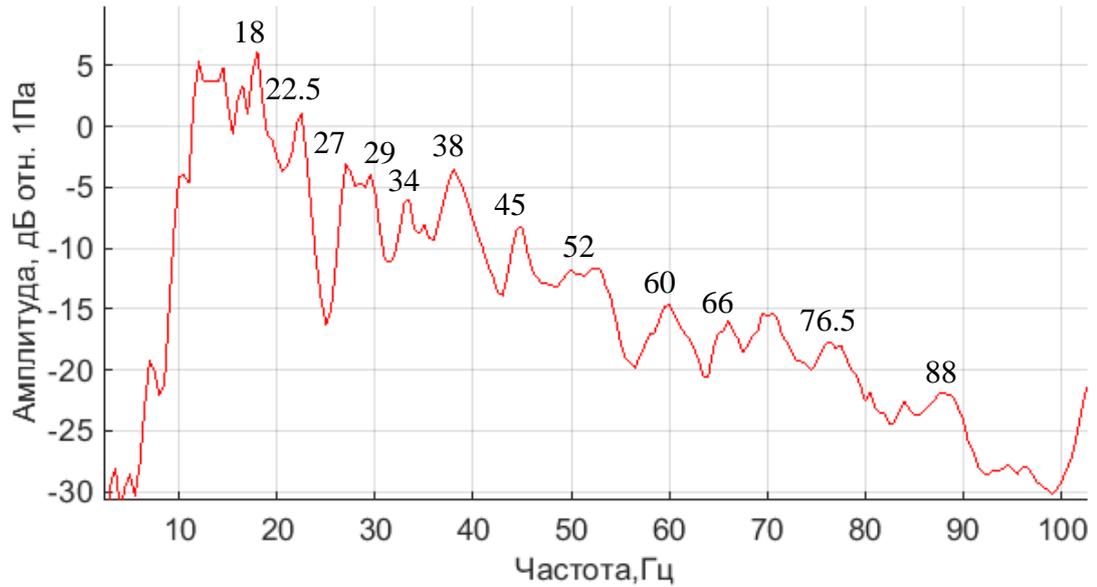


Рисунок 3.13 – Частотная зависимость усредненного по всем точкам измерения модуля амплитуды звукового поля в кабине

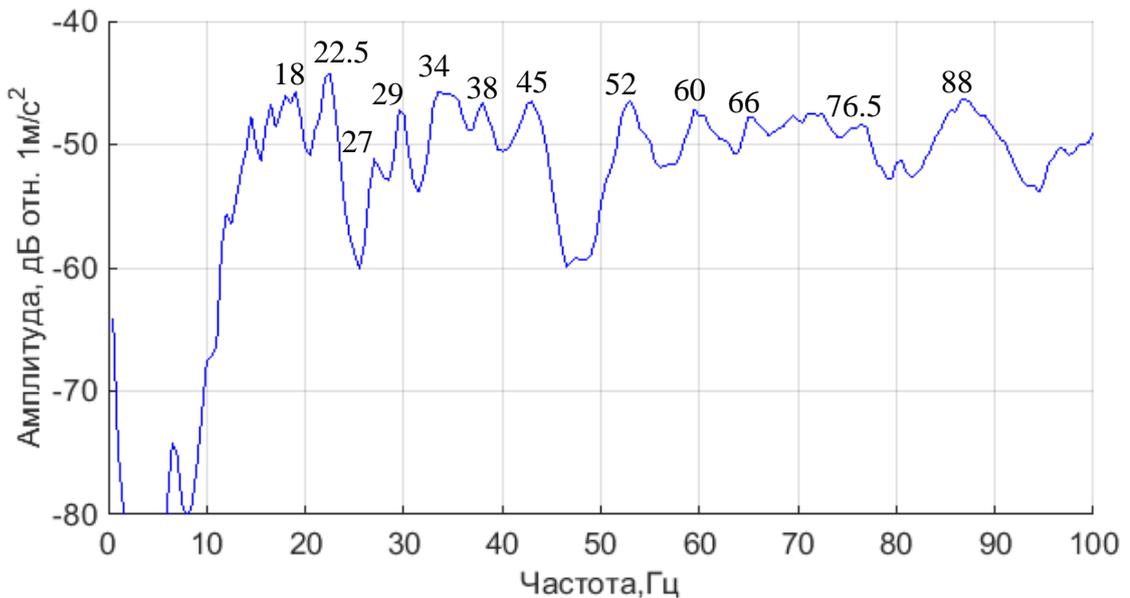


Рисунок 3.14 – Частотная зависимость модуля амплитуды вибраций стенок кабины

Отсюда следует, что акустическое поле в кабине исследуемого автомобиля, в первую очередь, обусловлено резонансными вибрациями кабины в целом (на резонансах ее амортизации и глобальных деформаций) и ее различных элементов (дверей, панелей стенок, пола и крыши), а не совпадением структурных резонансов с добротными модами воздушного объема кабины. Поэтому, в конкретном случае, для снижения уровня шума в кабине надо заниматься снижением добротности резонансных колебаний в частотных полосах, где нарушаются заданные требования по акустическому качеству, а не разнесением по частоте структурных мод и мод воздушного объема кабины.

Это предположение подтверждают и измеренные формы пространственного распределения звукового давления, которые не соответствуют формам мод объема с жесткими стенками, а имеют существенно более сложную интерференционную структуру даже на низких частотах. Измеренные пространственные распределения звукового поля на частотах некоторых резонансных максимумов при возбуждении вибратором приведены для примера на рисунке 3.15.

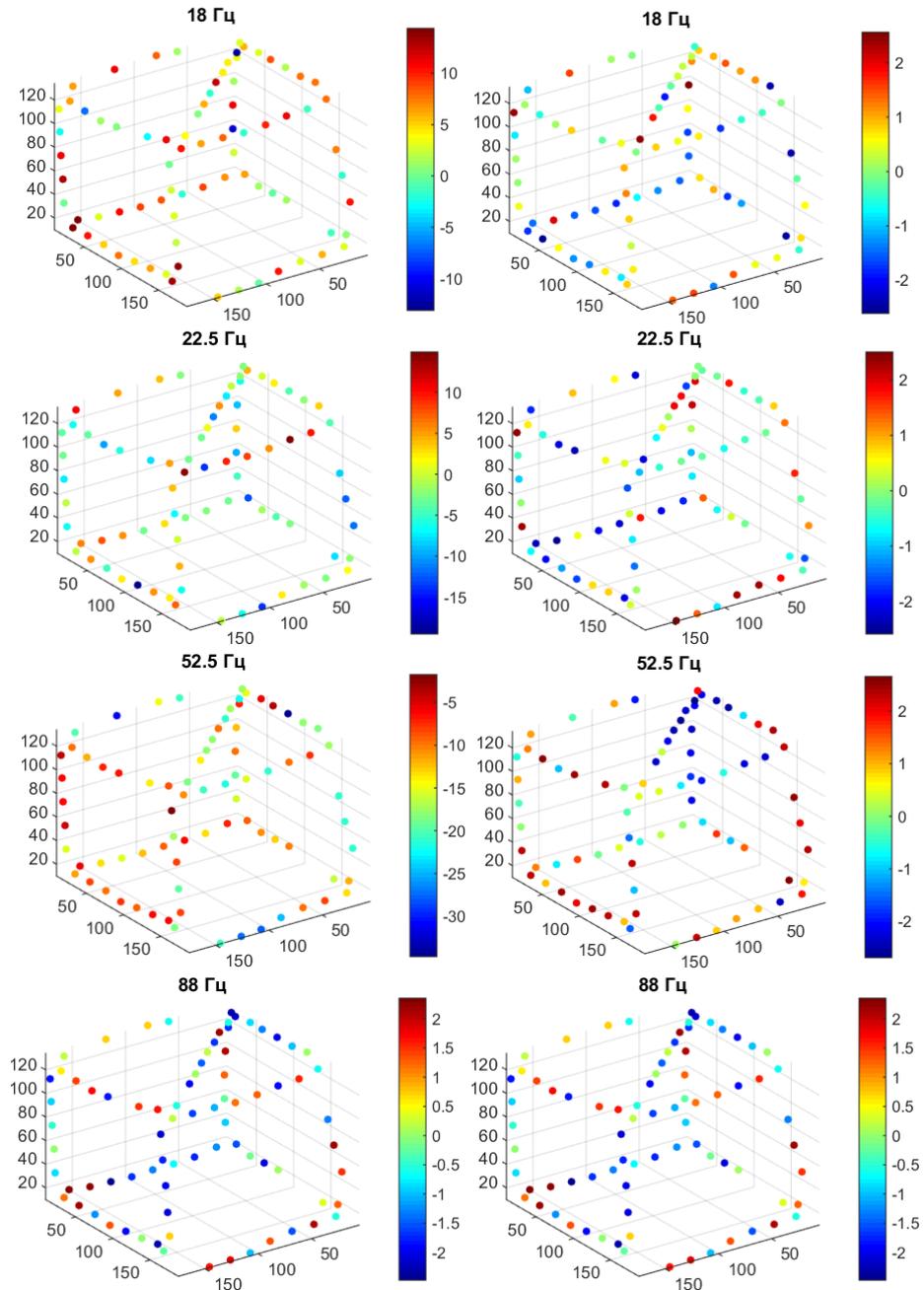


Рисунок 3.15 – Пространственное распределение звукового поля в кабине на частотах некоторых резонансов при возбуждении вибратором, расположенным на заднем углу рамы.

Рисунки слева – модуль амплитуды поля (цветовая шкала в dB), справа – фаза (в рад) относительно фазы опорного приемника, по осям – модуль координаты

На рисунке 3.16 представлены некоторые из форм колебаний измеренных виброметром, которые присутствуют на рисунках 3.13 и 3.14. Имея информацию о максимумах мод, отвечающих за формирование акустического поля внутри кабины можно предпринимать конкретные действия по снижению уровней этого поля.

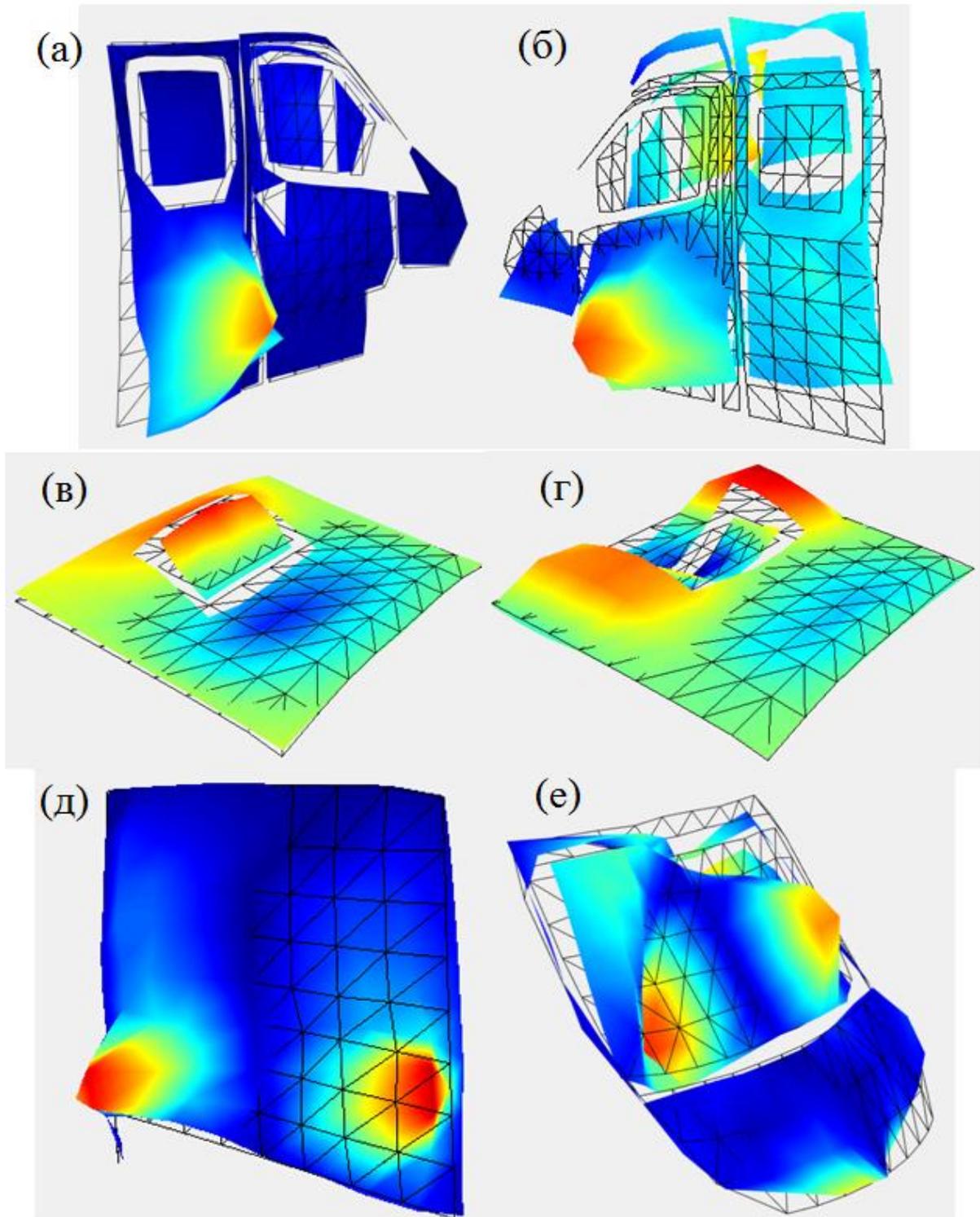


Рисунок 3.16 – Формы колебаний панелей кабины на частотах 22Гц(а), 34Гц(б), 29Гц(в), 45Гц(г), 52Гц(д), 103Гц(е). Цветом на рисунке обозначена амплитуда виброскорости

### **3.2 Экспериментальное исследование возможности оценки дальнего акустического поля по измерению градиента звукового давления вблизи акустических источников**

Для восстановления распределения акустических полей в пространстве активно используются техники, основанные на измерении распределения поля давления или поля скорости на некоторой поверхности, находящейся на удалении от источника. Одной из наиболее популярных техник является акустическая голография. Акустическая голография позволяет восстанавливать трехмерное распределение поля давления и скорости [94]. Также можно восстанавливать распределение вибраций на источнике звука, при этом измерительная поверхность должна располагаться достаточно близко к источнику для учета затухающих звуковых волн.

Как правило, для осуществления измерений по технике акустической голографии, используются антенные решетки из микрофонов или гидрофонов. Применение антенных решеток позволяет выполнять все требуемые измерения за один подход, существенно сокращает продолжительность записи (до нескольких минут), позволяет быстро получить результаты, это относится к их достоинствам. К недостаткам же можно отнести их ограниченное пространственное разрешение, повысить его можно только путем увеличения плотности расположения измерительных элементов, что может привести к тому, что сама решетка начнет влиять на создаваемые акустические поля.

В работе [95] впервые было предложено использование тонкого невесомого экрана для регистрации скорости колебаний частиц среды вместо планарной антенной решетки. Изначально мембраны небольшого размера предназначались для выполнения измерений в воде. В этой работе исследовались колебания мембран размером менее 10 сантиметров различной толщины (50-300мкм), изготовленных из разных материалов таким образом, чтобы их импеданс был наиболее близок к импедансу жидкой среды.

В статье [45] приводится пример измерений распределения скорости на экране в воздушной среде выполненное с помощью сканирующего лазерного виброметра. Совместное использование тонкого экрана в совокупности с малым размером пятна от сфокусированного лазерного луча позволяет значительно повысить количество измерительных точек по сравнению с использованием планарных антенных решеток, вследствие чего можно достичь существенного улучшения пространственного разрешения. В данной работе в качестве экрана использовалась круглая мембрана из полиэстера диаметром 0.7м. Толщина мембраны – 25мкм, плотность –  $1400\text{кг/м}^3$ , измерения выполнялись в воздухе. Было продемонстрировано, что отклик экрана становится все более и более локализованным вокруг источника звука – динамика для некоторого заданного натяжения экрана при условии, что источник звука находится достаточно близко. Очевидно, что акустические поля в точках пространстве, где

расположен экран будут отличаться от акустических полей в свободном пространстве. Работы [45,46] посвящены попыткам учета влияния экрана на результат измерения колебательной скорости.

В работе [45] на основе уравнения для колебаний бесконечной мембраны выводится поправка к измеренной лазером скорости. При этом считается, что на экран нормально падает плоская волна. Скорость колебаний частиц в свободном пространстве в отсутствие экрана в таком случае можно выразить следующим образом:

$$V = V_m \left( 1 - \frac{j\omega\rho h}{2\rho_0 c} \right) \quad (3.1)$$

где  $V_m$  – скорость колебаний, измеренная виброметром на экране,  $\rho$  – плотность материала, из которого изготовлен экран,  $h$  – толщина экрана,  $\rho_0$  – плотность среды,  $c$  – скорость звука в среде.

Выполнялись измерения для экрана изготовленного из полиэстра площадью  $0.65 \times 0.55 \text{ м}^2$  толщиной 10мм, заключенного в деревянную раму. Колебания экрана возбуждались динамиком, расположенным на расстоянии 2м, измерения были проведены в безэховой камере. На рисунке 3.17 изображен эффект вызванный учетом массы экрана, здесь черная кривая – скорость колебаний среды, измеренная двумя микрофонами, красная кривая – скорость колебаний экрана измеренная лазерным виброметром, синяя кривая – скорость измеренная лазерным виброметром с учетом формулы (3.1). Отмечается, что предложенный в работе [45] учет влияния подобного экрана приближает результаты лазерных измерений скорости колебаний среды к результатам измерений в свободном пространстве.

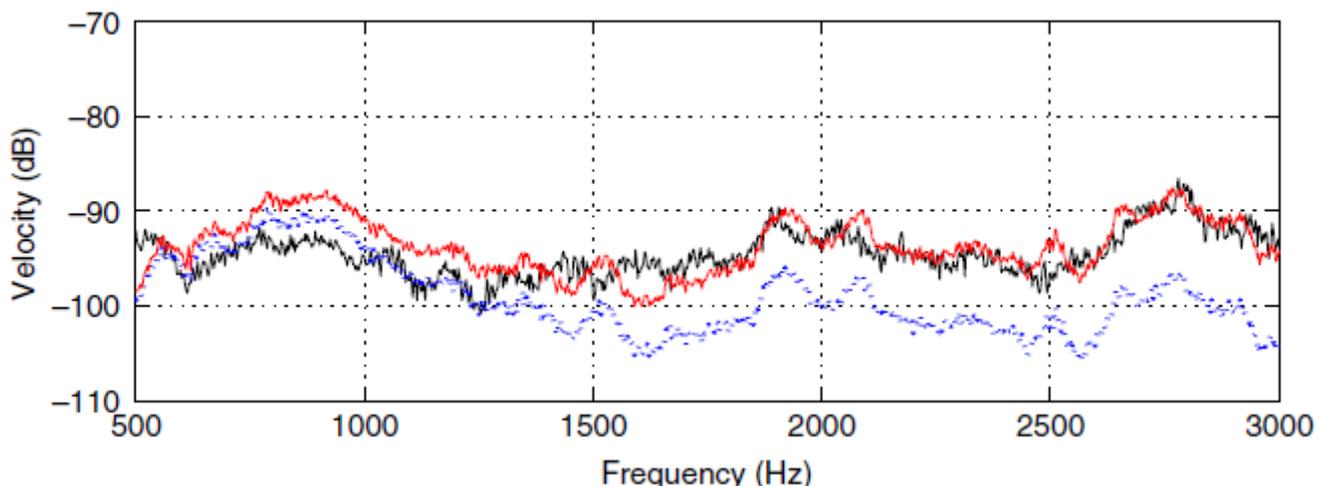


Рисунок 3.17 – Результаты сравнения измеренных скоростей колебаний: черная кривая – скорость колебаний среды, измеренная двумя микрофонами, красная кривая – скорость колебаний среды, измеренная двумя микрофонами, синяя кривая – скорость, измеренная лазерным виброметром с учетом влияния оказываемого экраном

Дальнейшее развитие идея использования тонкого экрана вместо антенных решеток получила в работе [46] тех же авторов. Здесь исследуется применимость подобного способа измерений с целью последующего поиска источника излучения по методу ближнепольной акустической голографии с помощью разложения измеренного распределения нормальной компоненты колебательной скорости по плоским волнам и последующего проецирования на плоскость источника.

В работе [46] поправка к измеренной скорости на экране размеров  $L_x \times L_y$  вводится для произвольной волны, а не только для плоской, при этом предполагается, что экран закреплен в раме без натяга. Выражение для поправки выглядит следующим образом:

$$V_{np}(z, \omega) = V_{np}^m(z, \omega) \left( 1 - \frac{j\mu k_{npz}}{2\rho_0} \right) \quad (3.2)$$

где  $n, p$  – индексы компонент разложения поля скорости на экране в двумерный спектр Фурье,  $V_{np}^m$  – компонента скорости измеренная на экране,  $\mu$  – плотность материала экрана на единицу площади,  $z$  – ось перпендикулярная плоскости экрана,  $k_{npz} = \sqrt{\omega^2/c^2 - k_{nx}^2 - k_{py}^2}$  – волновое число, отвечающее за распространение звука вдоль оси  $z$ ,  $k_{nx} = 2\pi n/L_x$ ,  $k_{py} = 2\pi p/L_y$ .

В эксперименте использовался сложный источник с тремя разнесенными звуковыми каналами. На расстоянии 5см от источника звука размещался экран изготовленный из легкого текстиля, используемого при производстве парашютов (плотность – 35г/м<sup>2</sup>, толщина 70мкм). Экран имел прямоугольную форму и был прикреплен к раме, высота – 0.5м, ширина – 0.35м. Скорость колебаний экрана измерялась лазерным виброметром 26х14=494 точках. В выходах звука источника располагались датчики скорости, показания которых затем сравнивались со скоростью, пересчитанной по данным измеренным на экране виброметром.

На рисунке 3.18(а) изображено распределение скорости по экрану измеренное виброметром. На рисунке 3.18(б) представлен результат восстановления поля в плоскости источника по данным измеренным на экране. Графики были построены для частоты 500Гц, крестиками на рисунке отмечены реальные координаты центров акустических каналов источника. Отмечается хорошее совпадение координат восстановленных источников с их реальным расположением, четко идентифицируются три монополюсных источника звука.

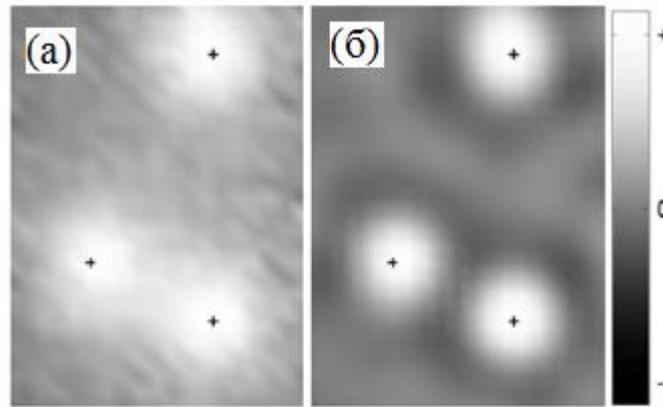


Рисунок 3.18 – Измеренное распределение поля на экране – (а), результат восстановления поля скорости в плоскости источника – (б)

На рисунке 3.19 представлено сравнение результатов прямых измерений скорости в одном из каналов источника звука с помощью датчика скорости, с результатами оценки, выполненной по технике акустической голографии на основе измерений распределения скорости на экране лазером с учетом поправки на массу экрана и без нее. Искомое распределение скорости на плоскости с координатой  $z$  определялось по формуле:

$$V_{np}(z, \omega) = V_{np}^m(0, \omega) e^{jk_{np}z} \quad (3.3)$$

где  $V_{np}^m(0, \omega)$  – компонента разложения измеренного лазером поля на плоскости с координатой  $z = 0$ .

Описанный метод учета массы дает хорошее совпадение с результатами прямых измерений в точке, разница в диапазоне частот 500...2000Гц составляет 1-2дБ, в то время как разница в уровнях без учета массы экрана составляет около 5дБ.

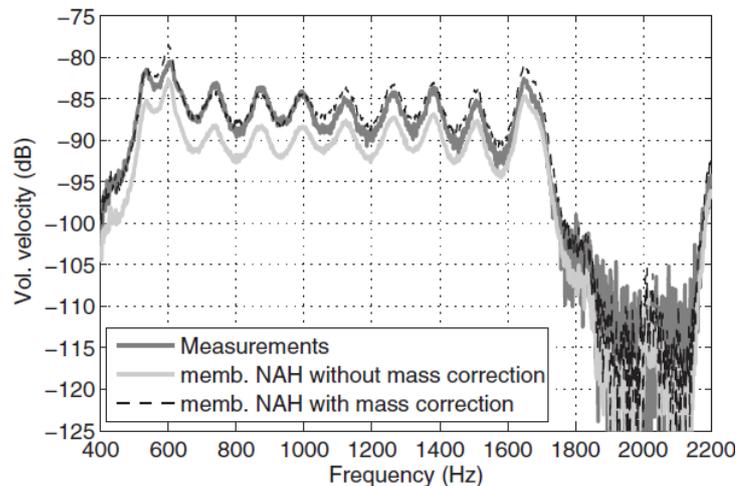


Рисунок 3.19 – Сравнение результатов прямых измерений скорости в одном из выходов источника звука с помощью датчика скорости, с результатами восстановленного по измерениям на экране поля

При выполнении обзора литературы по теме использования лазерного виброметра для акустической голографии было отмечено, что большинство статей посвящено проблеме поиска источника звука и распределения уровней вибраций на источнике. Еще в большей степени это касается того небольшого количества работ посвященных применению тонкого экрана как альтернативы микрофонным и гидрофонным решеткам. В данном разделе приведено исследование возможности применимости измерений распределения вибраций по тонкому экрану для оценки акустического поля вдали от исследуемого объекта.

Известно [99], что для источников заключенных внутри замкнутой поверхности  $S$  можно рассчитать поле для произвольной точки за пределами этой поверхности в условиях свободного пространства по формуле Кирхгофа:

$$p(\vec{R}) = \frac{1}{4\pi} \int_S \left( \frac{\partial \Phi}{\partial n} \frac{e^{ikr}}{r} - \Phi \frac{\partial}{\partial n} \left( \frac{e^{ikr}}{r} \right) \right) dS \quad (3.4)$$

где,  $\Phi$  – акустический потенциал,  $\vec{R}$  – радиус-вектор направленный в точку наблюдений,  $\vec{r}$  – радиус-вектор направленный к элементу  $dS$  замкнутой поверхности  $S$ ,  $u = \frac{e^{ikr}}{r}$  – вспомогательная функция, описывающая поле точечного источника,  $n$  – нормаль к поверхности  $S$  направленная внутрь.

Использование формулы (3.4) на практике затрудняется тем, что, как правило, на излучающей поверхности  $S$  удается определить только одну из величин  $\Phi$  (пропорциональна давлению) или  $\frac{\partial \Phi}{\partial n}$  (колебательная скорость). Если поверхность  $S$  представляет собой плоскость, то формулу (3.3) можно свести к формулам, дающим точное решение, когда известна только одна из величин  $\Phi$  или  $\frac{\partial \Phi}{\partial n}$ . Стоит заметить, что формула (3.4) работает только для замкнутой поверхности.

Чтобы она была справедлива для плоскости необходимо дополнить плоскость до замкнутой поверхности полусферой  $S'$  (рисунок 3.20). Тогда интеграл по поверхности  $S$  будет состоять из двух слагаемых – по плоскости и по полусфере  $S'$ . При увеличении радиуса полусферы интеграл по  $S'$  должен стремиться к нулю из-за граничного условия на излучение. Таким образом, при использовании формулы (3.4) для полупространства можно будет ограничиться интегрированием по плоскости.

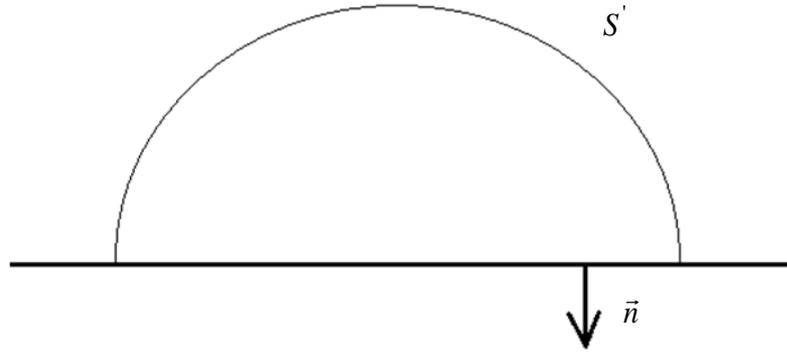


Рисунок 3.20 – Плоскость, дополненная полусферой до замкнутой поверхности

В качестве вспомогательной функции может быть использована любая функция, удовлетворяющая уравнению Гельмгольца и имеющая особенность типа  $1/r$ . Выберем в данном случае функцию, описывающую поле точечного источника, расположенного над абсолютно жесткой поверхностью. В некоторой точке поле такого источника может быть представлено в виде суммы прямого поля и поля от зеркально отраженного источника.

$$u = \frac{e^{ik\vec{r}_1}}{r_1} + \frac{e^{ik\vec{r}_2}}{r_2} \quad (3.5)$$

Если устремить источник к границе, то после подстановки (3.5) в (3.4) с учетом равенства  $\vec{r} = \vec{r}_1 = \vec{r}_2$  и связи колебательной скорости с акустическим потенциалом получим:

$$p(\vec{R}) = \frac{-i\omega\rho}{2\pi} \iint_S V_n \frac{e^{ikr}}{r} dS \quad (3.6)$$

где  $V_n$  – нормальная к плоскости компонента колебательной скорости.

Таким образом, для расчета звукового поля во всем полупространстве требуется знать только колебательную скорость поверхности  $S$ . Стоит отметить, что формула (3.6) справедлива, когда скорость известна на всем протяжении бесконечной поверхности  $S$ . В реальности размер антенн решеток и тонкого экрана конечен (рисунок 3.21). Поэтому при расчете поля от излучающей поверхности конечных размеров, необходимо дополнять ее до бесконечности абсолютно жестким экраном, скорость колебаний которого полагается нулевой.

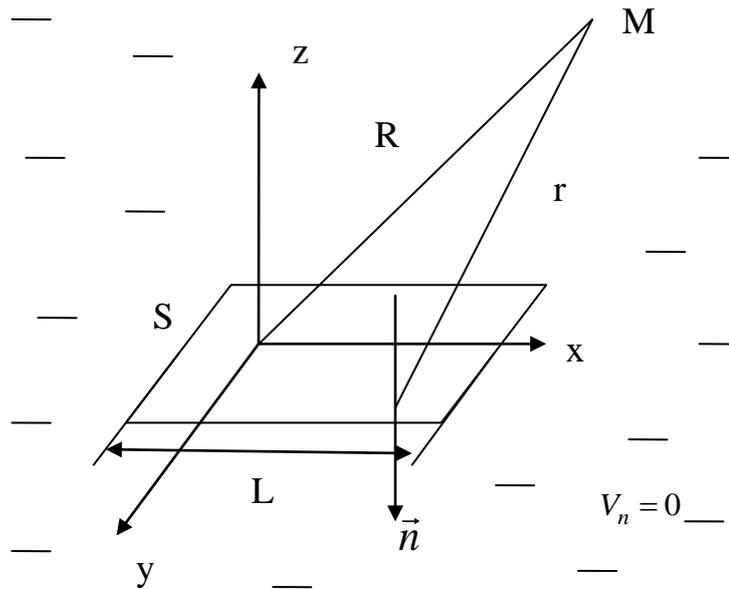


Рисунок 3.21 – К учету конечных размеров экрана

Если предположить, что расстояние  $r$  (рисунок 3.21) велико по сравнению с наибольшим размером той части плоскости, на которой поле отлично от нуля, то есть  $r \gg L$ , то тогда формулу (3.6) можно переписать в виде:

$$p(\vec{R}) \approx \frac{-i\omega\rho}{2\pi R} \iint_S V_n(S) e^{ikr} dS \quad (3.7)$$

Полученное выражение будет в дальнейшем использоваться для поиска давления по результатам измерения вибраций тонкого экрана на некотором расстоянии от источника, здесь  $V_n(S)$  – распределение скорости вибраций измерительного экрана – аналог нормальной компоненты к экрану компоненты скорости вибраций.

При апробации метода главной целью являлась определение достижимой точности измерений. После проверки различных материалов для экрана был выбран полиэтилен с алюминиевым покрытием, толщина данного экрана – 12мкм, плотность – около 1800кг/м<sup>3</sup>. В отличие от работ [45,46], где экран заключался в деревянную рамку и, в результате чего имел некоторое натяжение, рассматриваемый в данной работе экран приклеивался сверху к рамке и растягивался вниз под собственным весом. Использование подобного метода закрепления в совокупности с выбором материала экрана, обладающего довольно высокими потерями, позволяет подавлять собственные резонансные формы экрана по сравнению с вынужденными колебаниями экрана, вызванного воздействием источника звука. В том числе и с подобной проблемой сталкивались авторы в публикациях [45,46]. К достоинствам выбранного материала также относится то, что экран имеет алюминиевое покрытие, что обеспечивает хороший

уровень отраженного сигнала для виброметра и позволяет зарегистрировать качественный сигнал. В ходе работ измерения выполнялись на участке экрана высотой 1.2м и шириной 0.9м.

Экспериментальные работы по апробации алгоритма, по аналогии с другими работами, выполнялись в безэховой камере. В качестве источника звука использовался динамик, излучавший шумовой сигнал в диапазоне частот 500...5000Гц. Динамик был установлен на расстоянии 16см от экрана (рисунок 3.22) примерно напротив центра экрана. Размер первой зоны Френеля определяемой как  $\sqrt{\lambda z_s}$ , где  $z_s$  – расстояние от источника до экрана, в таком случае, не превышает 0.32м для нижней границы частотного диапазона. Согласно [40] апертура антенной решетки должна быть больше первой зоны Френеля для того, чтобы большая часть энергии излучаемой источников проходила сквозь антенную решетку (измерительный экран). Отсюда следует, что размеры экрана используемого в описываемом эксперименте достаточны. Измерения вибраций экрана выполнялись однокомпонентным сканирующим лазерным виброметром, который размещался на расстоянии 4 метра. Однокомпонентный виброметр измеряет составляющую скорости направленную вдоль луча. Эта составляющая совпадает с нормальной компонентной скорости, которую как раз и надо определить, только в центре листа. По краям листа виброметр будет измерять проекцию нормальной компоненты скорости на луч. Тем не менее, поскольку ошибка в определении скорости, измеренной подобным образом, составит не более 3%, можно вполне обосновано считать, что использование однокомпонентного виброметра для таких измерений является оправданным.

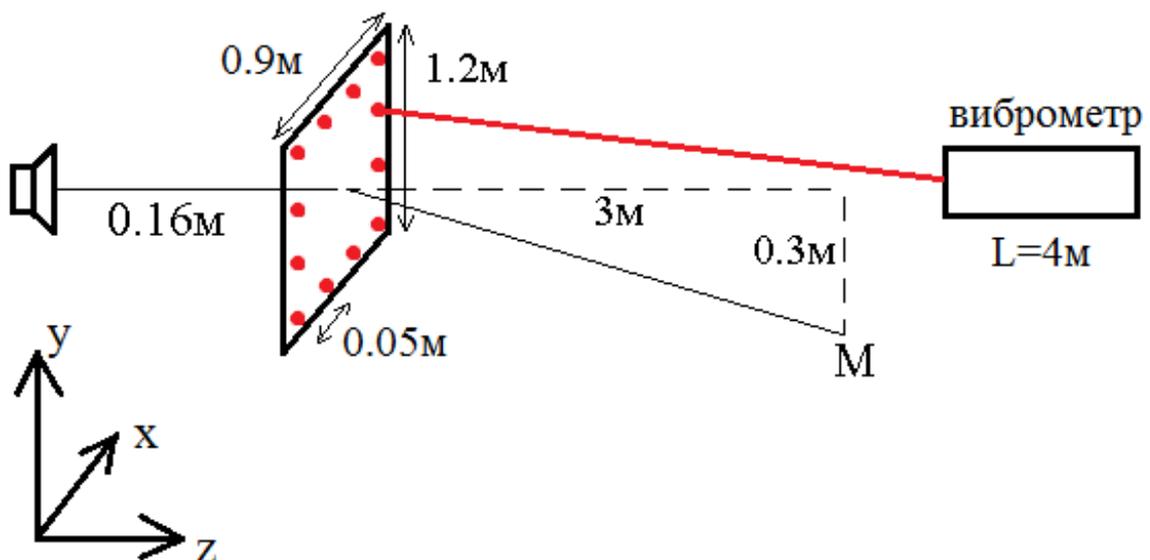


Рисунок 3.22 – Схема измерений

Измерения вибраций проводилось в наборе из 425 точек, пространственный шаг измерительной сетки составил 5см. Предложенная экспериментальная схема позволяет

наблюдать на поверхности экрана расходящиеся волны от точки напротив источника звука (рисунок 3.23).

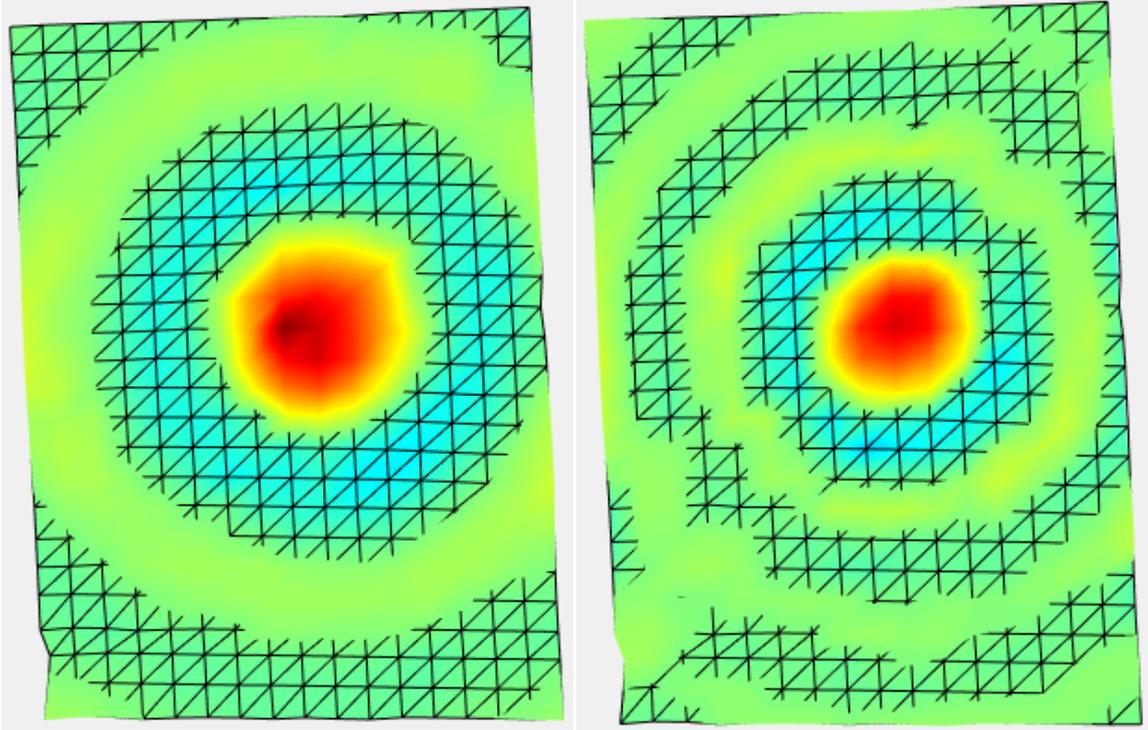


Рисунок 3.23 – Распределение нормальной к плоскости экрана компоненты виброскорости на частоте 1000Гц (картинка слева) и 1800Гц (картинка справа)

Скорость, измеренная лазерным виброметром на экране, была сопоставлена со скоростью колебаний среды, определенной в отсутствии экрана. Для этого микрофон помещался в одну из точек измерительной сетки расположенную прямо напротив источника звука. Звуковое давление, определенное в этой точке, затем пересчитывалось во все остальные точки измерительной сетки с учетом того, что их координаты известны. После этого звуковое давление пересчитывалось в нормальную компоненту колебательной скорости по формуле:

$$V_z = \frac{j}{2\pi f \rho} \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{j}{2\pi f \rho} \frac{z_s e^{jkR} (jkR - 1)}{R^3} \quad (3.8)$$

где –  $z_s$  – дистанция между источником и плоскостью экрана,  $k$  – волновое число,  $f$  – частота колебаний,  $R$  – расстояние от источника до точки, в которой надо восстановить поле,  $c$  – скорость звука,  $\rho$  – плотность воздуха,  $p$  – давление, определенное формулой (3.9). Для динамика использована модель монополя с учетом отклонений от сферической диаграммы направленности на высоких частотах:

$$p = p_0 \frac{e^{jkR}}{R} F(f, \theta) \quad (3.9)$$

где  $p_0$  – амплитуда звукового давления источника, приведенная к 1 метру,  $\theta$  – угол между нормалью, проведенной от динамика к экрану, и радиус-вектором, проведенным от динамика в произвольную точку экрана. Множитель  $F(f, \theta)$  характеризует частотную и угловую зависимости динамика, которые измерялись дополнительно.

На рисунке 3.24 представлен результат сравнения скорости измеренной для двух точек: (а) – точка экрана, расположенная напротив динамика, (б) – точка в левом нижнем углу экрана.

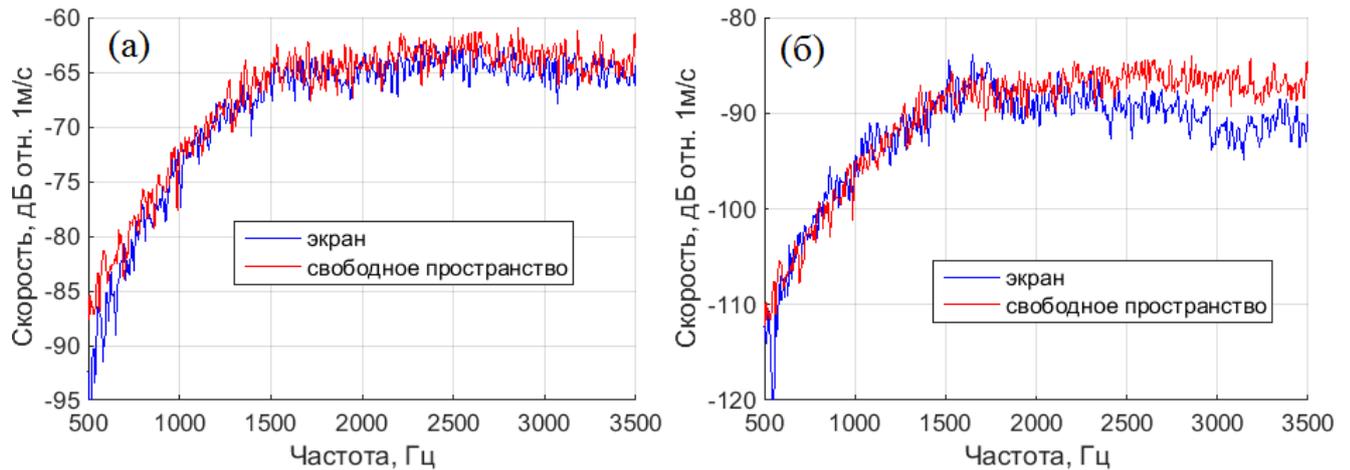


Рисунок 3.24 – Сравнения скорости измеренной для двух точек: (а) – точка экрана, расположенная напротив динамика, (б) – точка в левом нижнем углу экрана

Для описанных условий эксперимента, отличие амплитуды скоростей определенных в свободном пространстве и с помощью лазерной виброметрии на экране в диапазоне частот ниже 4 кГц не превышает 3...4дБ. На графике (рисунке 3.24(б)) в диапазоне частот 1500...3500Гц заметно превышение уровня колебаний на экране. Это превышение (до 5 дБ) обусловлено влиянием собственных колебаний экрана. Характерная фазовая картина и полученная точность измерений по амплитуде указывает на пригодность данных полученных с помощью лазерной виброметрии для восстановления поля в дальней зоне.

На рисунке 3.25 изображено сравнение восстановленного по измерениям (по формуле (3.6)) распределения скорости на экране и измеренного напрямую акустического давления в точке М (см. рисунке 3.22).

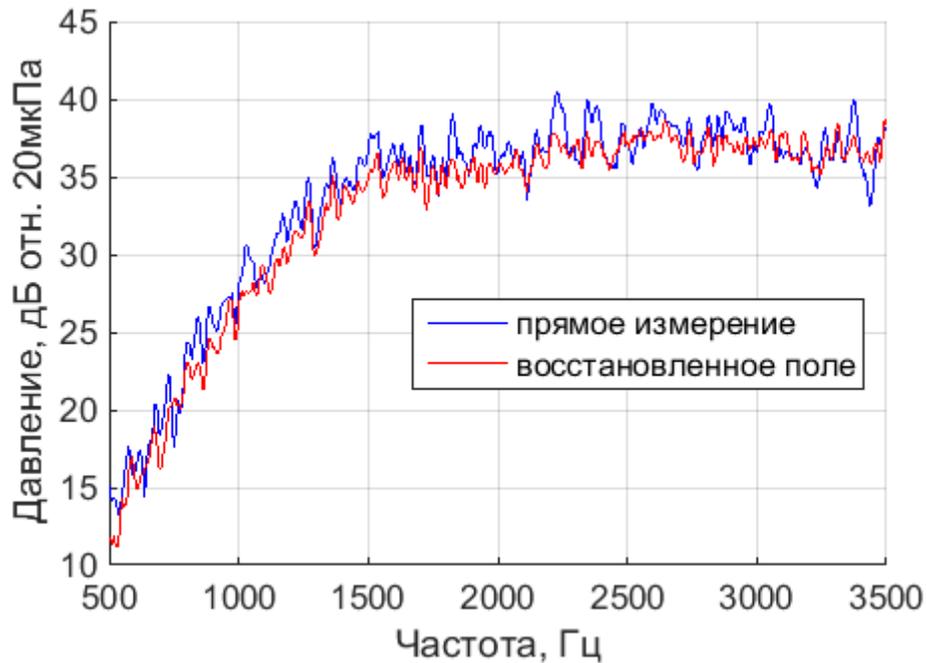


Рисунок 3.25 – Сравнение восстановленного по измерениям на распределения скорости на экране и измеренного напрямую акустического давления в контрольной точке

Заметно, что прямое и восстановленное по формуле (3.6) поля хорошо соотносятся друг с другом, максимальная разница в приведенном частотном диапазоне составляет 3-4дБ. Продемонстрирована принципиальная применимость подобного метода измерений для прогнозирования поля вдали от источника.

### 3.3 Заключение по главе

В данной главе описан экспериментальный подход к косвенной оценке акустических полей, основанный на измерении распределения вибрации на некоторой поверхности с помощью лазерного виброметра. Показано, что с помощью данного подхода можно выполнять анализ акустических полей внутри и снаружи объекта.

В разделе 3.1 была предложена технология совместного измерения акустического поля внутри салона и резонансов панелей кабины автомобиля, направленная на определение механизма формирования акустического поля внутри салона. На конкретном примере было показано, что максимальные уровни звукового поля в кабине определяется степенью возбуждения резонансных вибраций кабины в целом (на резонансах ее амортизации и глобальных деформаций) и ее различных элементов (дверей, панелей стенок, пола и крыши), а не за счет совпадения вибрационных резонансов с модами воздушного объема кабины.

В разделе 3.2 был предложен метод поиска распределения акустических полей вдали от источника по измерениям нормальной компоненты скорости на тонком невесомом экране.

Результат восстановления поля источника в некоторой точке пространства по описанной технике показал хорошее соответствие с результатом прямого измерения поля.

#### Глава 4. Совместное использование численного моделирования и бесконтактных измерений вибрации

Изучение вибраций тел, находящихся не в лабораторных, а в рабочих условиях всегда представляло большой интерес. В немалой степени это относится к исследованию вибраций вращающихся объектов. В значительной части работ, посвященных этой теме, измеряются колебания лопастей различных механизмов, таких как пропеллеры, винты, рабочие колеса компрессоров и т.д. Благодаря бесконтактному принципу работы, лазерная виброметрия может иметь преимущества при измерении вибраций таких объектов относительно других методов. В исследовании вибраций вращающихся объектов с помощью лазерных виброметров глобально можно выделить два подхода: подход Лагранжа – луч непрерывно следит за заданной точкой на вращающемся объекте и подход Эйлера – луч неподвижен и сфокусирован в одной точке пространства.

В настоящее время существуют две наиболее популярные техники измерений по методу Лагранжа. Первая из этих техник основана на использовании вращающейся призмы Дове [47,48]. Оптические свойства призмы Дове заключаются в том, что за половину оборота вокруг своей оси, она поворачивает изображение объекта на 360 градусов (рисунок 4.1). Таким образом, если вращать ее с половинной частотой вращения исследуемого объекта, то получится «заморозить» его движение, сделать неподвижным. Прибор, управляющий лучом с целью отслеживания какой-либо точки на объекте измерений, называется деротатором. Деротатор предназначен для совместного использования с лазерным виброметром (рисунок 4.2). Предполагается, что деротатор должен брать данные о частоте вращения через внешний интерфейс непосредственно от работающего механизма. Таким образом, частота вращения призмы всегда будет соответствовать реальным оборотам объекта. После того как изображение «заморожено», сканирующий виброметр подключены к деротатору может выполнять поточечные измерения. Стоит отметить также, что метод деротации с использованием призмы Дове может применяться для двух техник лазерной виброметрии: поточечное сканирование – SLDV [47], непрерывное сканирование – CSLDV [48].

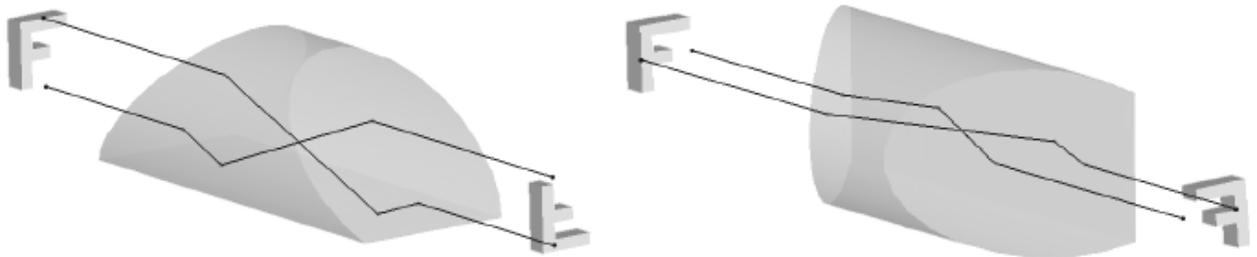


Рисунок 4.1 – Оптические свойства призмы Дове

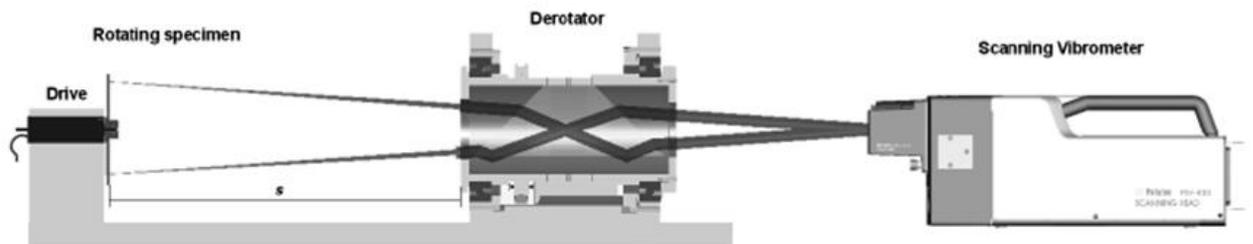


Рисунок 4.2 – Принципиальная схема измерений вращающегося объекта с использованием лазерного виброметра и деротатора

К преимуществам техники измерений с использованием деротатора с призмой Дове можно отнести большой диапазон скоростей вращений вплоть до десятков тысяч оборотов в минуту, возможность измерения вибраций во многих точках на поверхности объекта. Также подобный метод измерений позволяет для каждой произвольной точки непрерывно измерять фазу колебаний относительно некоторой опорной точки, что дает возможность визуализировать формы колебаний вращающегося объекта. К недостаткам подобного метода измерений следует отнести необходимость максимального совмещения оси вращения призмы Дове с осью вращения исследуемого объекта, а это может оказаться довольно сложной задачей при работе в «полевых» условиях.

Вторая техника измерений основана на совместном использовании лазерного виброметра и видеокамеры в совокупности с алгоритмом обработки изображения в режиме реального времени – TLDV (Tracking Laser Dopler Vibrometry). В работе [49] описана измерительная схема, включающая в себя видеокамеру и лазерный виброметр (рисунок 4.3). Свет в них попадает через одну и ту же систему управляющих зеркал. В процессе работы, камера отслеживает положение некоторой цели (измерительной точки) на поверхности объекта. Алгоритмом обработки изображения оценивается мгновенная разница в положении цели и лазерного луча. Эта информация затем используется для корректировки положения луча лазера с помощью все той же системы зеркал, таким образом, обеспечивается непрерывное слежение за одной или несколькими точками. Использование опорного вибродатчика, либо

дополнительного оптического канала измерения вибрации позволяет построить формы колебаний на резонансных частотах.

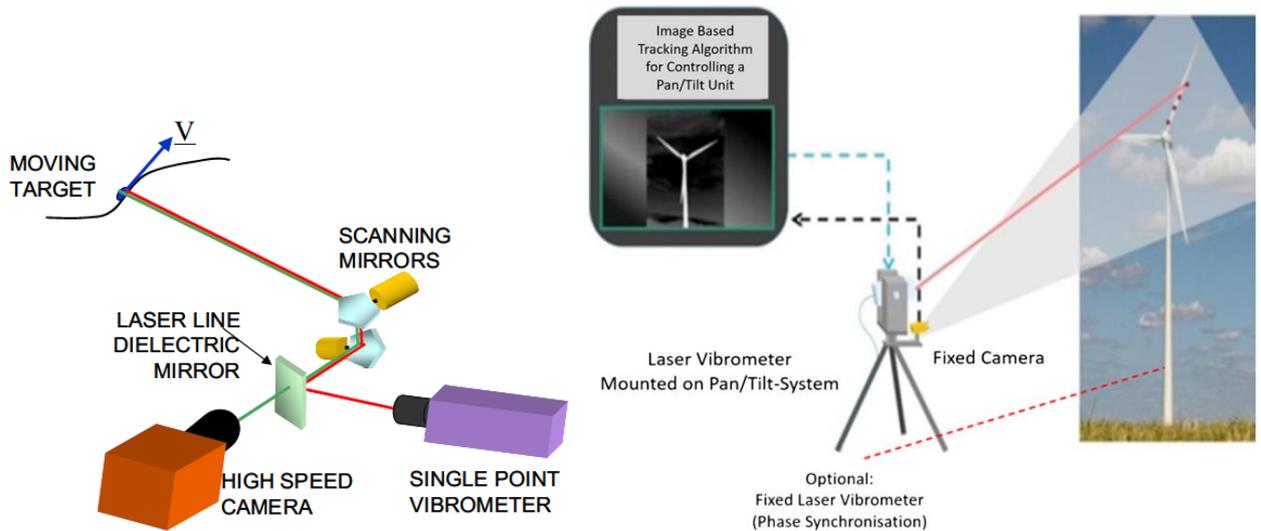


Рисунок 4.3 – Схема измерений по технологии TLDV

Преимуществом TLDV по сравнению с измерениями с использованием деротатора заключается в том, что отсутствует необходимость во внешнем сигнале, который несет информацию о вращении измеряемого объекта и в дополнительном канале для приема этого сигнала. Недостатком же TLDV является относительно невысокая скорость срабатывания отклоняющей системы зеркал, из-за этого можно выполнять измерения только для довольно медленно вращающихся объектов, например, ветряных турбин.

Второй подход к измерению вибраций вращающихся объектов, основанный на непрерывном измерении лазером, сфокусированным в одну точку, естественно, появился раньше, еще до изобретения описанных выше техник. Вибрационные характеристики вращающихся тел неподвижным лазером пробовали измерять как минимум с начала 70-х годов [50-55].

На первый взгляд, описанные техники измерения, с использованием отслеживающей аппаратуры выглядят предпочтительнее, так как могут обеспечить исследователя более полным и наглядным набором информации, особенно в плане построения резонансных форм колебаний. Тем не менее, метод измерений неподвижным лазером может иметь свои преимущества. Как правило, в работах, посвященных исследованию вибраций вращающихся тел, объектом является рабочее колесо с набором лопастей (винт, пропеллер, колесе турбины и т.д.). Траектория луча, следящего за произвольной точкой лопасти, может прерываться из-за того, что рабочее колесо может быть скрыто за кожухом, направляющими, пилонами и т.д. В таком случае, выполнить измерения получится только неподвижным лазером, направив его в доступную для обзора точку.

Еще одним важным фактором, выступающим в пользу измерительных систем с неподвижным лазером, является их доступность. Коммерческие решения, используемые в работах [1], [48] достаточно дороги и из-за этого не так широко распространены. При самостоятельной разработке таких систем [49] можно столкнуться со сложностями, связанными с точной механической обработкой, автоматизацией, разработкой алгоритмов управления и обработки. Обычные лазерные виброметры достаточно распространены в настоящее время, поэтому определение степени их применимости для работы с вращающимися объектами представляет определенный интерес.

В работе [52] была описана экспериментальная установка для измерений вибрации вращающихся тел неподвижным лазером. Была продемонстрирована возможность определения амплитуды и частоты колебаний подобным методом. Были обозначены некоторые ограничения метода, в частности ограничение, на минимальное частотное разрешение определяемое временем прохода измеряемого участка через лазерный луч.

В данной главе также будет описана техника измерений неподвижным лазером, будут более подробно описаны проблемы, с которыми можно столкнуться при ее использовании. Отличием описываемой в главе техники, от применяемой в работе [52], является отсутствие необходимости использования дополнительного измерительного оборудования – нужен только лазерный виброметр. Также в данном разделе колебания объекта будут рассматриваться в широком частотном диапазоне в отличие от работы [52], где колебания исследовались для одной из резонансных частот. Главным же отличием данной работы является метод обработки результатов измерений, который позволяет отчасти преодолеть основной недостаток способа измерений вибраций вращающихся тел неподвижным лазером, а именно понижение частотного разрешения с увеличением частоты вращения. С помощью предложенного метода обработки можно разрешить частоты, которые не разрешаются в случае использования Фурье-обработки.

В данном разделе измерения выполнялись для упрощенного макета винта с двумя лопастями, который представлял собой стальную пластину толщиной несколько миллиметров и длиной около 40 сантиметров (рисунок 4.4). Вращение пластины обеспечивалось посредством токарного станка. Для закрепления пластины на шпинделе станка в ее центре было просверлено отверстие.

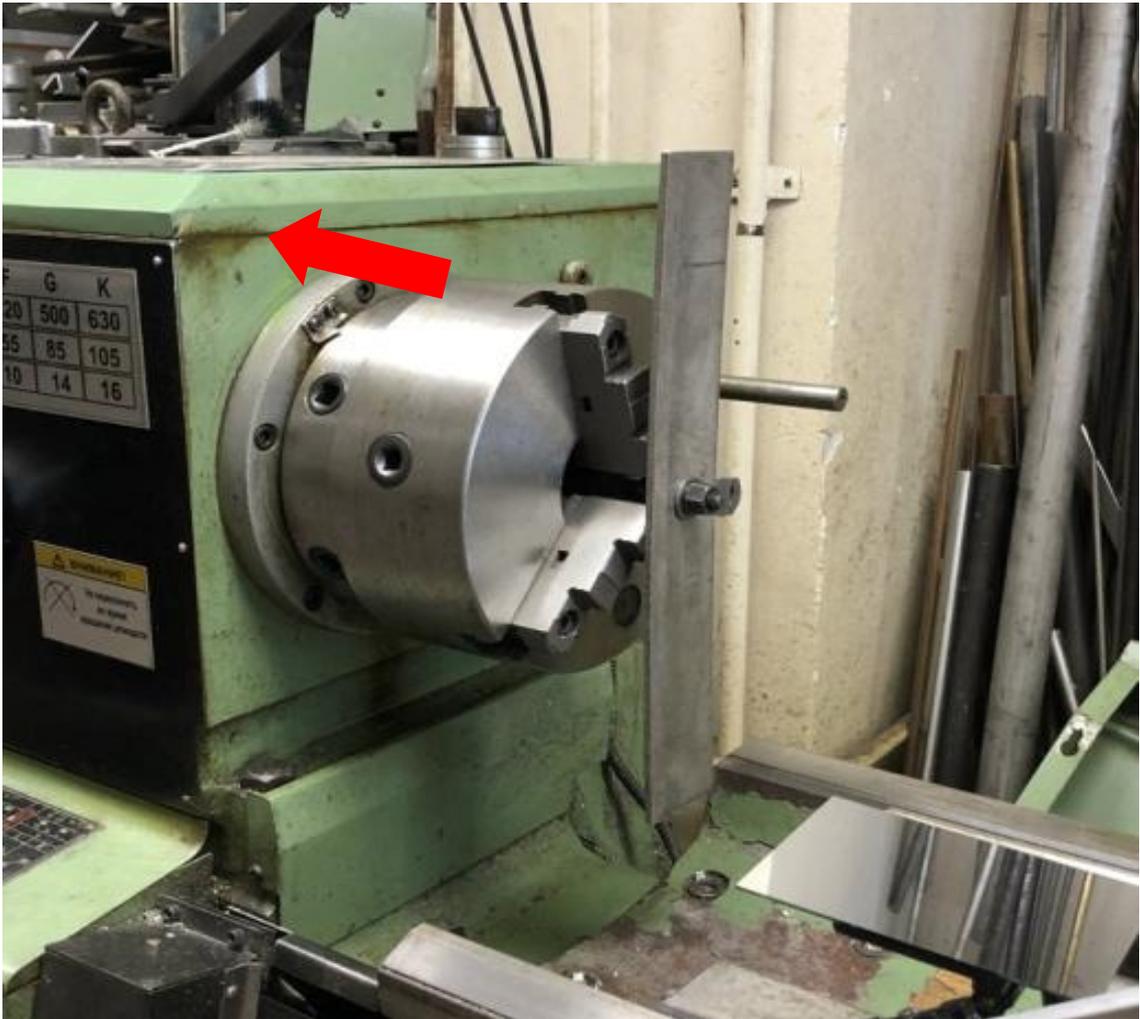


Рисунок 4.4 – Станок с закрепленным на нем макетом винта, стрелкой обозначена точка приложения силы от электродинамического вибровозбудителя

#### **4.1 Недостатки традиционных методов обработки сигнала неподвижного лазера, измеряющего вибрации вращающегося объекта**

Исследования начинались с определения собственных частот и форм колебаний неподвижной пластины при выключенном станке. С этой целью на корпусе станка был закреплен источник – электродинамический вибровозбудитель В&К 4810. Вибровозбудитель на корпусе был сориентирован перпендикулярно плоскости пластины (см. рисунок 4.4) для лучшего возбуждения его изгибных и крутильных форм колебаний. Колебания возбуждались полосовым шумом в диапазоне частот  $0...3000$  Гц. Непосредственно перед измерениями был записан фоновый сигнал для каждой точки.

На рисунке 4.5 представлен усредненный по 40 окнам амплитудный спектр с разрешением  $0.5$  Гц для точки находящейся углу пластины, синяя кривая – измеренный спектр при работе вибровозбудителя, черная кривая – фон. Результаты измерений показали, что основные

добротные резонансы сгруппированы в области до 1кГц, формы колебаний которых приведены в таблице 4.1.

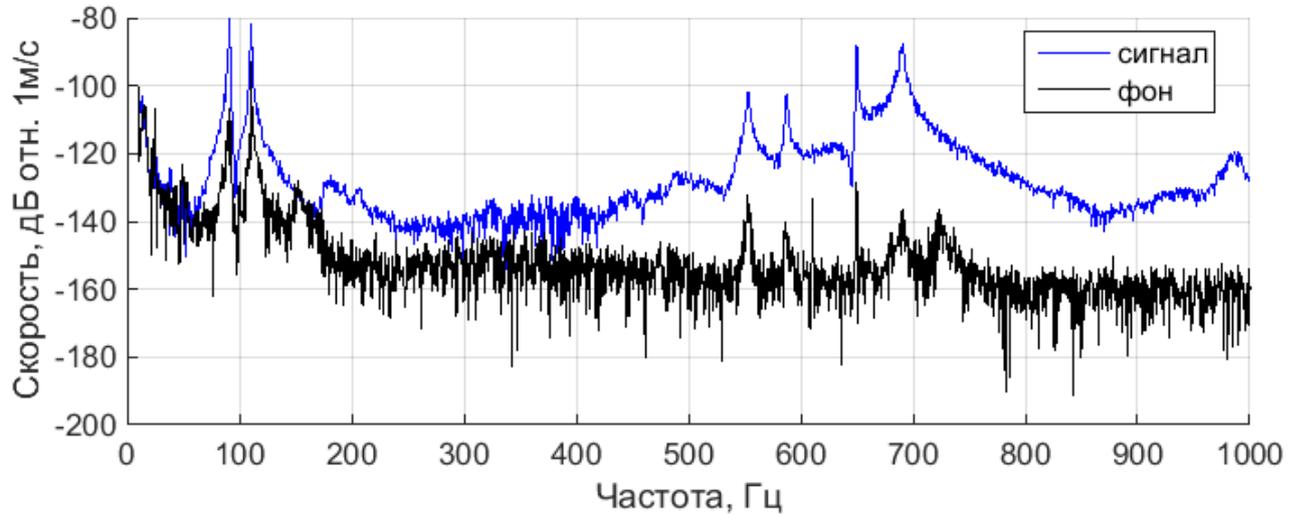
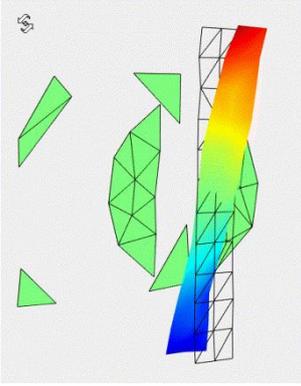
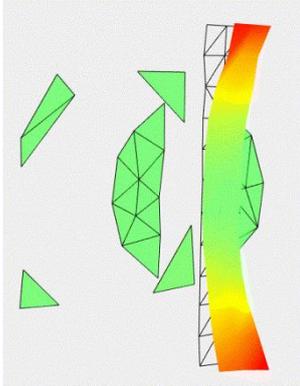
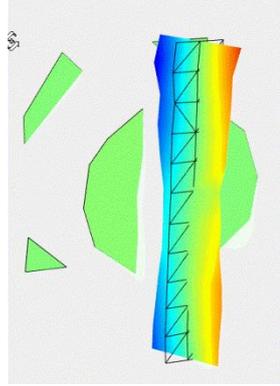
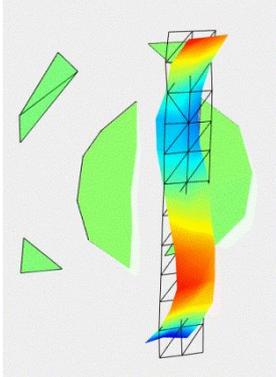
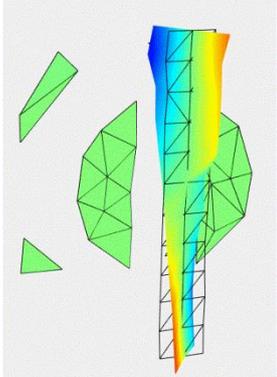
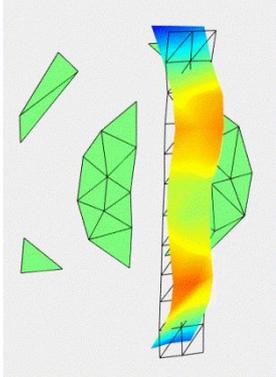


Рисунок 4.5 – Амплитудный спектр в точке на угле лопасти

Таблица 4.1. Формы колебаний на резонансных частотах макета в диапазоне до 1кГц.

1 – 91.3Гц	2 – 110.8Гц	3 – 553.2Гц
		
4 – 586.9Гц	5 – 649.9Гц	6 – 690.9Гц
		

В результате измерений вращающегося макета, лазерным виброметром регистрируется характерная временная реализация, пример которой изображен на рисунке 4.6. Заметна

последовательность импульсов возникающих с удвоенной частотой вращения макета (за период вращения луч лазера два раза пересекается макетом). При этом длительность каждого импульса определяется шириной лопасти и её линейной скоростью в точке сканирования  $\tau = d/(\omega r)$ , где  $d$  – ширина лопасти,  $\omega$  – угловая скорость,  $r$  – расстояние от оси вращения до области измерения.

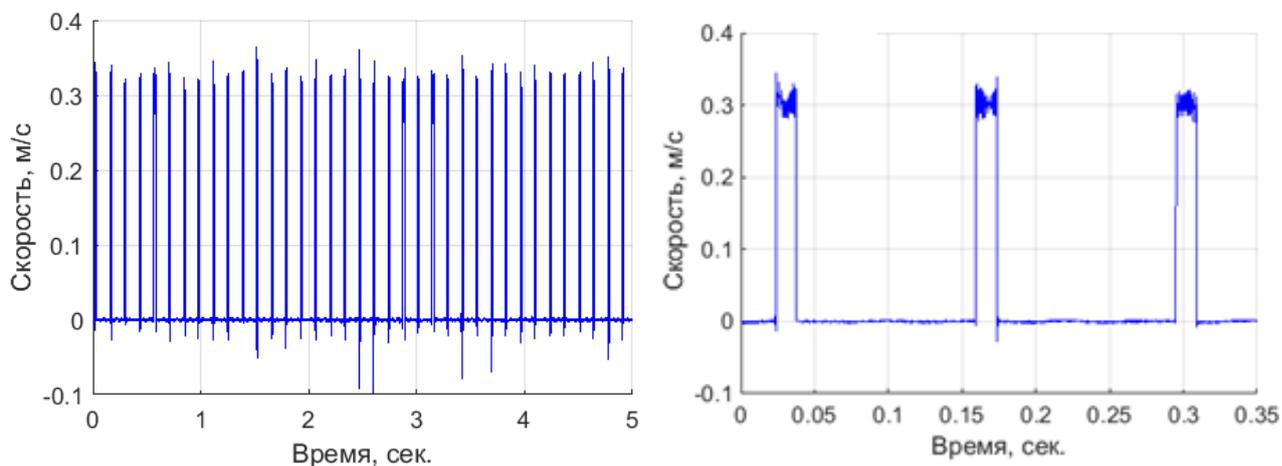


Рисунок 4.6 – Характерный вид временной зависимости, записанной при измерении вибраций неподвижным лучом для скорости вращения макета 210 оборотов в минуту. Каждый импульс соответствует проходу пластины через луч виброметра

Наличие постоянной составляющей в импульсах обусловлено расположением виброметра не на оси вращения макета (рисунок 4.7(а)). Лазерный виброметр измеряет скорость в направлении своего луча. Из-за того, что виброметр находится не на оси вращения, линейная компонента скорости лопасти макета имеет ненулевую проекцию на луч (рисунок 4.7 (б)).

Как видно из схемы на рисунке 4.7(б) виброметр был смещен вправо относительно оси вращения примерно на 15см и удален от макета примерно на 2 метра. Измерительная траектория на кромке лопасти находилась на расстоянии 20см от оси вращения, соответственно точки на это траектории при частоте вращения 210 оборотов в минуту двигались со скоростью  $V \approx 4.4\text{м/с}$ . Значение проекции этой скорости на луч лазера составляет примерно 0.3м/с, что соотносится со значением постоянной составляющей скорости для режима 210 оборотов минуту (рисунок 4.6). Стоит отметить, что виброметр был смещен относительно оси вращения также и по высоте, но на значительно меньший угол, чем по горизонтали. К тому же значения скорости вертикальных движений макета существенно меньше, чем значение линейной скорости, поэтому в данном эксперименте вертикальное движение макета не дает существенного вклада в величину постоянной составляющей импульсов.

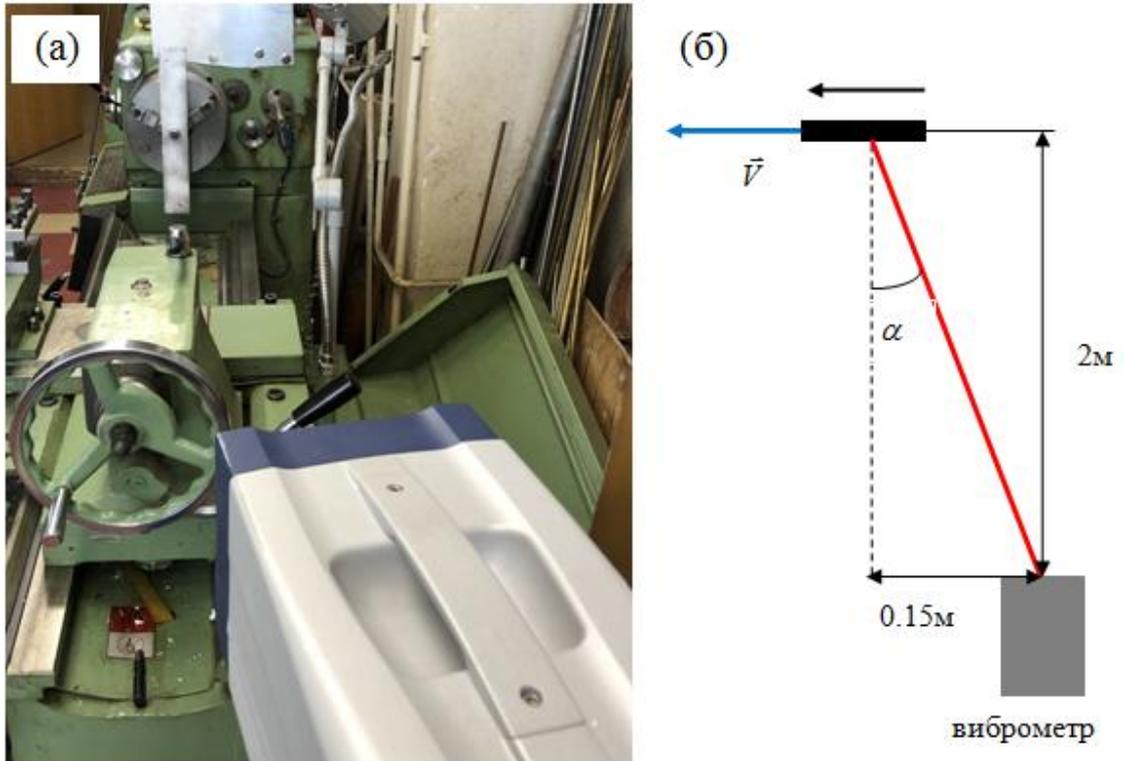


Рисунок 4.7 – Смещение лазерного виброметра относительно оси вращения макета винта

Попытка оценить спектр вибраций сигнала, изображенного на рисунке 4.6 с помощью одного из классических методов спектрального оценивания, основанного на преобразовании Фурье, наталкивается на значительную трудность. Она заключается в том, что спектр сигнала, получаемого наложением временной маски в виде меандра (зануляющего сигнал между импульсами), является сверткой спектра исходного сигнала со спектром меандра. Это приводит к появлению огромного количества ложных дискретных составляющих (рисунок 4.8), среди которых трудно выделить истинные дискретные составляющие спектра.

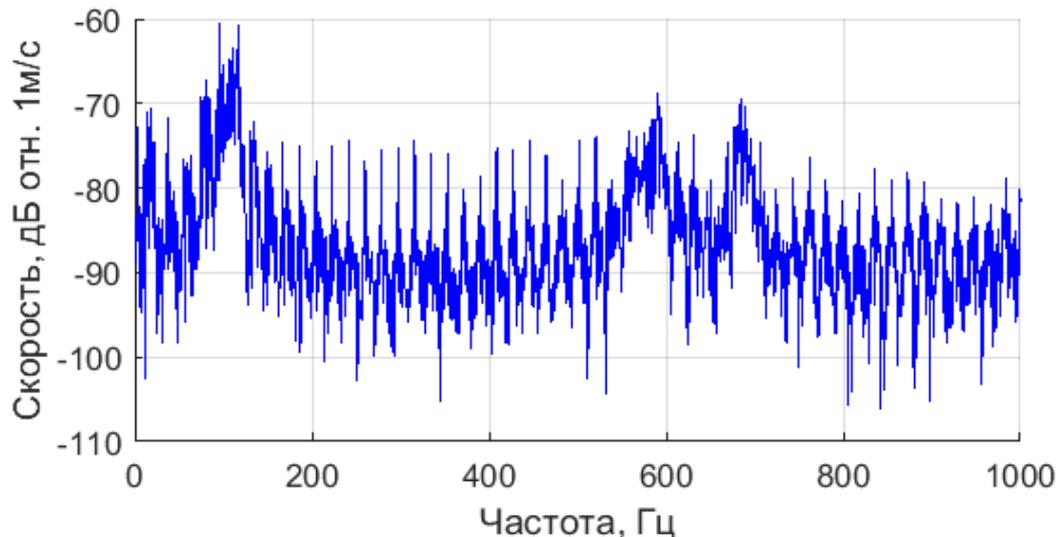


Рисунок 4.8 – Амплитудный спектр, построенный по результатам обработки сигнала, изображенного на рисунке 4.6, содержащий большое количество дискретных составляющих

Чтобы избежать подобного результата, можно пробовать обрабатывать один импульс. Однако в таком случае придется столкнуться с проблемой ограниченного частотного разрешения, связанного с короткой длительностью импульса (времени пробега луча по лопасти). На рисунке 4.9 приведены спектры, полученные при обработке одного импульса, для разных скоростей вращения (10об/мин, 22об/мин. и 55 об/мин).

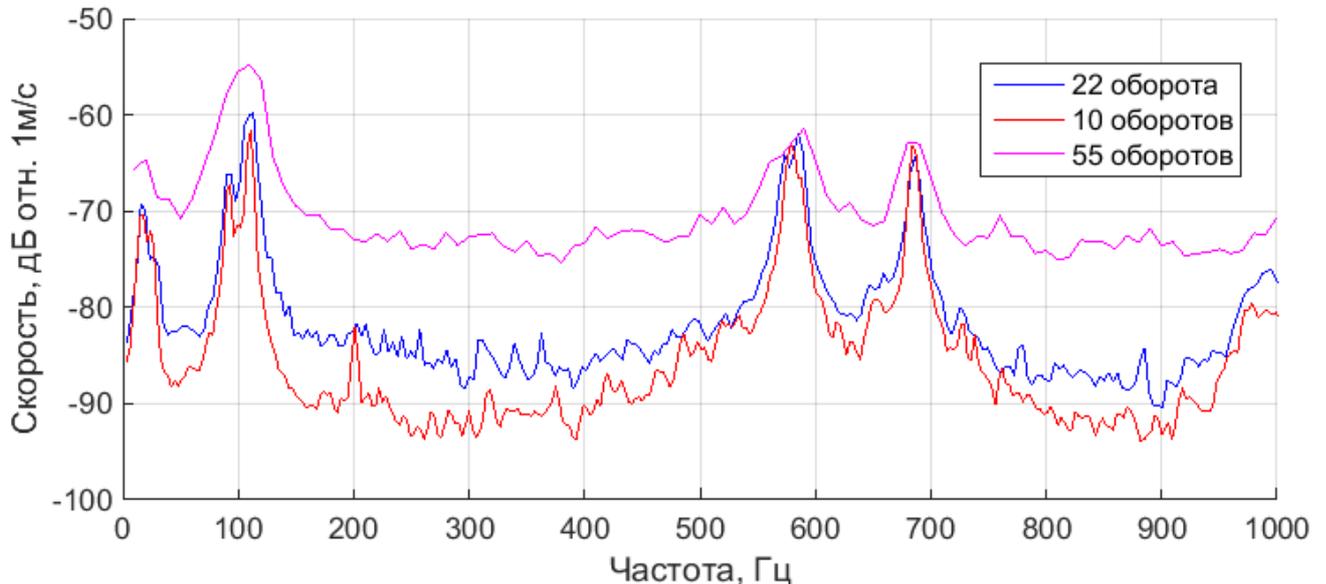


Рисунок 4.9 – Амплитудный спектр, построенный для разных скоростей вращения макета

На всех кривых проявляются максимумы, связанные с изгибными колебаниями пластины, при этом для режима вращения со скоростью 55об./мин перестают разрешаться две близкие частотные составляющие в районе 100Гц (91.3Гц и 110.8Гц). Из результатов измерений с неподвижной пластинкой известно, что эти максимумы соответствуют несинфазной (91.3Гц) и синфазной (110.8Гц) 1-й изгибной форме колебаний (см. Таблица 4.1).

#### 4.2 Использование метода наименьших квадратов для оценки параметров колебаний вращающихся объектов

Стоит отметить, что само по себе преобразование Фурье, используемое во всех классических методах спектрального оценивания, как известно, не является состоятельной оценкой спектральной плотности мощности (СПМ) случайного процесса. Во всех классических методах для достижения баланса между разрешением и устойчивостью (дисперсией) оценки СПМ применяется разделение сигнала на временные окна, внутри которых берется преобразование Фурье. После этого для уменьшения дисперсии производится некогерентное усреднение спектров по окнам.

Для задачи оценки параметров детерминированного процесса преобразование Фурье является частным случаем оценителя Бартлетта (или коррелятора или согласованного фильтра). Это является следствием из метода максимума правдоподобия для случая, когда необходимо оценить амплитуду, начальную фазу и частоту единственной синусоиды в белом гауссовом шуме. Как известно, метод максимального правдоподобия дает оценки, обладающие оптимальными свойствами. В рассматриваемом случае метод максимального правдоподобия сводится просто к методу наименьших квадратов, применяемому во временной области. То есть преобразование Фурье решает задачу оценки частоты для единственной дискретной составляющей. Уже для двух дискретных составляющих этот метод перестает быть оптимальным. Особенно сильно неоптимальность проявляется в случае, когда необходимо разрешить близкорасположенные (по частоте) составляющие или выделить слабую компоненту на фоне сильной. Для преодоления этой проблемы используются так называемые «сверхразрешающие» методы. На протяжении многих десятилетий исследований таких методов было предложено несколько десятков (включая различные модификации для различных сценариев), например, методы MUSIC, rootMUSIC, Кейпона, Прони, EV, теплового шума, Борджотти-Лагунаса. Эти методы имеют свои преимущества и недостатки в различных ситуациях. Для сценария двух близко расположенных дискретных составляющих можно использовать метод наименьших квадратов, явно включающий в модель сигнала параметры обеих синусоид. Этот метод должен быть оптимальным для случая аддитивного белого гауссова шума, поскольку следует из метода максимального правдоподобия.

Рассмотрим следующую модель измеряемого временного сигнала:

$$\mathbf{x} = \boldsymbol{\mu}(\boldsymbol{\theta}) + \boldsymbol{\xi} \quad (4.1)$$

где  $\mathbf{x}$ ,  $\boldsymbol{\mu}(\boldsymbol{\theta})$ ,  $\boldsymbol{\xi}$  – вектор-столбцы размерностью  $J \times 1$ ,  $\boldsymbol{\mu}(\boldsymbol{\theta})$  – полезный детерминированный сигнал,  $\boldsymbol{\theta}$  – вектор неизвестных параметров, подлежащих оценке,  $\boldsymbol{\xi}$  – белый гауссов шум с нулевым средним,  $J$  – количество временных отсчетов. Детерминированный сигнал может быть смоделирован как сумма  $K$  комплексных синусоид [100]:

$$\mu_j(\boldsymbol{\theta}_0, \boldsymbol{\theta}_1) = \sum_{k=1}^K \theta_{0,k} e^{2\pi i \theta_{1,k} t_j} \quad (4.2)$$

где  $\boldsymbol{\theta}_0, \boldsymbol{\theta}_1$  – вектор-столбцы размерностью  $K \times 1$ ,  $\boldsymbol{\theta}_0$  – неизвестные комплексные амплитуды,  $\boldsymbol{\theta}_1$  – неизвестные частоты,  $t_j$  – момент времени, соответствующий отсчету номер  $j$ . Выражение (4.2.2) можно переписать в компактном матричном виде

$$\boldsymbol{\mu}(\boldsymbol{\theta}) = \mathbf{A}(\boldsymbol{\theta}_1) \boldsymbol{\theta}_0, \quad (4.3)$$

где матрица  $\mathbf{A}$  – размерности  $N \times K$  образована из  $K$  столбцов –  $N \times 1$  векторов  $\mathbf{a}_k$ :  $\mathbf{A}(\boldsymbol{\theta}_1) = [\mathbf{a}_1(\theta_{1,1}), \dots, \mathbf{a}_K(\theta_{1,K})]$ . Здесь  $\mathbf{a}_k = (e^{2\pi i \theta_{1,k} t_1}, \dots, e^{2\pi i \theta_{1,k} t_J})^T$ . Далее для поиска неизвестных параметров в соответствии с МНК будем минимизировать функцию по неизвестным параметрам.

$$S(\boldsymbol{\mu}, \mathbf{x}) = (\boldsymbol{\mu} - \mathbf{x})^H (\boldsymbol{\mu} - \mathbf{x}) \quad (4.4)$$

Чтобы найти минимум по неизвестным комплексным амплитудам (по вектору  $\boldsymbol{\theta}_0$ ) необходимо записать условие экстремума  $\frac{\partial S}{\partial \boldsymbol{\theta}_0} = 0$ . После дифференцирования по вектору  $\boldsymbol{\theta}_0$  получим уравнение  $(\mathbf{A}^H \mathbf{A}) \boldsymbol{\theta}_0 - \mathbf{A}^H \mathbf{x} = 0$ . Его решением будет оценка неизвестных комплексных амплитуд как функции неизвестных частот  $\boldsymbol{\theta}_1$ .

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}_0 = (\mathbf{A}^H \mathbf{A})^{-1} \mathbf{A}^H \mathbf{x} \quad (4.5)$$

Поскольку это единственное решение, а максимум бесконечен и недостижим, это может быть только минимум. Подставляя (4.5) в (4.4) получаем целевую функцию, подлежащую максимизации и зависящую от  $\boldsymbol{\theta}_1$ :

$$F(\boldsymbol{\theta}_1) = \mathbf{x}^H \mathbf{A} (\mathbf{A}^H \mathbf{A})^{-1} \mathbf{A}^H \mathbf{x} \quad (4.6)$$

Для случая  $K=2$  функция (4.6) зависит от двух неизвестных частот. Найти максимум по ним с помощью необходимого условия экстремума не получается, поскольку результирующее уравнение имеет сложную нелинейную форму. Помимо этого такое уравнение имеет множество решений, соответствующих многим локальным максимумам. Единственным надежным способом поиска глобального максимума (4.6) является полный перебор. После определения частот синусоид  $\boldsymbol{\theta}_1$  можно оценить также их комплексные амплитуды с помощью подстановки  $\boldsymbol{\theta}_1$  в формулу (4.5).

На рисунке 4.10 представлены результаты использования метода для разрешения двух соседних частот при вращении образца со скоростью 55 об./мин. Метод применялся для одного из импульсов зарегистрированной временной реализации, который был предварительно обработан полосовым фильтром с частотами среза 70 Гц и 140 Гц. После этого была посчитана зависимость целевой функции (4.6) от двух частот. Эта зависимость в яркостном виде представлена на рисунке 4.10. В силу симметричности этой зависимости, оценкой частоты можно считать значения аргументов любого максимума. Эти значения составили 91.7 Гц и 110.8 Гц, что практически совпадает со значениями изгибных частот, определенных для неподвижной пластины. На рисунке 4.10 также представлено сравнение временных реализаций исходного экспериментального сигнала (синяя линия), сигнала после фильтрации (красная

линия), модельного сигнала, состоящего из суммы двух синусоид после аппроксимации, полученный с помощью описываемого в работе метода (зеленая линия). Заметно совпадение уровней исходного и модельного сигнала в рассматриваемом частотном диапазоне.

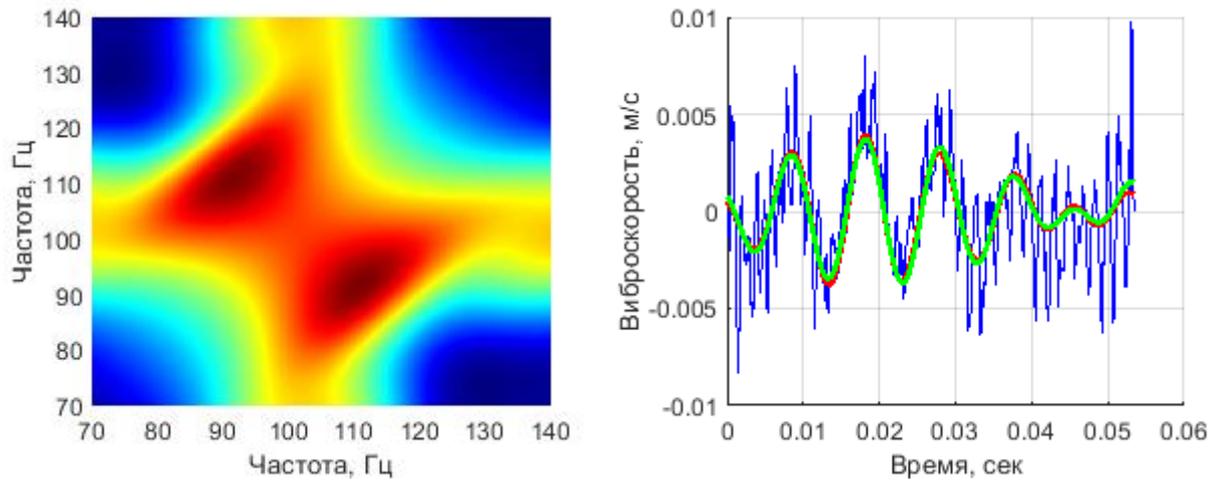


Рисунок 4.10 – Картинка слева – целевая функция, рассчитанная по формуле (4.6), справа – сравнение временных реализаций измеренного, отфильтрованного и модельного сигнала после аппроксимации

Стоит отметить, что для других импульсов результаты оценки частот могут отличаться от значений, полученных для неподвижной пластины. На рисунке 4.11 представлены результаты обработки для такого импульса, который можно условно назвать «плохим».

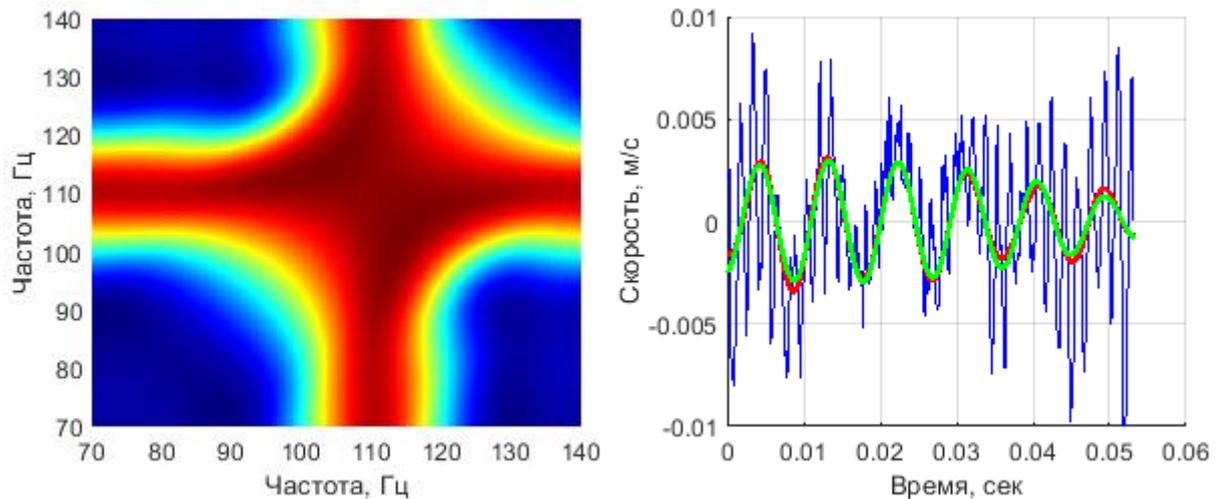


Рисунок 4.11 – Картинка слева – целевая функция, рассчитанная для «плохого» импульса, справа – сравнение временных реализаций измеренного, отфильтрованного и модельного сигнала после аппроксимации

Целевая функция для «плохого» импульса, изображенная на рисунке 4.11 отличается от функции, изображенной на рисунке 4.10 большей шириной максимума. Оценка значений частот – 104Гц и 114.8Гц, что существенно отличается от значений неподвижной пластины.

Подобранный модельный сигнал все также неплохо соответствует экспериментальному сигналу, как и в случае с «хорошим» импульсом (рисунок 4.11). Хорошее соответствие модельной и экспериментальной временной реализации сохраняется даже при сознательном выборе значения целевой функции, немного не соответствующего найденному глобальному максимуму (в темно-красной области). Значения аргументов в таком случае могут существенно отличаться друг от друга даже при небольшом отклонении значения целевой функции от максимального.

В случае выбора «плохого» импульса можно получить большую ошибку в оценке значений частот. Чтобы избежать этого можно попробовать некогерентно усреднить результаты оценки по количеству импульсов, результаты такого усреднения приведены на рисунке 4.12. Здесь синяя кривая соответствует первой частоте (значению аргумента максимума по горизонтальной оси), красная кривая соответствует второй частоте (значению аргумента максимума по вертикальной оси), черная кривая усредненная ошибка по обеим частотам.



Рисунок 4.12 – Усредненная ошибка оценки частот относительно значений, определенных для неподвижной пластинки

Для временной реализации длительностью 80с было зарегистрировано 150 импульсов, соответствующих прохождению одной половины пластины. Из графиков, представленных на рисунке 4.12, заметно, что при росте количества импульсов, используемых для усреднения, происходит снижение ошибки оценки частот. При максимально возможном количестве усреднений оценка частот составила 91.4Гц и 110.8Гц, что практически точно соотносится с частотами, измеренными на неподвижной пластинке.

На рисунке 4.13 изображены спектры скорости колебания исследуемого образца для разных скоростей вращения, представленные на рисунке 4.9 и результаты применения метода в

виде вертикальных черных линий. Положение линий по горизонтальной оси соответствует оценке частоты, высота линий соответствует оценке амплитуды колебаний.

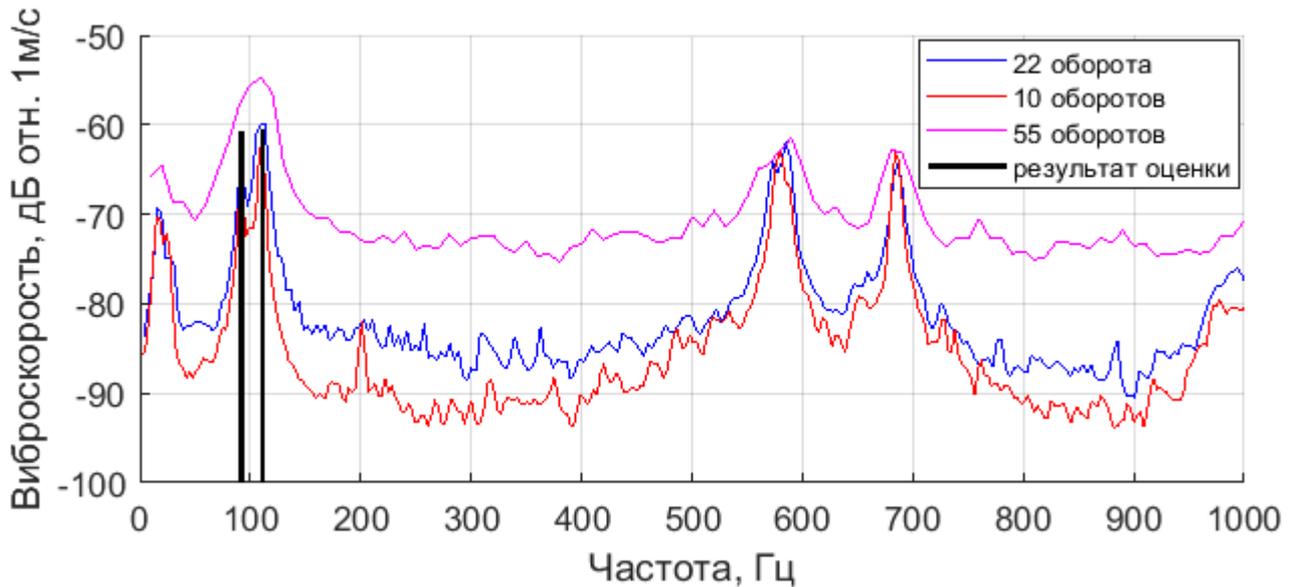


Рисунок 4.13 – Результаты применения метода, наложенные на спектры колебаний пластины при разных скоростях вращения. Вертикальные черные линии демонстрируют оценку частоты и амплитуды колебаний в диапазоне аппроксимации

Длительность экспериментального сигнала (импульса) для частоты вращения 55 об./мин составляла  $T = 0.0536$  с, что соответствует классическому разрешению  $\Delta f = T^{-1} = 18.7$  Гц. Возникает вопрос, до каких оборотов можно увеличить скорость вращения, чтобы по-прежнему было возможно разрешить две синусоиды? Для улучшения точности оценки частот и разрешения можно попробовать некогерентное усреднение импульсов.

Для выяснения возможностей такого метода было проведено численное моделирование. Генерировался набор импульсов, каждый из которых содержал две синусоиды с частотами 91.4 Гц и 111 Гц и комплексными амплитудами  $-0.5511 + 0.7317i$  и  $0.9370 - 0.1947i$ , амплитуды были найдены по формуле (4.5). Каждый импульс умножался на гауссову случайную величину с нулевым средним и единичной дисперсией (для введения некогерентности). Также добавлялся белый гауссов шум с нулевым средним и некоторой дисперсией. Для каждого числа генерируемых импульсов определялась вероятность ложной тревоги. По этой вероятности определялся порог для обнаружения/разрешения (по стратегии Неймана-Пирсона). Затем по сумме сигнала и шума определялась вероятность разрешения синусоид по превышению порога. На рисунке 4.14 приведены полученные зависимости вероятностей разрешения спектральных компонент от отношения сигнала к шуму (ОСШ) для различного числа импульсов, по которым

ведется некогерентное усреднение. Приведены результаты для двух различных длительностей импульса  $T=0.01375$ ,  $0.055$  с.

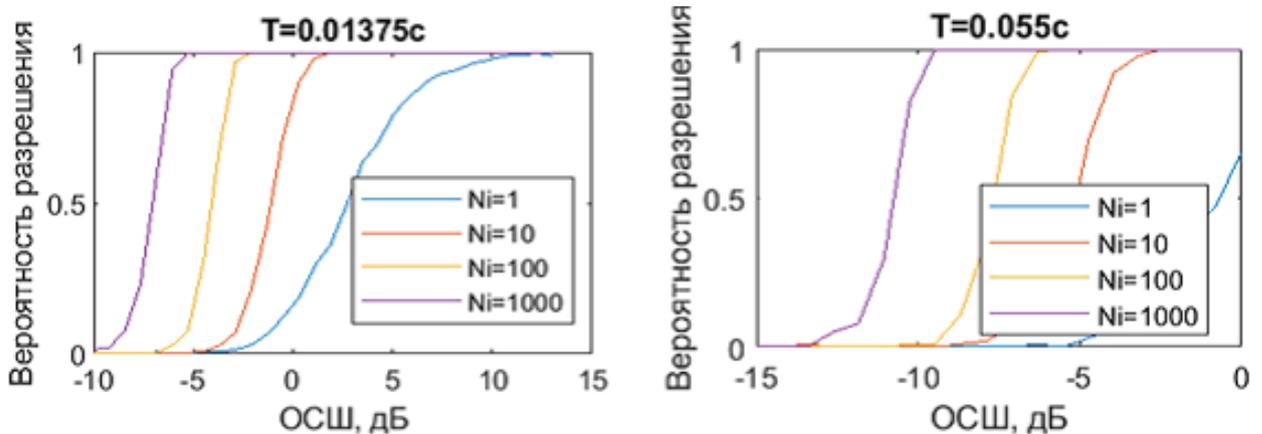


Рисунок 4.14 – Зависимости вероятностей разрешения спектральных компонент от ОСШ для различного числа импульсов, по которым ведется некогерентное усреднение

Заметно, что некогерентное усреднение позволяет заметно снизить ОСШ, необходимое для разрешения двух синусоид. Фактически даже при очень маленьких длительностях отдельного импульса некогерентное усреднение многих импульсов позволяет разрешать близкие составляющие.

В то же время на практике для скорости вращения макета 210 об./мин. (что соответствует  $T = 0.014$  с) разрешение двух частот не достигается даже при некогерентном усреднении по большому числу импульсов. Это может быть связано с тем, что на возможность разрешения в данном случае влияет не ОСШ, а наличие небольшого рассогласования в модели сигнала. Известно, что при расстоянии между частотами заметно меньшим, чем  $T^{-1}$  даже небольшое рассогласование в модели сигнала может сделать невозможным разрешение сигналов. В качестве альтернативного варианта здесь можно рассмотреть возможность когерентной обработки по нескольким импульсам. В таком случае модельный сигнал является последовательностью импульсов, промежутки между которыми заполнены нулями, а в самих импульсах содержится сумма двух синусоид с неизвестными параметрами. Результат такой обработки (зависимость целевой функции от двух частот) приведен на рисунке 4.15.

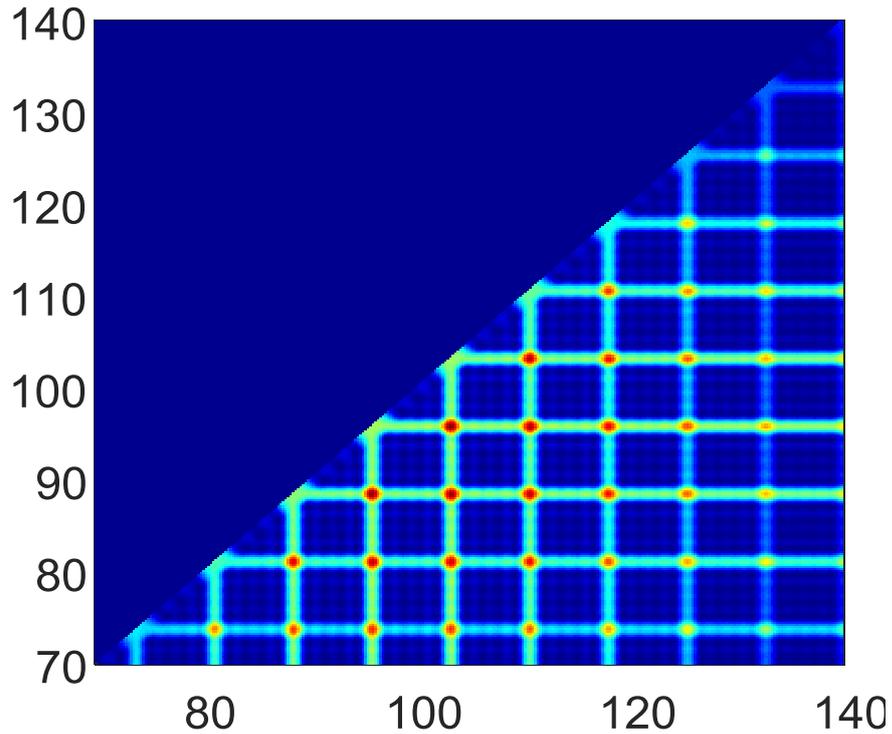


Рисунок 4.15 – Зависимость функции (4.1.6) от двух частот (Гц) для случая когерентной обработки по нескольким импульсам

Здесь заметно, что целевая функция имеет несколько примерно одинаковых максимумов на расстоянии примерно 8 Гц (что соответствует периоду следования импульсов). В результате максимизации (4.6) получилась оценка частот 103.13 Гц и 95.75 Гц, что несколько отличается от значений, измеренных на не вращающемся образце. Это отличие может быть связано как с ограниченной точностью, вызванной небольшой длиной импульса, так и с частичной неоднозначностью, вызванной периодичностью сигнала. На рисунке 4.16 показан экспериментальный сигнал после фильтрации (красная линия) и модельный сигнал после аппроксимации (зеленая линия).

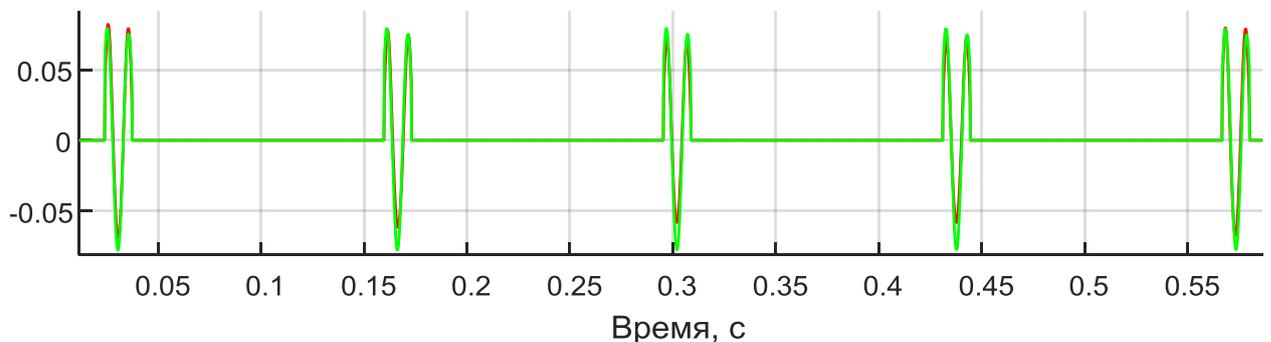


Рисунок 4.16 – Экспериментальный сигнал после фильтрации (красная линия), модельный сигнал после аппроксимации (зеленая линия)

Избежать подобного недостатка, связанного с неоднозначностью и вытекающей из нее неточностью определения частот можно путем использования модельного сигнала с переменной длительностью импульса (и, соответственно, с переменным интервалом между импульсами, заполненным нулями).

Для объяснения принципа действия метода можно воспользоваться аналогией с антенной обработкой сигналов. Известно, что антенная решетка, для которой выполняется неравенство  $d < \lambda/2$  (где  $d$  – межэлементное расстояние,  $\lambda$  – длина волны) является заполненной и имеет один максимум диаграммы направленности. В противном случае антенная решетка может иметь несколько побочных максимумов такого же уровня, как и главный, в результате чего может возникать неоднозначность результатов измерений. С этим эффектом можно бороться и без увеличения количества приемных элементов – путем использования антенных решеток с переменным расстоянием между элементами (неэквидистантные антенные решетки) [101]. Применение приемных неэквидистантных антенных решеток позволяет снизить уровень побочных максимумов не изменяя уровень главного максимума, что позволяет избежать неоднозначности результатов измерений.

По аналогии с антенной обработкой, для обработки результатов измерения вибраций, можно использовать модель сигнала с переменной длительностью импульсов и расстоянием между импульсами для снижения уровней побочных максимумов, получающихся на рисунке 4.15. Был смоделирован сигнал, состоящий из шести импульсов, где первые три импульса короче и между ними меньше интервал, вторые три импульса длиннее и между ними интервал больше. Такая модель соответствует замедлению вращения макета. Внутри каждого импульса сигнал задавался в виде суммы двух синусоид с частотами 91Гц и 110Гц с добавлением гауссовой случайной величины с нулевым средним, отношение сигнала к шуму равнялось 2. Таким образом, моделировалась помеха, возникающая в процессе измерений. Результат обработки подобного сигнала по предложенному алгоритму представлен на рисунке 4.17. Заметно, что по сравнению с рисунком 4.15 уменьшилось количество максимумов с высоким уровнем и среди них можно выделить один (выделен красным кругом на рисунке 4.17), аргументы которого принимают значения 91.03Гц и 110Гц соответственно, что совпадает с заранее заданными значениями. На рисунке 4.18 изображена временная реализация тестового сигнала (красная кривая) и результат аппроксимации (зеленая кривая).

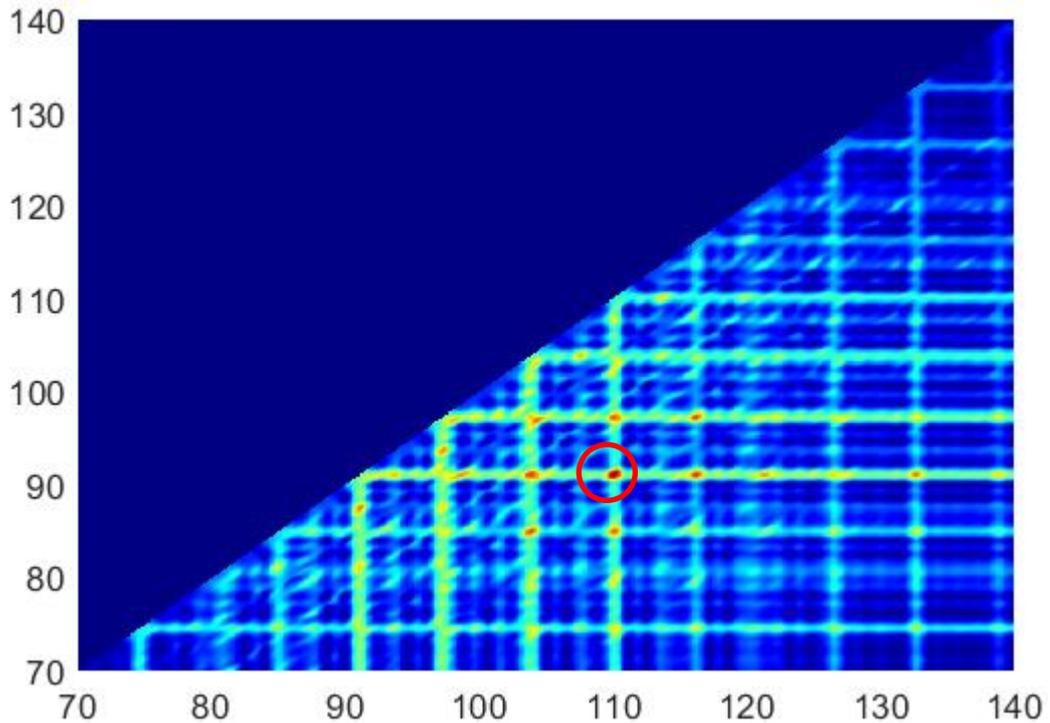


Рисунок 4.17 – Зависимость функции (4.1.6) от двух частот (Гц) для случая когерентной обработки по нескольким импульсам переменной длительностью и расстоянием между ними.

Красным кругом выделен максимум

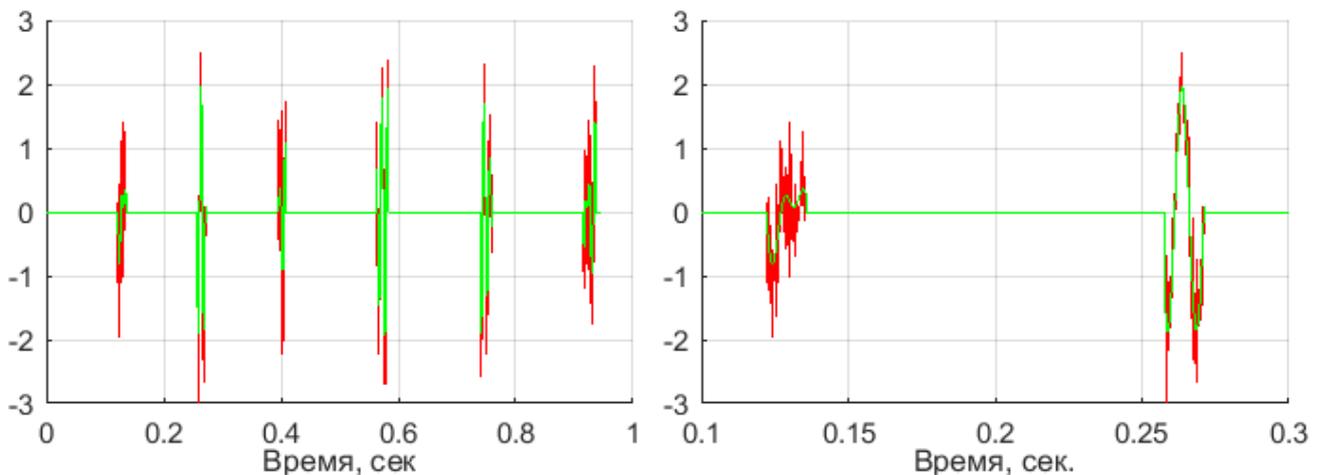


Рисунок 4.18 – Смоделированный тестовый неотфильтрованный сигнал красная кривая, результат работы алгоритма аппроксимации

Таким образом, с помощью численного моделирования показано, что когерентная обработка по нескольким импульсам применима для разрешения двух близко расположенных дискретных составляющих, измеренных лазерным виброметром на вращающемся макете.

### 4.3 Заключение по главе

В главе приводится описание разработанного способа экспериментальной оценки вибраций вращающихся тел с помощью лазерного виброметра с неподвижным лучом. В разделе 4.1 главы продемонстрирован основной недостаток ранее известных измерений с использованием подобной техники – понижение частотного разрешения с увеличением частоты вращения тела, из-за чего могут переставать разрешаться близко расположенные дискретные составляющие. В разделе 4.2 предложен новый способ обработки результатов, основанный на методе наименьших квадратов, позволяющий преодолеть описанный недостаток. Показано, что для случая двух расположенных рядом спектральных составляющих можно применять метод наименьших квадратов с использованием модели сигнала, включающей в явном виде две синусоиды с неизвестными частотами. Работоспособность предложенного подхода продемонстрирована на экспериментальных данных. Для увеличения точности оценки частоты и вероятности разрешения частот предложено использовать некогерентное усреднение импульсов, образованных проходами вращающегося тела через луч лазера. Эффективность такого способа продемонстрирована с помощью численного моделирования. Для более высоких скоростей вращения с помощью численного моделирования показана эффективность использования когерентного усреднения импульсов с переменной длительностью и расстоянием между ними.

## Заключение

В диссертации решена задача разработки экспериментальных и расчетно-экспериментальных методов виброакустического проектирования, основанных на использовании лазерной виброметрии. Разработанные в диссертации методы применимы для анализа полей, сгенерированных гидродинамическими и силовыми источниками, воздушным шумом, а также для совершенствования методов численного моделирования.

Предложена методология доводки вибрационных характеристик численных моделей. Методология основана на применении лазерной виброметрии и алгоритма автоматической доводки по экспериментальным резонансным формам колебаний. Экспериментальным образом установлена эффективность применения методологии при верификации численных моделей, в том числе, относительно легких объектов (динамические характеристики которых могут быть заметно изменены контактными системами измерений). Погрешность численного моделирования для отдельных третьоктавных полос может улучшаться на десятки децибел, средняя погрешность после процедуры доводки составляет 2-3дБ. На примере верификации численной модели лопатки турбины показано, что разработанная методология может быть использована для локализации дефектов, погрешность локализации составила 7%.

В диссертации разработана методология исследования колебаний упругих тел возбуждаемых турбулентным потоком жидкости. Методология основана на применении лазерных измерений вибраций исследуемого объекта в воздухе с последующим учетом окружающей жидкости с помощью МКЭ. Результаты практической апробации методологии показали, что упругие резонансы могут определять максимальные уровни излучения гидродинамического шума в широком частотном диапазоне. В частности, для рассматриваемого в диссертации вращающегося судового гребного винта превышение резонансных уровней над постоянной составляющей спектра достигало 20дБ. Перекрестные экспериментальные исследования, выполненные на проливном стенде, продемонстрировали, что уровни давления на упругих резонансах тела могут получать дополнительное усиление (до нескольких порядков, как в случае с рассматриваемым в работе обтеканием цилиндра) при совпадении значения резонанса и гармоники срывной гидродинамической частоты. Погрешность измерений уровней вибраций на резонансах составила при этом менее 10%.

Предложен экспериментальный подход к анализу шумов и вибраций механоакустической системы. Подход состоит из двух методов. Первый метод основан на поиске распределения акустических полей по измерениям нормальной компоненты скорости на

тонком невесомом экране. Результат восстановления поля источника в некоторой точке пространства по описанному методу показал хорошее соответствие с результатом прямого измерения поля, разница в рассматриваемом частотном диапазоне не превышала 3-4дБ. Вторым методом позволяет определить механизм формирования акустического поля и основан на лазерных бесконтактных измерениях резонансов поверхности некоторой конструкции и поля давления внутри нее. С помощью этого метода, на конкретном примере показано, что звуковое поле в кабине автомобиля определяется, степенью возбуждения резонансных вибраций ее элементов, а не влиянием резонанса ее акустической полости.

В диссертации предложен экспериментальный метод оценки вибраций вращающихся тел, позволяющий преодолеть основной недостаток использования лазерного виброметра с неподвижным лучом для таких измерений – понижение частотного разрешения с увеличением частоты вращения тела при использовании Фурье-анализа для обработки результатов. Показано, что в случае двух расположенных рядом спектральных составляющих целесообразно применять метод наименьших квадратов с моделью сигнала, включающей в явном виде две синусоиды с неизвестными частотами. Работоспособность предложенного подхода продемонстрирована на экспериментальных данных. Для увеличения точности оценки частоты и вероятности разрешения частот предложено использовать некогерентное усреднение между импульсами. В результате, с помощью предложенного метода, оценка вибраций может производиться при скоростях вращения исследуемого объекта минимум в 4 раза, превышающих предельно возможные скорости для использования Фурье-анализа.

Разработанные в диссертации методы исследования в перспективе могут быть использованы с целью проектирования более совершенных в плане виброакустических полей объектов техники, колебания которых возбуждаются источниками воздушного шума, силовыми и гидродинамическими источниками. В частности, характерным направлением для применения представленных методов является разработка малошумных судовых двигателей.

## Список литературы

- [1] Rothberg S. J., Allen M. S., Castellini P., Di Maio D., Dirckx J. J. J., Ewins D. J., ... Vignola J. F.. An international review of laser Doppler vibrometry: Making light work of vibration measurement // Opt. and Las. in Eng. 2017. V. 99. P. 11–22.
- [2] Staszewski W. J., bin Jenal R., Klepka A., Szwedo M., Uhl T. A Review of Laser Doppler Vibrometry for Structural Health Monitoring Applications // Key Eng. Mat. 2012. V. 518. P. 1–15.
- [3] Di Maio D., Castellini P., Martarelli M., Rothberg S., Allen M. S., Zhu W. D., Ewins D. J. Continuous Scanning Laser Vibrometry: A raison d'être and applications to vibration measurements. // Mechanical Systems and Signal Processing. 2021. V. 156, № 107573.
- [4] Sharma J. K., Parashar S. K. Experimental Investigation Using Laser Vibrometer and Finite Element Modeling for Modal Analysis of Camshaft // Lecture Notes in Electrical Engineering. 2019. P. 121–129.
- [5] Dai K., Boyajian D., Liu W., Chen S.-E., Scott J., Schmieder M. Laser-Based Field Measurement for a Bridge Finite-Element Model Validation // Journal of Performance of Constructed Facilities. 2014. V. 28, № 5. 04014024.
- [6] Olson S. E., DeSimio M. P., Davies M. J., Swenson E. D., Sohn H. Computational Lamb wave model validation using 1D and 3D laser vibrometer measurements // Proceedings of the SPIE. 2010. doi:10.1117/12.847321
- [7] Banwell. G., Mohr. S., Rothberg. S., Roberts. J. Using experimental modal analysis to validate a finite element model of a tennis racket. // Procedia Engineering. 2012. V. 34. P. 688–693.
- [8] Ricarte A.; Meireles J.; Inácio O. Characterizing the Frequency Response of Compliant Materials by Laser Döppler Vibrometry Coupled Acoustic Excitation // Vibration. 2021. V. 4, № 1. P. 64–74.
- [9] Marchetti B., Vignola J. F., Cannella F., Caso T. Development of a coupled numerical-experimental analysis based on laser Doppler vibrometry for the dynamic characterization of silicon-based micro paddle oscillators // Seventh International Conference on Vibration Measurements by Laser Techniques: Advances and Applications, June 2006. V. 6345. 63451A.
- [10] Ranjbar M., Marburg S. Fast vibroacoustic optimization of mechanical structures using artificial neural networks // Int. J. Mech. Engineering and Applications. 2013. V. 1, № 3. P. 64–68.
- [11] Kim S. Y. Topology design optimization for vibration reduction: reducible design variable method: PhD thesis / Queen's University. Canada, 2011.

- [12] *Carletti E., Miccoli G.* Vibroacoustic optimization of a tractor cab // Proc. of ICSV21, 13-17 July, 2014. Beijing, China, 2014. P. 1-8.
- [13] *Суворов А.С., Соков Е.М., Вьюшкина И.А.* Регулярный алгоритм автоматической коррективы спектральных характеристик акустических конечно-элементных моделей // Акустический журнал. 2016. Т. 62, № 5. С. 592-599.
- [14] *Ghoshal A., Sundaesan M. J., Schulz M. J., Frank Pai.* Structural health monitoring techniques for wind turbine blades // Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics. 2000. V. 85, № 3. P. 309–324.
- [15] *Di Maio D., Zampognaro N., Zang C., Ewins D. J.* Effect of vibration excitation locations on structural damage detection using the CSLDV technique: simulation and testing // Seventh International Conference on Vibration Measurements by Laser Techniques: Advances and Applications, June 2006. V. 6345. 634500-1.
- [16] *Mallet L., Lee B. C., Staszewski W. J., Scarpa F.* Structural health monitoring using scanning laser vibrometry: II. Lamb waves for damage detection // Smart Materials and Structures. 2004 V. 13, № 2. P. 261–269.
- [17] *Pieczonka. Ł., Ambroziński Ł., Staszewski W. J., Barnoncel D., Pérès P.* Damage detection in composite panels based on mode-converted Lamb waves sensed using 3D laser scanning vibrometer. // Optics and Lasers in Engineering. 2017. V. 99, P. 80–87.
- [18] <https://www.polytec.com/sea/vibrometry/areas-of-application/materials-research-and-testing/surface-waves>.
- [19] *Willberg C., Vivar-Perez J M, Gabbert U..* Lamb wave interaction with defects in homogeneous plates // ICEDyn: Int. Conf. on Structural Engineering Dynamics, 22-24 June, 2009. Ericeira, Portugal, 2009.
- [20] *Zhu C., Gaggero T., Makris N.C., Raital P.* Underwater Sound Characteristics of a Ship with Controllable Pitch Propeller // J. Mar. Sci. Eng. 2022. V. 10, № 3. 328.
- [21] *Рутенко А.Н., Ущиповский В.Г.* Оценки акустических шумов, генерируемых вспомогательными судами, работающими с нефтедобывающими платформами // Акуст. журн. 2015. Т. 61. № 5. С. 605–613.
- [22] *Ильин В.П., Левковский Ю.Л.* Исследование влияния вибраций крыла на его кромочный шум // Акуст. журн. 1993. Т. 39 № 3. С. 489–497.
- [23] *Chae E. J., Akcabay D. T., Lelong A., Astolfi J. A., Young Y. L.* Numerical and experimental investigation of natural flow-induced vibrations of flexible hydrofoils // Physics of Fluids. 2016. V. 28, № 7. 075102.

- [24] *Jacques-André Astolfi, Patrick Bot, Laure Leroy*. Vortex Induced Vibration Analysis of a Cantilevered Hydrofoil by Laser Vibrometry and TR-PIV // Second International Symposium on Flutter and its Application, May 2020. Paris, France, 2020. P. 11.
- [25] *Wu Q., Wang G. Y., Huang B.* Physical and numerical investigation of the flow induced vibration of the hydrofoil // IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 49 072002 2016
- [26] *Castellini P., Santolini C.* Vibration measurements on blades of a naval propeller rotating in water with tracking laser vibrometer // Measurement. 1998. V. 24, № 1. P. 43–54.
- [27] *Abbas S. H., Jang J.-K., Kim D.-H., Lee J.-R.* Underwater vibration analysis method for rotating propeller blades using laser Doppler vibrometer // Optics and Lasers in Engineering. 2020. V. 132. 106133.
- [28] *Chevalier F., Bordier L., Leblond C., Sainclair F., Sanchez J.-M., Serre G.* Numerical prediction of the noise radiated from silent non cavitating marine propellers // OCEANS 2019, 17-20 June 2019. Marseille, France, 2019. P. 1–4.
- [29] *Kaneko S., Nakamura T., Inada F.* Flow-Induced Vibrations Classifications and Lessons from Practical Experiences. Elsevier, 2014. 410 p.
- [30] *Paidoussis M.P.* Fluid-structure interactions: slender structure interactions and axial flow, volume 1. Academic press, 1998. 572 p.
- [31] *Paidoussis M.P.* Fluid-structure interactions: slender structure interactions and axial flow, volume 2. Academic press, 2004. 888 p.
- [32] *Девнин С.И.* Гидроупругость конструкций при отрывном обтекании. Л. : Судостроение, 1975. 184 с.
- [33] *Jendrzejcyk J.A., Chen S.S.* Fluid forces on two circular cylinders in cross flow // Proceedings of the Flow-Induced Vibration. New York, 1986. V. 104. P. 1–13.
- [34] *Schell J., Johansmann M., Schüssler M., Oliver D., Palan V.* Three Dimensional Vibration Testing in Automotive Applications Utilizing a New Non-Contact Scanning Method // SAE Technical Paper Series, 3-6 April 2006. Detroit, Michigan, USA, 2006. P. 1025-1032.
- [35] <https://www.polytec.com/eu/vibrometry/areas-of-application/automotive/aero-acoustics>
- [36] *Mehdi Batel.* Deploying successfully Laser Doppler Vibrometry techniques within the automotive NVH process // The Journal of the Acoustical Society of America. 2008. V. 123, № 5. 3868.
- [37] *Sanderson M. A., Onsay T.* CAE Interior Cavity Model Validation using Acoustic Modal Analysis. SAE 2007 Noise and Vibration Conference and Exhibition, 15-17 May 2007. St. Charles, Illinois, United States, 2007.

- [38] *Yoshimura T., Saito M., Maruyama S., Iba S.* Modal analysis of automotive cabin by multiple acoustic excitation // Proceedings of ISMA2012-USD2012, 17-19 September 2012. Leuven, Belgium, 2012. P. 4051-4060.
- [39] *Accardo G., El-kafafy M., Peeters B., Bianciardi F., Brandolisio D., Janssens K., Martarelli M.* Experimental Acoustic Modal Analysis of an Automotive Cabin // Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series. 2015. P. 33–58.
- [40] *Salin M. B., Kosteev D. A.* Nearfield acoustic holography-based methods for far field prediction // Applied Acoustics. 2020. V. 159. 107099.
- [41] *Williams E. G., Maynard J. D., Skudrzyk E.* Sound source reconstructions using a microphone array // JASA. 1980. V. 68, № 1. P. 340–344.
- [42] *Guozhi B., Guangsheng S., Zhaowang X., Jianghua D.* Identification and contribution analysis of vehicle interior noise based on acoustic array technology // Advances in Mechanical Engineering. 2017. V.9, № 11. 168781401773003.
- [43] *E.G. Williams.* Fourier Acoustics: Sound Radiation and Nearfield Acoustical Holography. Academic Press, London, 1999. P. 306.
- [44] *Wang R., Bei S.* Optimization of Fixed Microphone Array in High Speed Train Noises Identification Based on Far-Field Acoustic Holography. Advances in Acoustics and Vibration. 2017. V. 2017. 1894918.
- [45] *Leclère Q., Laulagnet B.* Particle velocity field measurement using an ultra-light membrane // Applied Acoustics. 2008. V. 69, № 4. P. 302–310.
- [46] *Leclère Q., Laulagnet B.* Nearfield acoustic holography using a laser vibrometer and a light membrane // The Journal of the Acoustical Society of America. 2009. V. 126, № 3. P. 1245–1249.
- [47] *Johansmann M., Fritzsche M., Schell J.* A New Method for Measurement of Rotating Objects Utilizing Laser Doppler Vibrometry Combined with an Optical Derotator with Focus on Automotive Applications // SAE Technical Paper Series, 19-21 January 2011. SIAT, India, 2011.
- [48] *Gasparoni A., Allen M.S., Yang S., Sracic M.W., Castellini P., Tomasini E.P.* Experimental Modal Analysis on a Rotating Fan Using Tracking-CSLDV // AIP Conference Proceedings. 2010. V. 1253. № 3.
- [49] *Lutzmann P., Göhler B., Hill C.A, van Putten F.* Laser vibration sensing at Fraunhofer IOSB: review and applications. Opt. Eng. 2016. V. 56, № 3. 031215.
- [50] *Kulczyk W.K., Davis Q.V.* Laser Doppler instrument for measurement of vibration of moving turbine blades // Proceedings of the Institution of Electrical Engineers. 1973. V. 120, № 9. P. 1017–1023.
- [51] *Cookson R.A., Bandyopadhyay P.* Fiber-optic laser-Doppler probe for vibration analysis of rotating machines // Journal of Engineering for Power. 1980. V. 102, № 3. P. 607–612.

- [52] *Reinhardt A.K., Kadambi J.R., Quinn R.D.* Laser vibrometry measurements of rotating blade vibrations // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 1995. V. 117, № 3. P. 484–488.
- [53] *Oberholster A. J., Heyns P. S.* Online condition monitoring of axial-flow turbomachinery blades using rotor-axial Eulerian laser Doppler vibrometry // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2009. V. 23, № 5. P. 1634–1643.
- [54] *Oberholster A. J., Heyns P. S.* Eulerian laser Doppler vibrometry: Online blade damage identification on a multi-blade test rotor // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2011. V. 25, № 1. P. 344–359.
- [55] *Oberholster A. J., Heyns P. S.* A study of radial-flow turbomachinery blade vibration measurements using Eulerian laser Doppler vibrometry // 11th international conference on vibration measurements by laser and noncontact techniques - AIVELA 2014: Advances and Applications, 25–27 June 2014. Ancona, Italy, 2014. V. 1600, № 1. P. 23–32.
- [56] *Daryl L., Logan A.* first course in the finite element method. Cengage Learning, 2011. 992 p.
- [57] *Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Zhu J.Z.* The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals. Elsevier Science, 2013. 752 p.
- [58] *Babuška I., Banerjee U., Osborn J. E.* Generalized Finite Element Methods: Main Ideas, Results, and Perspective // *International Journal of Computational Methods*. 2004. V. 1, № 1. P. 67–103.
- [59] *Kiritsis D., Eemmanouilidis Ch., Koronios A., Mathew J.* Engineering Asset Management // *Proceedings of the 4th World Congress on Engineering Asset Management (WCEAM)*. Athens, Greece, 2009: P. 591–592.
- [60] *Beidokhti N., et al.* A comparison between dynamic implicit and explicit finite element simulations of the native knee joint // *Medical Engineering & Physics*. 2016. V. 38, № 10: P. 1123–1130.
- [61] *Pagan L., Lake K.* Modal Analysis: A Comparison between Finite Element Analysis (FEA) and Practical Laser Doppler Vibrometer (LDV) Testing // *UKSim-AMSS 19th International Conference on Computer Modelling & Simulation (UKSim)*, 05-07 April 2017. Cambridge, United Kingdom, 2017.
- [62] *Duarte H. V., Donadon L. V., Ávila A. F.* Mechanical properties of nanocomposite laminated structure and its sensibility to modal analysis procedure // *Latin American Journal of Solids and Structures*. V. 11, № 2. P. 245–259.
- [63] *Stanbridge A. B., Ewins D. J.* Modal testing using a scanning laser doppler vibrometer // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 1999. V. 13, № 2. P. 255–270.

- [64] *Siringoringo D. M., Fujino Y.* Noncontact Operational Modal Analysis of Structural Members by Laser Doppler Vibrometer // *Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering*. 2009. V. 24, № 4. P. 249–265.
- [65] *Krejčí J., Beneš P.* A comparison of two modal analysis methods: an impact hammer versus laser vibrometry // *Acta Polytechnica*. 2020. V. 60, № 5. P. 420–427.
- [66] *Kurvinen E., John M., Mikkola A.* Measurement and evaluation of natural frequencies of bulk ice plate using Scanning Laser Doppler Vibrometer // *Measurement*. 2020. V. 150. 107091.
- [67] *Stanbridge A. B., Martarelli M., Ewins D. J.* Measuring area vibration mode shapes with a continuous-scan LDV // *Fourth International Conference on Vibration Measurements by Laser Techniques: Advances and Applications*, 22 May 2000. Ancona, Italy, 2000.
- [68] *Себряков О. Ф., Соков Е. М., Суворов А. С., Евстифеев В. В., Коновалов К. С., Львова Д. А., Родионов А. А., Салин М. Б., Кутузов Н. А., Стуленков А. В.* Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2019661249 «САТЕС».
- [69] *Purwana A., Ariana I.M., Wardhana W., Handani D.* Performance and Noise Prediction of Marine Propeller Using Numerical Simulation // *IPTEK Journal of Proceedings Series*. 2018. № 4(1). P. 20.
- [70] *Wang Y., Göttische U., Abdel-Maksoud M.* Sound Field Properties of Non-Cavitating Marine Propellers // *Journal of Marine Science and Engineering*. 2020. V. 8, № 11. 885.
- [71] *Tanttari J., Hynninen A.* Acoustic Source Characterization of Marine Propulsors // *J. Mar. Sci. Eng.* 2022. V. 10, № 9. 1273.
- [72] *Стуленков А.В., Коротин П.И., Суворов А.С.* Новые применения лазерной виброметрии // *Изв. РАН. Серия физическая*. 2020. Т. 84, № 6. С. 824-828.
- [73] *Фахи Ф.Д.* Некоторые приложения принципа взаимности в экспериментальной виброакустике // *Акуст. журн.* 2003. Т. 49, № 2. С. 262–277.
- [74] *Коротин П.И., Салин Б.М., Тютин В.А.* Вопросы акустической диагностики виброактивных механизмов методами взаимности // *Акуст. журн.* 1986. Т. 32, № 1. С. 71-75.
- [75] *Salin M.B., Sokov E.M., Suvorov A.S.* Method of mode analysis for mechanoacoustic systems. // *Mechanics of Solids*. 2020. V. 55, № 8. P. 1318-1327.
- [76] *Суворов А.С., Коротин П.И., Артельный В.В., Артельный П.В., Соков Е.М., Салин М.Б., Вьюшкина И.А.* Методология расчетно-экспериментального моделирования виброакустических характеристик сложных механоакустических систем // *Изв. РАН. Серия физическая*. 2016. Т. 80, № 10. С. 1384-1388.
- [77] *Суворов А.С., Соков Е.М., Артельный П.В.* Численное моделирование излучения звука с использованием акустических контактных элементов // *Акуст. журн.* 2014. Т. 60, №6. С. 663-672.

- [78] *М.Б. Салин, Е.М. Соков, А.С. Суворов.* Численный метод исследования акустических характеристик сложных упругих систем на основе суперэлементов и аналитических граничных условий // *Гидроакустика.* 2011. № 14. С. 36-56.
- [79] *Salin M.B., Smirnov S.A., Suvorov A.S., Usacheva I.A., V'yushkina I.A.* Integral absorbing boundary conditions optimized for modelling of acoustic radiation of elongated bodies // *Journal of Applied Mathematics.* 2022. V. 2020. 9524376.
- [80] *Katopodes N. D.* *Viscous Fluid Flow.* Butterworth-Heinemann, 2018. 1020 p.
- [81] *Shinde V.* Fluidelastic instability in heat exchanger tube arrays and a Galerkin-free model reduction of multiphysics systems: dis. ... PhD / *Université Paris-Saclay.* Paris, 2015.
- [82] *Vanherzeele J., Brouns M., Castellini P., Guillaume P., Martarelli M., Ragni D., Tomasini E. P., Vanlanduit S.* Flow characterization using a laser Doppler vibrometer // *Optics and Lasers in Engineering.* 2007. V. 45, №. 1. P. 19-26.
- [83] *William J., Fichet V., Goreaud N.* Advanced comparison of CFD Fluent code with experimental data on a transverse flow across rod bundle using LDV, PIV, Optical Flow and POD // *23 Congrès Français de Mécanique, Lille, 2017.* 24 p
- [84] *Bolshukhin M.A., Budnikov A.V., Shmelev E.I., Kulikov D.A., Loginov A.V., Pribaturin N.A., Lobanov P.D., Meledin V.G., Suvorov A.S, Stulenkov A.V.* Dynamic measurements of the flow and structure oscillations to validate FSI calculations // *Nuclear Engineering and Design.* 2021. V. 381. 111336,
- [85] Будников А.В., Шмелев Е.И., Куликов Д.А., Логинов А.В., Дмитриев С.М., Прибатурин Н.А., Лобанов П.Д., Суворов А.С., Стуленков А.В. Измерения гидродинамических и вибрационных характеристик для валидации численных расчетов возбуждения конструкций потоком жидкости // *Приборы и методы измерений.* 2019. Т. 10, № 3. С. 223–232.
- [86] *Pang Jian.* *Noise and vibration control in automotive bodies.* China Machine Press, 2018. 531 p.
- [87] *Bank G, Hathaway GT.* A revolutionary 3-D interferometric vibrational mode display. *Proceedings Title: 66th AES Convention, May 6-9, 1980. Los Angeles, USA, 1980.* №1658.
- [88] *Moreno JN.* Measurement of loudspeaker parameters using a laser velocity transducer and 2-channel FFT analysis // *J Audio Eng Soc.* 1991. V. 39, № 4. P. 243-249.
- [89] *Suh JG, Kim HY, Yôiti S.* Measurement of resonance frequency and loss factor of a microphone diaphragm using a laser vibrometer // *Appl Acoust.* 2010. V. 71, №3. P. 258-61.
- [90] *Zipser L, Franke H.* Laser-scanning vibrometry for ultrasonic transducer development // *Sens Actuators A: Phys.* 2004. V. 110, № 1. P. 264-268.
- [91] *Zoran A, Welch S, Hunt WD.* A platform for manipulation and examination of the acoustic guitar: the Chameleon guitar // *Appl. Acoust.* 2012. V. 73, № 4. P. 338-47.

- [92] *Ryan T, O'Malley P, Glean A, Vignola J, Judge J.* Conformal scanning laser Doppler vibrometer measurement of tenor steelpan response to impulse excitation // *J Acoust Soc Am.* 2012. V. 132, № 5. P. 3494-3501.
- [93] *Perrin R, Elford DP, Chalmers L, Swallowe GM, Moore TR, Hamdan S, Halkon BJ.* Normal modes of a small gamelan gong // *J Acoust Soc Am.* 2014. V. 136, № 4. P. 1942-1950.
- [94] *Maynard J. D., Williams E. G., Lee Y.* Nearfield acoustic holography: I. Theory of generalized holography and the development of NAH // *J Acoust Soc Am.* 1985. V. 78, № 4. P. 1395–1413.
- [95] *Todoroff D. G., Trivett D. H.* Particle velocity detection using a thin membrane // *J Acoust Soc Am.* 1986. V. 79, № 1, P. 85.
- [96] *Vignola JF, Berthelot YH, Jarzynski J.* Laser detection of sound // *J Acoust Soc Am.* 1991. V. 90, № 3. P. 1275–1286.
- [97] *Martarelli M, Revel GM.* Laser Doppler vibrometry and near-field acoustic holography: different approaches for surface velocity distribution measurements // *Mech Syst Signal Process.* 2006. V. 20, № 6. P. 1312-1321.
- [98] *Roozen NB, Labelle L, Rychtáriková M, Glorieux C.* Determining radiated sound power of building structures by means of laser Doppler vibrometry // *J Sound Vib.* 2015. V. 346. P. 81–99.
- [99] *Шендеров Е. Л.* Волновые задачи гидроакустики. Л., «Судостроение», 1972. 352 стр.
- [100] *Турчин В. И.* Введение в современную теорию оценки параметров сигналов. Нижний Новгород, 2005.
- [101] *Турчин В.И., Родионов А.А., Иваненков А.С.* Расширение диапазона частот при пеленгации источников звука с помощью случайно-неравномерных антенных решеток // *Известия РАН. Серия физическая.* 2020. Т. 84, № 6. С. 829–832.

**Список публикаций автора по теме диссертации**

Конференции:

- [A1] *Леонтьев Н.И., Стуленков А.В., Маслов М.Г., Шмелев Е.И., Игрушкин С.И.* Экспериментальное исследование коэффициентов демпфирования образцов из стали и композитного материала // XXIII Нижегородская сессия молодых ученых. Н. Новгород, ННГУ, 2018. Т. 1. С. 16-19.
- [A2] *Стуленков А.В., Суворов А.С.* Современные возможности моделирования и технологии верификации сложных механоакустических систем // *Корабельная ядерная энергетика-2018: тезисы докладов.* Н. Новгород, АО «ОКБМ Африкантов», 2018. С. 66-67.
- [A3] *Стуленков А.В., Бритенков А.К.* Исследование электромеханических характеристик излучающих элементов компактного гидроакустического преобразователя сложной формы методом лазерной виброметрии // XXIII научная конференция по радиофизике. Н. Новгород, ННГУ, 2019. С. 264-266.
- [A4] *Костеев Д.А., Салин М.Б., Стуленков А.В., Суворов А.С.* Восстановление поля колебаний упругого тела по малому числу датчиков // XXIII научная конференция по радиофизике. Нижний Новгород, ННГУ, 2019. С. 425-429.
- [A5] *Коротин П.И., Стуленков А.В., Суворов А.С.* Использование бесконтактных сканирующих измерений для исследования характеристик сложных виброакустических систем // Совет по акустике РАН, Успехи акустики – 2019, 21 мая 2019, Москва.
- [A6] *Бритенков А.К., Норкин М.С., Захаров С.Б., Травин Р.В., Стуленков А.В.* Электромеханические характеристики компактного гидроакустического преобразователя со сложной формой излучающей оболочки. XXXIV сессия Российского акустического общества, 14-18 февраля 2022 года, Москва. С. 779-786.
- [A7] *Артельный В.В., Родионов А.А., Стуленков А.В.* Применение лазерной виброметрии с неподвижным лучом для оценки вибраций вращающихся тел. XXXIV сессия Российского акустического общества, 14-18 февраля 2022 года, Москва. С. 1109-1115.
- [A8] *Бритенков А.К., Норкин М.С., Стуленков А.В., Травин Р.В., Захаров С.Б.* Исследование резонансных характеристик компактных низкочастотных гидроакустических преобразователей сложной формы в воздухе с помощью лазерной виброметрии. В сборнике: Труды XXVI научной конференции по радиофизике, посвященной 120-летию М.Т. Греховой: материалы конференции. Нижний Новгород, 2022. С. 233-236.

## Статьи:

- [A9] Будников А.В., Шмелев Е.И., Куликов Д.А., Логинов А.В., Дмитриев С.М., Двойнишников С.В., Куликов Д.В., Лобанов П.Д., Стуленков А.Н., Суворов А.С. Измерения гидродинамических и вибрационных характеристик для валидации численных расчетов возбуждения конструкций потоком // Приборы и методы измерений. 2019. Т. 10, № 3. С. 223–232.
- [A10] А.В. Стуленков, П.И. Коротин, А.С. Суворов. Новые применения лазерной виброметрии // Известия РАН. Серия физическая. 2020. Т. 84, № 6.
- [A11] Bolshukhin, M. A., Budnikov, A. V., Shmelev, E. I., Kulikov, D. A., Loginov, A. V., Pribaturin, N. A., ... Stulenkov, A. V. Dynamic measurements of the flow and structure oscillations to validate FSI calculations // Nuclear Engineering and Design. 2021. V. 381. 111336.
- [A12] В.В. Артельный, А.А. Родионов, А.В. Стуленков. Повышение частотного разрешения при измерении вибраций вращающихся тел с помощью лазерной виброметрии с неподвижным лучом // Акустический журнал. 2023. Т. 69, № 3. С. 351-356.
- [A13] А.К. Бритенков, М.С. Норкин, С.Б. Захаров, Р.В. Травин, А.В. Стуленков. Сравнительные исследования вибромеханических характеристик компактных гидроакустических преобразователей продольно-изгибного типа со сложной формой излучающей оболочки // Акустический журнал. 2023. Т. 69, №6. С. 808-816.
- [A14] А.К. Бритенков, М.С. Норкин, А.В. Стуленков, Р.В. Травин. Исследование электроакустических характеристик компактного 3D НЧИ – низкочастотного гидроакустического преобразователя продольно-изгибного типа сложной формы // Научное приборостроение. 2023. Т. 33, №4. С. 28-39.
- [A15] А.В. Стуленков, В.В. Артельный, П.И. Коротин, А.С. Суворов, И.Е. Горбунцов, М.С. Норкин, С.Г. Зайцева. Физическое моделирование гидроакустического поля гребного винта // Акустический журнал. 2024. Т. 70, №5. С. 99-108.

## Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ:

- [A16] О.Ф. Севрюков, Е.М. Соков, А.С. Суворов, В.В. Евстифеев, К.С. Коновалов, Д.А. Львова, А.А. Родионов, М.Б. Салин, Н.А. Курузов, А.В. Стуленков. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2019661249 «САТЕС».