Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ ИМЕНИ Э.С. ГОРКУНОВА
УРАЛЬСКОГО ОТДЕЛЕНИЯ
РОССИЙСКОЙ АКАДЕМИИ НАУК

На правах рукописи

Трусевич Илья Александрович

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ И СНИЖЕНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ НА ОСНОВЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЕЕ МОДАЛЬНЫХ СВОЙСТВ

Специальность 05.05.03 – «Колесные и гусеничные машины»

Диссертация
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
д-р техн. наук, профессор
И. А. Тараторкин

Екатеринбург – 2021

Содержание

Введение

В настоящее время при проектировании колесных машин, помимо обеспечения функциональных и эксплуатационных характеристик, особое внимание уделяется виброакустическому излучению их агрегатов [26], что является одним из ключевых факторов при оценке качества изделия. При этом шум, излучаемый агрегатами транспортных средств, является одним из основных источников, приводящих к нарушению эргономических требований как для оператора машины, так и для окружающей среды. В свою очередь, соответствие виброакустических характеристик машин санитарным нормам является одним из важнейших критериев безопасности труда.

Нормативными документами, регламентирующими акустические характеристики, являются санитарные нормы [16] и межгосударственные стандарты [2-4].

Анализу методов снижения уровня шума изделий в целом и отдельных их структурных составляющих посвящены работы многих отечественных и зарубежных исследователей. Обеспечение наилучшего виброакустического поведения трансмиссии, являющейся одним из основных источников шума и вибрации в транспортных машинах, является актуальным многие годы.

Использование методов виртуального прогнозирования [26 – 31, 108, 139 – 141], ориентированных на снижение виброакустического излучения колесной машины, формируемого, в частности, трансмиссионной установкой, является предпосылкой для эффективного использования трудозатрат и времени, позволяет избежать необходимости устранения виброакустических проблем в процессе интеграции трансмиссии в автомобиль.

Таким образом, тема диссертационной работы, посвященная совершенствованию виброакустических (NVH (Noise, vibration & harshness) параметров – акустические и вибрационные характеристики трансмиссии

(уровень акустического давления и вибрации)) и структурных параметров при проектировании трансмиссий, является актуальной.

Цель работы. Прогнозирование и снижение виброакустической нагруженности трансмиссии колесной машины на основе совершенствования ее модальных свойств.

Задачи исследования:

1) разработка моделей формирования динамических нагрузок, возникающих вследствие неравномерности передачи моментов в зубчатых зацеплениях, а также проявления нелинейных эффектов в насосах и других элементах конструкции;

2) разработка верифицированных модальных моделей трансмиссии, выполнение на их основе структурно-динамического анализа исследуемой системы, моделирование ее виброакустического отклика;

3) разработка методик и алгоритмов верификации модальных моделей трансмиссии перспективной колесной машины;

4) подготовка и проведение экспериментального исследования вибронагруженности трансмиссии перспективной колесной машины;

5) разработка технических решений по усовершенствованию NVH параметров при проектировании трансмиссии перспективной колесной машины и оценка их эффективности.

Объект исследования. Процесс формирования виброакустического излучения трансмиссии перспективной колесной машины.

Предмет исследования. Закономерности формирования виброакустического излучения трансмиссии перспективной колесной машины.

Научная новизна основных положений, выносимых на защиту заключается**:**

- в разработке новых моделей формирования динамических нагрузок, возбуждающих виброакустические колебания трансмиссий машин, отличающихся учетом неравномерности передачи моментов в зубчатых

зацеплениях, а также проявлением нелинейных эффектов в гидросистеме и других элементах конструкции;

- в разработке новых верифицированных модальных моделей трансмиссии, отличающихся рассмотрением в качестве модальных характеристик не только собственных частот, форм колебаний и коэффициентов демпфирования, а также частотных функций и модальных вкладов;

- в обосновании требуемого программно-аппаратного обеспечения для экспериментального определения модальных и виброакустических параметров при проектировании трансмиссий колесных машин.

Практическая значимость работы и реализация ее результатов.

Создание комплекса подходов и технических решений, направленных на снижение виброакустической нагруженности трансмиссии перспективной колесной машины. Полученные теоретические и экспериментальные результаты реализованы при разработке перспективных АКП и внедрены в ООО «МИКОНТ» при разработке модельного ряда трансмиссий автомобилей категории N2, N3 на максимальную мощность N = 500 кВт.

Методы исследования.

Применены численные методы решения систем дифференциальных уравнений, метод гармонической линеаризации, методы конечных элементов и конечных объемов, метод модального анализа динамических систем, экспериментальные методы исследования виброакустической нагруженности.

Достоверность и обоснованность.

Достоверность научных результатов работы подтверждается корректностью постановки задачи. При решении поставленных задач эффективно используются методы системного анализа, методы математического программирования, а также результаты имитационного моделирования и экспериментальных исследований.

Научные положения диссертации обоснованы и подтверждены сопоставлением результатов расчета с данными экспериментальных исследований.

Личный вклад соискателя.

Постановка научной проблемы, формирование идеологии исследования, выполнение обзора по теме исследования, обоснование способов решения проблемы и получение основных научных результатов.

Апробация работы.

Результаты исследований по диссертационной работе доложены и одобрены на Всероссийской научно-практической конференции «Актуальные проблемы защиты и безопасности», в 2018 – 2019 гг., ОАО «Всероссийский научно-исследовательский институт транспортного машиностроения», г. Санкт-Петербург; международной научно-технической конференции «Современные направления и перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении» в 2018 – 2021 гг., ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь; международной научно-технической конференции «Инновации в машиностроении — 2018», государственное научное учреждение «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси», г. Минск; X Всероссийской (национальной) научно-практической конференции молодых ученых, посвященной 75-летию Курганской ГСХА имени Т.С. Мальцева.

Публикации. По результатам исследований опубликовано 8 научных работ, в том числе 3 в изданиях, индексируемых в Web of Science, и 2 в изданиях, рекомендованных ВАК РФ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов, библиографии и приложений. Работа изложена на 149 страницах машинописного текста, содержит 61 иллюстрацию, 6 таблиц и 6 приложений на 136 страницах. Список использованной литературы включает 157 наименований.

Глава 1 Состояние вопроса

Шум – беспорядочные колебания различной физической природы, отличающиеся сложностью временной и спектральной структуры. С физиологической точки зрения шум – любой нежелательный звук, а шумовое загрязнение – это распространение шума, оказывающего негативное воздействие на человека или животное.

Шумовое загрязнение - это вред окружающей среде и фактор стресса для человека, влияющий как на физическое, так и на психологическое здоровье индивида. Оно изменяет социальное поведение, мешает выполнению сложных задач, вызывает раздражение и стресс, приводит к множеству негативных последствий для здоровья.

Главными источниками шумового загрязнения в городах являются транспортные средства – автомобили, железнодорожные поезда, корабли, самолеты.

В этой главе обсуждаются влияние шума на здоровье человека, нормирование шума, подходы к снижению уровня шума, шумовые характеристики транспортной машины, классификация источников шума и подходы к их обесшумливанию.

1.1 Влияние шума на здоровье человека

Воздействие шума на здоровье – это последствия для физического и психологического здоровья при регулярном воздействии постоянного повышенного уровня звука. В частности, шум от дорожного движения считается Всемирной организацией здравоохранения одним из самых серьезных факторов экологического стресса для человека, уступающим только загрязнению воздуха [103].

Повышенный уровень шума на рабочем месте или окружающий шум могут вызвать потерю слуха, шум в ушах, гипертонию, коронарную недостаточность, раздражительность и нарушение сна [82, 104]. Изменения в иммунной системе и врожденные расстройства также объясняются воздействием шума [110].

Шум слышимого диапазона замедляет реакцию человека на поступающие от технических устройств сигналы, это приводит к снижению внимания и увеличению ошибок при выполнении различных видов работ. Шум угнетает центральную нервную систему (ЦНС), вызывает изменения скорости дыхания и пульса, способствует нарушению обмена веществ, возникновению сердечно-сосудистых заболеваний, язвы желудка, гипертонической болезни [82].

Хроническое воздействие шума связано с нарушением сна и увеличением заболеваемости диабетом.

Стресс, полученный при работе с повышенным уровнем шума, связан с увеличением количества несчастных случаев на рабочем месте, а также с агрессивностью и другим антиобщественным поведением.

1.2 Нормирование шума

Во всем мире правительства стран принимают законодательные акты с целью регулирования шума и защиты здоровья граждан.

Великобритания приняла национальный закон в 1960, Япония в 1967, но эти законы не были всеобъемлющими и не имели полной юридической силы в отношении общего повышения уровня окружающего шума, обязательных количественных ограничений по источникам шума для самолетов и автомобилей или директив для местных органов власти.

В 1972 году в США был принят закон о шумовом загрязнении и его уменьшении. Закон установил механизмы определения норм практически для всех источников шума, включая автомобили, самолеты, системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха и основные приборы. Он также

обратил внимание местных органов власти на их обязанности по снижению уровня шума. Эта система регулирования шума включает обширную базу данных с подробным описанием степени воздействия шума на здоровье.

Конгресс прекратил финансирование федеральной программы борьбы с шумом в 1981 году, что ограничило разработку дальнейших национальных правил. С тех пор, начиная с 1982 года, основная ответственность за решение проблемы шумового загрязнения перешла к правительствам штатов и местным властям. Агентство по охране окружающей среды сохраняет за собой полномочия проводить исследования и публиковать информацию о шуме и его влиянии на граждан, которая в настоящее время часто используется при оценке воздействия на окружающую среду для новых городских проектов. Первоначальные постановления и программы агентства послужили основой для разработки многих государственных и местных законов о контроле шума в Соединенных Штатах.

В СССР на основании многочисленных научных исследований воздействия шума на организм человека в 1956 были приняты СН №205-56 «Временные санитарные нормы и правила по ограничению шума на производстве». В дальнейшем, по мере получения новой научной информации, проводилось последовательное ужесточение ограничений. Например, СН №785-69 «Санитарные нормы и правила по ограничению шума на территориях и в помещениях производственных предприятий», СанПиН 3223-85 «Санитарные нормы допустимых уровней шума на рабочих местах».

Акустические характеристики транспортных машин последовательно регулировал ГОСТ 19358 «Автомобили, автопоезда, автобусы, мотоциклы, мотороллеры, мопеды и мотовелосипеды. Внешний и внутренний шум. Предельно допустимые уровни. Методы измерения», впоследствии замененный на ГОСТ 27436-87 «Внешний шум автотранспортных средств. Допустимые уровни и методы измерений».

Основными нормативными документами, регламентирующими акустические характеристики транспортных машин, в Российской Федерации являются следующие:

- СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки» – устанавливает классификацию шумов, нормируемые параметры и предельно допустимые уровни (ПДУ) шума на рабочих местах, допустимые уровни шума в жилых помещениях, общественных зданиях и на территории жилой застройки.

В качестве характеристики постоянного шума на рабочих местах применяются уровни звукового давления в дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000; 8000 Гц, определяемые по формуле:

$$L = 20\lg\frac{P}{P_0}$$

где P – среднеквадратичная величина звукового давления, Па; P_0 – исходное значение звукового давления в воздухе, равное $2\cdot10^{-5}$ Па.

Допускается в качестве характеристики постоянного широкополосного шума на рабочих местах принимать уровень звука в дБА, измеренный на временной характеристике «медленно» шумомера, определяемый по формуле:

$$L_A = 20\lg\frac{P_A}{P_0}$$

где P_A – среднеквадратичная величина звукового давления с учетом коррекции «А» шумомера, Па.

Характеристикой непостоянного шума на рабочих местах является эквивалентный (по энергии) уровень звука в дБА.

Предельно допустимые уровни звукового давления в октавных полосах частот, уровни звука и эквивалентные уровни звука для рабочих мест водителей и обслуживающего персонала грузовых автомобилей, разработанные с учетом категорий тяжести и напряженности труда, определенных в соответствии с Руководством 2.2.013-94 «Гигиенические критерии оценки условий труда по

показателям вредности и опасности факторов производственной среды, тяжести, напряженности трудового процесса», представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Предельно допустимые уровни звукового давления, уровни звука и эквивалентные уровни звука для рабочих мест водителей и обслуживающего персонала грузовых автомобилей

Уровень звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровень звука и эквивалентный уровень звука, дБА
31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
100	87	79	72	68	65	63	61	59	70

- ГОСТ 33555-2015 «Автомобильные транспортные средства. Шум внутренний. Допустимые уровни и методы испытаний» – устанавливает допустимые уровни шума, которые воздействуют на водителя в кабине и пассажиров в пассажирском помещении (салоне) автомобильного транспортного средства (АТС) и методы испытаний.

В качестве оценочного показателя внутреннего шума принимается уровень звука, корректированный по А (дБА) по ГОСТ 17187-2010.

Для АТС категорий N_2 и N_3 при наличии спального места в кабине допустимый уровень звука при движении – 78 дБА. Для прочих АТС категорий N_2 и N_3 – 81 дБА. Уровни звука, измеренные при разгоне, в случае превышения допустимых значений, указываются в сопроводительной документации на АТС, предоставляемой покупателю.

Нижепредставленные межгосударственные стандарты служат для оценки влияния шума, производимого, в том числе и транспортными средствами, на операторов (водителей) и окружающих людей:

- ГОСТ 12.1.003-2014. ССБТ «Шум. Общие требования безопасности» - устанавливает принципы обеспечения безопасности и сохранения здоровья

работников при воздействии на них шума в нормальных условиях рабочего процесса и общие требования к оценке этого воздействия. Данный стандарт распространяется на все рабочие места и все условия шумового воздействия (на производстве, транспорте, в строительстве, горных и других работах и пр.).

- ГОСТ Р 53187-2008 «Акустика. Шумовой мониторинг городских территорий» - определяет основные понятия и величины, применяемые при мониторинге шума, устанавливает показатели и правила проведения шумового мониторинга при комплексном воздействии всех источников шума, а также при воздействии отдельных подвижных (автодорожный, рельсовый и авиационный транспорт) и стационарных (потоки автотранспорта улично-дорожной сети, долгосрочные (функционирующие не менее года) промышленные предприятия, энергетические и прочие неподвижные объекты) источников. Кроме того, стандарт содержит указания по составлению оперативных шумовых карт городских территорий.

1.3 Подходы к снижению уровня шума

Шумоподавление или снижение уровня шума – это набор стратегий, направленных на снижение шумового загрязнения или уменьшение воздействия этого шума на окружающих. Большинство из них сосредоточено на создании звуковых экранов или звукопоглощающих покрытий. В последние годы стала часто применяться маскировка звуков.

Основным современным подходом к снижению уровня шума является модель источника, пути распространения и получателя Болта и Ингарда.

Данный подход заключается в максимальном уменьшении уровня шума в источнике, затем анализе и последующей минимизации шума при его распространении и предоставлении получателю инструментов для ослабления шума.

Подходы к снижению уровня шума:

Звукоизоляция – использование барьеров из заглушающих материалов для улавливания акустической и вибрационной энергии (экраны, капоты, кожухи, капсулы и т.д.);

Поглощение шума – использование звукопоглощающих материалов [15];

Акустическое демпфирование – использование демпфирующих элементов для предотвращения передачи вибраций;

Акустическое разъединение – проектирование составных частей машин таким образом, чтобы отдельные элементы не воспринимали нежелательные вибрации от движущихся частей. Например: Volkswagen зарегистрировал патент на «акустически разъединяемое днище автомобиля» [145].

Предотвращение сваливания – предупреждение резкого падения подъёмной силы в результате нарушения нормальных условий обтекания крыла воздушным потоком (срыва потока с крыла).

Предотвращение кавитации – предупреждение возникновения кавитации.

Предотвращение гидравлического удара – предупреждение гидравлического удара, частой причины отказа систем трубопроводов, создающего значительный шум. Клапан, который внезапно открывается или закрывается является наиболее распространенной причиной гидроудара.

Амортизация – используется для поглощения толчков и ударов подвижных элементов, а также корпусных деталей машин;

Отстройка от режима резонанса – используется для предотвращения совпадения частот воздействующих на объект сил с собственными частотами;

Применение специальных материалов – замена металлических компонентов на гибкие пластиковые, применение виско-эластичных материалов и пористых пластмасс (например, с регулированием пористости для демпфирования определенных длин волн).

1.4 Шумовые характеристики транспортной машины

Интенсивность шума, излучаемого транспортной машиной, характеризует технический уровень ее конструкции, технологии и культуры производства [25].

Как уже было написано в подглаве 1.1, повышенный шум оказывает негативное влияние на окружающую среду и условия труда, вызывая утомляемость, а при длительном воздействии и профессиональные заболевания, является одной из причин снижения производительности труда.

Структурный шум – звуковая вибрация конструкции при непосредственном воздействии оказывает вредное влияние и на изделие – ослабление крепежа, усталостные поломки, выход из строя контрольно-измерительных и осветительных приборов и т.д.

Проектирование транспортной машины с заданными виброакустическими характеристиками является сложной технической задачей, требующей анализа всей совокупности процессов генерации и распространения шума [114], системного подхода при выборе приемов и комплекса конструктивных средств для его уменьшения.

Основные составляющие общего шума транспортной машины чаще всего подразделяют на внешний шум [19], шум на рабочем месте и звуковые вибрации органов управления, сидений и т.д. Методы оценки каждого из них, как и предельные значения, регламентируются государственными стандартами и техническим заданием.

Кроме основных составляющих общего шума транспортного средства, отраслевыми стандартами регламентируют шум и звуковые вибрации двигателя, выпускного тракта, агрегатов трансмиссии.

В настоящее время шумовые характеристики относятся к основным техническим характеристикам транспортной машины. Они во многом определяют ее конкурентоспособность, поэтому требования по ограничению шума постоянно возрастают.

Для уменьшения шума машин широко используют два метода: активный (уменьшение шума в источниках) и пассивный (звуковиброизоляция от шума источников). На транспортных машинах в зависимости от достигнутого технического уровня по шуму источников и предъявляемых требований по ограничению внешнего шума и шума на рабочем месте в различном сочетании могут использоваться конструктивные средства (рисунок 1.1), относящиеся к обоим методам. Главными критериями при обосновании комплекса конструктивных средств для уменьшения шума являются их акустическая эффективность, соответствие прочим техническим требованиям и стоимость.

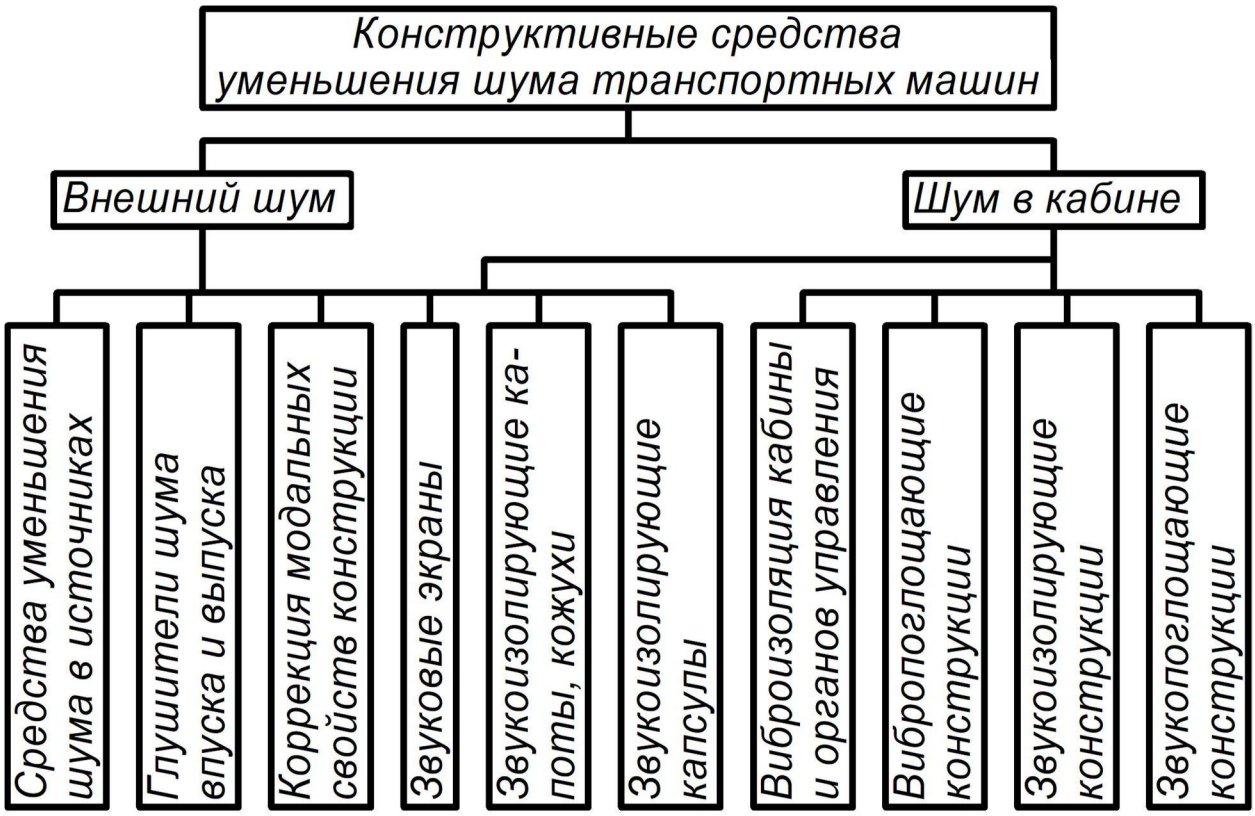


Рисунок 1.1 – Конструктивные средства уменьшения шума транспортных машин

Основной задачей акустических расчетов транспортной машины при проектировании являются обоснование и выбор наилучшего сочетания конструктивных средств и определение акустических требований к ним с целью обеспечения заданных характеристик транспортной машины по внешнему шуму и

шуму в кабине (салоне). После таких расчетов проектируют конструктивные средства с требуемыми акустическими характеристиками.

Общая структура решения задачи уменьшения шума при проектировании на основе системного подхода показана на рисунке 1.2. Реализация такой структуры возможна при достаточно надежном прогнозировании шумовых характеристик всех главных источников шума. После испытания первых опытных образцов эти характеристики уточняются экспериментальным путем.

Рисунок 1.2 – Структура решения задачи уменьшения шума транспортной машины при проектировании

1.5 Классификация источников шума и подходы к их обесшумливанию

Физические основы виброакустического поведения, основные источники вибрации и шума, расчетные и экспериментальные методы определения виброакустики, подходы к снижению уровня вибрации и шума колесных и гусеничных машин рассмотрены в трудах [6, 9, 10, 25, 42, 67].

При рабочих процессах в механизмах и системах транспортных машин возникают периодически изменяющиеся свободные силы, приводящие к колебаниям конструкции (вибрации) и колебаниям окружающей воздушной среды (шум). Эти силы принято называть возмущающими. В зависимости от физической природы возмущающих сил и характера излучения на транспортных машинах различают механический, аэродинамический, гидродинамический и электромагнитный шумы, как составляющие общего шума.

Механический шум под действием возмущающих сил, обусловленных процессом сгорания топлива в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания (ДВС), взаимодействием контактирующих тел (ударами), неуравновешенностью и отклонением от соосности вращающихся деталей, непостоянством частоты вращения и крутящего момента на элементах узлов, трением качения и скольжения, генерируется через наружную излучающую поверхность агрегата, представляющую собой совокупность колеблющихся материальных точек, контактирующих с упругой воздушной средой. К основным источникам механического шума относятся непосредственно двигатели, агрегаты трансмиссии и ходовой части.

Источниками аэродинамического шума, обусловленного пульсациями давления, вихреобразованиями, неоднородностью потока воздуха или газа, являются системы впуска и выпуска двигателей, вентиляторы [55], при большой скорости движения колесной машины – ее шины и непосредственно кузов.

Источниками гидродинамического шума, обусловленного, помимо перечисленных выше причин аэродинамического шума, кавитацией, являются гидротрансформаторы и гидромуфты, насосы, гидросистемы и их элементы.

Источниками электромагнитного шума, обусловленного вибрацией статора и ротора под действием магнитных сил в воздушном зазоре, являются генераторы, электродвигатели, стартеры.

Уровни шума источников зависят от режима работы агрегатов и их конструктивных особенностей. Основное влияние на общий уровень внешнего и

внутреннего [95] шума оказывают источники механического и аэродинамического шума.

Чтобы удовлетворить требования потребителей к шумовым характеристикам кабины (салона) транспортной машины, необходимо снизить уровень шума, излучаемого конструкцией. Для минимизации шума, важно определить те части конструкции, которые вносят наибольший вклад, а также определить частоты, на которых излучение является максимальным. Для этого используется, в числе прочего, и модальный вклад (modal contribution) – вклад идентифицированных мод в рассматриваемый сигнал. Как правило, вклад слабовозбужденных и ложных мод в сигнал невелик. Модальный вклад определяется на основе методов модальной декомпозиции / разложения по собственным формам (modal decomposition technique) [112]; моделей пространства состояний, методов идентификации стохастических систем (Complex Mode Indication Function (CMIF), Frequency Response Functions, output power, cross spectra, The Polyreference Time Domain (PTD) method, Instrumental Variable (IV) method, The Eigensystem Realization Algorithm (ERA)) и диаграмм стабилизации с использованием фильтра Калмана [53]; традиционных связанного и несвязанного методов, а также частично связанного – определение доминирующей по уровню шума моды (dominant noise-contribution mode (DNCM)) на каждой частоте [94]; асимптотический аналитический метод [99]; современных программных комплексов с использованием FEM / BEM [66, 147, 156].

В первую очередь рассмотрим интегральный уровень шума производимый транспортными машинами и вклад в него отдельных агрегатов, основными из которых являются — двигатель внутреннего сгорания [18, 22, 120], включая системы впуска, выпуска [1] и охлаждения, трансмиссия [34], ходовые системы [115] и отдельные элементы гидравлических систем. К прочим источникам шума относятся пусковые устройства, агрегаты рабочего оборудования, системы обеспечения микроклимата в кабинах (салонах) и другие, значительно уступающие по мощности излучения основным источникам.

Помимо агрегатов, существенный вклад в уровень шума в кабине может оказывать и аэродинамический шум, который неизбежно увеличивается с ростом скорости транспортной машины. В некоторых работах [148] утверждается, что именно он является основным источником шума на высокой скорости в современном автомобиле. При этом важно отметить, что аэродинамический шум, важен не только для внутреннего шума, но и для внешнего. Поэтому основным методом для снижения шума, является уменьшение источника шума, а не увеличение потерь при передаче от внешних аэродинамических и акустических полей в салон.

Источники аэродинамического шума существенно отличаются от других, которые возникают из-за вибрирующих твердых поверхностей. Генерация звука в акустической среде, через которую он затем распространяется, увеличивает сложность измерения и анализа этого явления [138].

Проведенный в работе [128] анализ показывает, что основное влияние на аэродинамическое сопротивление для грузовых автомобилей оказывают воздействие воздушного потока на крышу и вихревой след за кабиной. Помимо основного влияния, набегающий поток воздуха может вынуждать дребезжание несовершенных или износившихся элементов конструкции (например, люков). Поэтому предлагается стратегия снижения коэффициента обтекаемости (аэродинамического сопротивления) и шума на основе методов вычислительной гидродинамики, посредством выполнения численного моделирования аэродинамического сопротивления и шума, где авторам удалось добиться снижения рассматриваемых характеристик, за счет оптимизации угла установки солнцезащитного козырька и формы крыши.

В более ранних работах по уменьшению аэродинамического сопротивления путем внесения различных модификаций (юбки, сплиттеры, крылья, щитки и др.) в конструкцию на основе расчетно-экспериментальных исследований [35, 37, 38, 98, 117, 118], уделялось больше внимания влиянию этого показателя на экологичность и топливную экономичность транспортного средства,

На протяжении длительного времени, основным инструментом для измерения аэродинамического шума была аэродинамическая труба (aeroacoustic wind tunnel). Пример современных методов и систем для измерения аэродинамического шума транспортного средства представлен в [144].

Поршневые двигатели по своей природе являются вибромашинами, что обусловлено в первую очередь периодической работой цилиндров. Основными источниками вибрации ДВС являются импульсное возмущение от процесса сгорания топлива в цилиндрах, ударные процессы в сочленении шатуна с поршнем, в подшипниковых узлах шатунных и коренных шеек коленчатого вала, в паре цилиндр – поршень, в механизме газораспределения. Шум, излучаемый ДВС, является результатом вибрации корпусных деталей и подразделяется на – шум процесса сгорания топлива и механический. В интегральном уровне шума от ДВС превалирует вторая составляющая. Также, стоит отметить, что более высокое давление от газов, в связи с воспламенением от сжатия, определяет более высокий уровень акустического излучения дизельного ДВС, по сравнению с бензиновым. Акустическое излучение двигателя, также обусловлено впускным и выпускным трактами [7] (периодическое возникновение у воздухозаборного отверстия области пониженного давления, у выпускного отверстия – области повышенного давления, а в трубах – турбулентного потока), конструкцией защитных кожухов, механическим и аэродинамическим поведением вентиляторов и т.д.

Опоры двигателя и трансмиссии, удерживающие силовой блок в корпусе работают в качестве изолятора [135]. Подушки двигателя играют важную роль в обеспечении NVH комфорта – обеспечивают статическую поддержку двигателя, а также изолируют колебания, исходящие от двигателя к кузову автомобиля. Наибольшие перемещения наблюдаются во время быстрых и резких ускорений, внезапной остановки или при включении/выключении ключа зажигания. Основным подходом здесь является минимизация передаваемых на корпус вибраций. Одним из основных инструментов для этого является – демпфирование

двигателя [21, 23, 24]. Это увеличивает срок службы опор двигателя, улучшает балансировку транспортной машины, следовательно, и ее устойчивость, снижает ударные нагрузки на компоненты трансмиссии за счет более плавного переключения передач, уменьшает износ шарниров выхлопной системы и сокращает ударные нагрузки при трогание и возрастание тяги. В качестве демпферов могут использоваться самые разнообразные конструкции, например U-образные пружины, амортизаторы (в том числе и рекуперативные) [44].

Тренд на внедрение в свои транспортные машины компактных и экономичных двигателей, обладающих целым рядом преимуществ становится все более очевидным. С уменьшенными по размеру двигателями транспортные средства будут обеспечивать более высокую топливную эффективность при снижении выбросов. Однако более высокий удельный крутящий момент от двигателей уменьшенного размера также приведет к большим крутильным колебаниям и последующим проблемам, связанным не только с долговечностью трансмиссии, но и с высокими уровнями шума и вибрации.

Новые технологии для снижения выбросов, такие как отключение цилиндров, использование двух видов топлива, обедненное сгорание, остановка запуска, гибридизация или рециркуляция выхлопных газов, также влияют на вибрации двигателя и могут привести к их преждевременному выходу из строя.

Благодаря раннему началу широкого применения инструментов моделирования для оптимизации NVH параметров на всех этапах процесса разработки ДВС, опередившему аналогичные процессы для других узлов и агрегатов, сейчас мы можем говорить об известности общих методов и подходов к снижению вибрационного и шумового излучения производимого двигателем.

Одним из подходов, включающим в себя полностью параметризованные имитационные модели, позволяющие использовать их на всех этапах разработки, является изложенный в статье [40] применительно к разработке бензинового рядного четырехцилиндрового двигателя. В зависимости от текущего этапа разработки, подход позволяет адаптировать детализацию имитационных моделей.

Так, решения относительно общих данных двигателя (диаметр цилиндра, ход цилиндра и др.) принимаются на основе сравнительно простых твердотельных моделей. Позже, когда будет доступно больше проектных параметров, глубина имитационных моделей будет увеличиваться до тех пор, пока полная гибкая модель не позволит прогнозировать NVH поведение всего двигателя. Непосредственно моделирование выполняется с использованием гибридного подхода, основанного на методе конечных элементов (МКЭ) и многотельной симуляции. Конечно – элементная (КЭ) – модель двигателя нагружается силами, рассчитанными с помощью многотельной симуляции. Полученные вибрации, позволяют моделировать акустическое излучение. В данном подходе, имитация акустического шума сочетается с так называемым моделированием шума в салоне автомобиля (Vehicle Interior Noise Simulation (VINS)). Этот метод позволяет целенаправленно разрабатывать двигатель с акцентом на отличное шумовое поведение в салоне автомобиля.

В работе [47] выполняется расчетно-экспериментальное исследование, и подчеркивается необходимость тесного взаимодействия между моделированием и работой испытательного стенда, для четкого определения шагов по улучшению NVH поведения двигателя и применению обоснованных технических решений, на протяжении всего процесса разработки.

Аналитическому исследованию генерации и распространения шума в выхлопной системы автомобиля, посвящена работа [74]. Тракт выхлопной системы вибрирует и излучает шум под воздействием турбулентного потока газов, а на выходе волна давления становится акустической волной. Работа включает оценку различных проектных предложений и сравнение соответствующих им уровней звукового давления и акустических полей. Автором была получена хорошая корреляция между аналитическими результатами и имеющимися данными тестовых измерений. Полученные результаты проиллюстрировали направления проектирования для достижения снижения

шума и обеспечили лучшее понимание основных причин, относящихся к проблеме шума в конкретной проектной конфигурации.

В работе [81] внимание уделяется разработке воздухозаборной системы для совершенствования акустических характеристик внутри и снаружи машины для средних и тяжелых коммерческих автомобилей. Механизм генерации шума в системе воздухозаборника возникает из-за открытия и закрытия клапанов и колебания столба всасываемого воздуха резким импульсом давления из цилиндра. Вибрации и шум от поверхностей и сопел являются значительными факторами, влияющими на общий уровень шума автомобиля. Были проведены измерения пульсации акустического давления для получения входных данных – нагрузки для анализа. Цель исследования была достигнута посредством моделирования различных вариантов конструкции с помощью специальных программных продуктов и последующего анализа.

В статье [131] подводятся итоги работы по исследованию излучаемого шума впускного коллектора силовой установки V8. В этом исследовании источник шума определялся с помощью различных акселерометров, расположенных по всей длине впускного коллектора и на двигателе. Для подтверждения экспериментальных результатов также была проведена серия анализов. Модель анализа включала не только пластиковый впускной коллектор, но и весь силовой блок. Был разработан оптимальный пакет, удовлетворяющий требованиям к массе и стоимости, улучшающий акустические характеристики пластикового впускного коллектора.

Исследованию влияния вентилятора системы охлаждения на внутренний шум и вибрацию посвящены работы [63, 89]. Основная цель вентилятора в системе охлаждения – отвод тепла двигателя. Вращающийся вентилятор, если он не сбалансирован должным образом, может быть основным источником вибрации в системе охлаждения. Создаваемая таким образом вибрация может ощущаться покупателем через кузов автомобиля. В первой статье, чтобы справиться с проблемой NVH при разработке транспортного средства, была изучена вибрация

вентилятора с подробным анализом внутреннего шума транспортного средства. Результаты моделирования внутреннего шума для различных случаев нагружения, оказались очень близки к данным, полученным экспериментально, и позволили определить части конструкции системы охлаждения, вносящие наибольший вклад в шум и предложить соответствующую модификацию конструкции для уменьшения внутреннего шума. Во второй статье обсуждаются методы, используемые для измерения вибрации тела, для определения источника вибрации на уровне узлов и компонентов (в статье это вентилятор системы охлаждения) и для корреляции вибрации тела с вибрацией на уровне компонента. Результаты испытаний показывают хорошую взаимосвязь между вибрацией вентилятора системы охлаждения и вибрацией автомобиля.

Вибрация узлов трансмиссии (коробка передач, редуктора, карданные передачи) обусловлена угловыми и изгибными колебаниями, периодическим изменением жесткости зубьев по фазе зацепления, погрешностями их изготовления (шаговая погрешность зуба) и монтажа (перекос осей, отклонения от соосности валов, неверно выставленный боковой зазор и т.д.).

Хеджес и Батлер [71] выделяют в качестве источников шума и вибрации трансмиссий – вибрацию холостого хода [20] и крутильные колебания. Основным источником крутильных колебаний трансмиссии [10] являются колебания газовых сил в двигателе. Изменение давления газа по отношению к углу поворота коленчатого вала создает на нем колеблющийся крутящий момент. Преобладающий порядок колебаний изменяется в зависимости от количества цилиндров и числа ходов на оборот. Маховик с его высокой инерцией снижает колебания передающиеся от двигателя и пытается уменьшить их до средней характеристики крутящего момента.

Для фильтрации колебаний передаваемых от двигателя к трансмиссии между ними устанавливается механическое или гидравлическое устройство, предназначенное, помимо обеспечения плавного переключения передач, для гашения крутильных колебаний [60], например: сцепление, гидромуфта,

гидротрансформатор. Важно отметить, что на некоторых режимах, гидротрансформатор наоборот может стать возбудителем колебаний [5]. Прасад и Дамодар [116] описали эффект гистерезиса в сцепление, позволяющий уменьшить передачу колебаний от двигателя к трансмиссии, что в конечном итоге позволило снизить и дребезжание в трансмиссии. Группа ученых [54] обсудила процесс проектирования сцепления и настройки гистерезиса. Сцепление остается уникальным устройством, позволяющим гибко настраивать собственные параметры, обеспечивая смещение пиков крутильных колебаний основного порядка, при этом не влияя на разработку изделия в целом.

Как отмечалось выше, общие методы и подходы к снижению вибрационного и шумового излучения производимого двигателем давно известны и широко применяются. Однако, они весьма ограничены, поэтому создание более тихих трансмиссий стало приоритетным для современных транспортных средств.

В публикации [132] обсуждаются аналитические и экспериментальные методики, используемые для определения динамики, вибрации и шума трансмиссии, приведены типовые рекомендации по проектированию, изложенные различными исследователями. Подходы к расчетному исследованию виброакустического поведения трансмиссии [45, 46] и ДВС, сходны. Так, в работе [76] описана компьютерная программа для проектирования редуктора с низким уровнем вибрации на основе метода анализа оболочки методом конечных элементов, метода модального анализа и метода структурной оптимизации. В методе оптимизации общая энергия вибрации редуктора используется в качестве целевой функции и минимизируется на частоте возбуждения путем изменения толщины конечного элемента. Модальный анализ используется для определения чувствительности энергии вибрации к расчетной переменной. Чувствительность отражает как собственные значения, так и собственные векторы. Оптимальное значение вычисляется методом проекции градиента и процедурой одномерного поиска при условии постоянного веса. Приводится пример практического

применения компьютерной программы, с изменением конструкции, и определением вклада каждой поверхности в общую вибрацию.

В статье [137] упоминается о важности, для обеспечения комфортного уровня внутреннего шума в транспортных средствах, создания моделей вибрационного поведения ДВС и трансмиссии. При этом отмечая, сложность задачи и общепринятый на тот момент подход к исследованию уровня внутреннего шума, вызванного вибрацией трансмиссии, в условиях эксперимента, коллектив авторов сосредотачивается на испытании и анализе его результатов, затем переходя к обсуждению снижения крутильных колебаний трансмиссии.

В книге [142] рассмотрены кинематическое устройство коробок передач большегрузных автомобилей, основные источники шума и вибрации (переменная жесткость зубчатого зацепления, отклонения формы зуба, дефекты из-за износа или изготовления, подшипники качения), описано устройство испытательных стендов для измерения шума и вибрации, изложены методы обработки шумовых и вибрационных сигналов, оценки жесткости картера и процедуры измерения кинематической погрешности зубчатого зацепления, примеры практического уменьшения шума трансмиссии, измерения и расчета угловых колебаний шестерен при вращении.

Применение современного программного пакета для определения собственных частот и форм колебаний корпуса редуктора с целью предотвращения резонанса описано в статьях [62, 126].

Снижение шума и вибрации автомобильной трансмиссии путем оптимизации конструкции коробки передач описано в работе [153]. Для этого выполнялся расчетный и экспериментальный модальный анализ коробки передач автомобильной трансмиссии. Совпадение результатов обеспечивает теоретическую основу для анализа динамических характеристик конструкции коробки передач, а также ее улучшения для снижения уровня вибрации и шума.

В работах [85-88] рассматривается картер коробки передач, который вместе с ходовой частью, двигателем и кузовом, определяют интегральный уровень шума

грузового автомобиля. Исследования выполняются методом численного моделирования на основе конечно-элементного анализа. Проводится модальный анализ конструкции, определяется уровень вибрации и излучаемый шум, при приложении крутильных колебаний и гармонического возбуждения, как одновременно, так и по отдельности. На основании принципа взаимности (Reciprocity Principle) шестерни и валы подавляются и все силы, передаваемые через подшипники, прикладываются к пустому корпусу. В процессе исследований, изучается влияние механических свойств материала картера на его собственные формы и частоты, влияние закрепления картера на его уровень вибрации и излучаемого шума. В публикациях, перечисляются основные причины, вызывающие вибрацию картера – гармоническое возбуждение; колебательная нагрузка; дефекты шестерен; силы, возникающие в зубчатом зацеплении; переменные значения крутящего момента и частоты вращения и отмечается, что кинематическая погрешность (transmission error (TE)) и внутреннее возбуждение являются основной причиной вибрации и шума.

Применение метода динамического субструктурирования с использованием различных типов субструктуры используется для определения собственных частот и форм колебаний в работе [33]. Конструкция подразделяется на компоненты (подструктуры), для каждого из которых независимо определяются собственные частоты и формы колебаний, а затем они собираются на основе численной модели, учитывающей упругую связь между ними, и осуществляется приложение вибрационного возбуждения.

В главе 88 [67] рассмотрены практические методы и процедуры, используемые для снижения шума коробок передач и агрегатов трансмиссии. Автор предпочитает решать проблему шума зубчатых колес в самом источнике, а не использовать картер как средство уменьшения излучаемого шума, утверждая, что его влияние на уровень звукового давления невелико. В документе решение проблемы шума коробки передач сосредоточено на улучшении конструкции зубчатых колес, проверке ее влияния на излучаемый шум и определении вклада

зубчатых колес в общий уровень шума транспортного средства, а также на аналитических и численных компьютерных инструментах, необходимых для выполнения обработки сигналов и диагностики систем. Особое внимание уделяется обеспечению плавности работы привода в результате изменения кинематической погрешности во время цикла зацепления. Также, в главе рассмотрен прогресс в технике анализа угловой вибрации зубчатого колеса и его влияние на шум зубчатого колеса из-за самовозбуждающейся вибрации.

Факторы, формирующие виброакустическую активность трансмиссии определяются параметрами конструкции зубчатых передач [67] и модальными характеристиками корпуса, взаимодействующими между собой через валы и подшипниковые опоры.

В соответствии с общепринятой классификацией акустическое излучение коробок передач, редукторов подразделяется на три вида: Gear whine, rattle and clunk.

Rattle and clunk возникают вследствие несовершенства динамической системы или системы управления. Одним из наиболее частых проявлений являются крутильные колебания компонентов трансмиссии, перемещающихся в пределах своих зазоров, когда они не находятся под нагрузкой.

Gear whine возникает вследствие несовершенства геометрии зубчатых колес и поддерживающих их компонентов, что приводит к возникновению вибрации из-за изменения жесткости зацепления, которая через подшипники передается на корпус трансмиссии. В дальнейшем, трансмиссия не только излучает шум, но и передает вибрации на кузов транспортного средства. Данный вид излучения является одним из приоритетных проявлений феномена NVH и характеризуется сложностью разработки конструктивных и технологических мероприятий для его исключения. Это приводит к тому, что разработчикам машин приходится полагаться на тестирование акустических излучений, что требует значительных затрат времени и средств. В тоже время математический и программный аппарат, описывающий данное явление постоянно совершенствуется.

Большая часть проведенных исследовательских работ описывает и предлагает только снижение воздействующих на трансмиссию крутильных колебаний за счет совершенствования параметров силовой установки – инерционных характеристик маховика, передачи крутящего момента от двигателя, гистерезиса сцепления, жесткости демпфера и приводного вала, микрогеометрии и макрогеометрии зубчатых колес; или применения уже готового решения – установки двухмассового маховика (Dual Mass Flywheel (DMF)) или центробежного маятникового поглотителя (Centrifugal Pendulum Absorber (CPA)).

Лишь немногие исследователи предлагают уменьшить уровень реагирования динамической системы (корпуса трансмиссии) на возбуждение. При этом акустическое излучение трансмиссии возникает непосредственно на ее вибрирующих поверхностях, выполняющих функцию мембран, транслирующих эффекты внутренних сил как слышимый звук. Эти силы возникают при передаче крутящих и изгибающих моментов в зубчатых зацеплениях, радиальных и осевых сил в подшипниковых опорах на установившихся и переходных режимах работы, а также при возникновении резонансов.

Ранние работы по снижению акустического излучения от ходовых систем гусеничных машин, были посвящены военной технике [65, 107, 124]. Внешний шум позволял противнику обнаруживать образцы на больших расстояниях, а внутренний препятствовал точной коммуникации и приводил к потере слуха у обслуживающего персонала и членов экипажа. На основании исследования, включающего в себя – разработку компьютерной программы для моделирования ходовой части и подвески; изоляцию шума, производимого отдельными частями ходовой части, при эксперименте для определения вклада каждого из них; измерение уровня вибрации в подвеске и разработка функций преобразования их во внутренний шум, были определены основные источники шума и пути его распространения. В исследовании показано, что на скоростях выше 10 миль/ч (16 км/ч), основным источником шума рассматриваемой гусеничной машины является не двигатель, а ходовая часть. Основной вклад вносят натяжное и

ведущее колеса, а опорные катки производят существенно меньше шума. Для снижения уровня внешнего и внутреннего шума, на основе анализа и экспериментального исследования, были спроектированы натяжное и ведущее колеса с высокой податливостью. В дальнейшем, на основании выполненных работ, коллектив авторов аналитически спрогнозировал снижение внутреннего шума из-за изменения конструкции корпуса и экспериментально доказал его эффективность.

В более современных работах по снижению акустического излучения от ходовых систем гусеничных машин [95], виброакустический анализ выполняется на основании методов конечных и граничных элементов в различных программных пакетах на основании предложенной авторами методики прогнозирования уровня шума в салоне. Изначально определяются силы взаимодействия между гусеницами и корпусом, затем выполняется структурно-динамический анализ конструкции, на основании чего прогнозируется уровень внутреннего шума. Методология авторов применяется к существующей гусеничной машине и выполняется сравнение результатов прогнозирования и испытаний, демонстрирующих хорошую близость.

Если для гусеничных машин основным источником шума от ходовой части является взаимодействие колес и траков, то для колесных машин это взаимодействие шины и дорожного покрытия [17]. Вибрация ходовой части колесных машин увеличивается с ростом скорости, вследствие неуравновешенности и биений вращающихся масс (ступиц, ободьев колес, шин, элементов тормозной системы), свое влияние оказывают эксцентриситет колес, неоднородность шин.

Согласно исследованиям [70, 119], уровень шума от взаимодействия шин и дороги, создаваемый современными автомобилями, преобладает над уровнями шума остальных узлов и агрегатов, при скорости машины выше 60 км/ч.

Рассмотрение влияния рисунка протектора шины на акустическое излучение приведено в статье [119], где в качестве основных механизмов

создания шума на сухих дорогах называются вибрация шин и нагнетание воздуха. Исследованию явления превышения уровня шума на мокрой дороге, по сравнению с сухой в среднем на 10 дБА, посвящена публикация [48].

В работе [136] изучается ударный шум, возникающий при контакте протектора с дорогой. На основе экспериментального исследования, устанавливается пропорциональная зависимость между уровнем звукового давления и ускорением поверхности протектора шины, предлагаются изменения в конструкцию шины – увеличение угла между протектором и контуром.

Взаимодействие между рисунком протектора шины и характеристиками поверхности дорожного покрытия изучается в исследовании [83]. В рамках работы анализировалось полученное экспериментально ближнее поле для трех разных автомобилей, с тремя разными типами шин на двух разных дорожных покрытиях при постоянной скорости. Основные результаты – одна и та же шина создает разные спектры шума на разных покрытиях; зазоры протектора шины и характеристики поверхности покрытия напрямую влияют на шум, излучаемый при взаимодействии; различные шины генерировали разные общие уровни звукового давления и частотные спектры для конкретного покрытия.

На основании лабораторного исследования, коллектив авторов предлагает [151] метод анализа и расчета на основе нечеткого множества и целевую спектральную кривую для практического решения оптимизации конструкции шины.

Несмотря на большое количество работ, шум шин и его коррекция до сих пор остаются очень сложной и слабоизученной темой, поскольку шины обладают сложными свойствами распространения вибрации и акустического излучения, а генерация шума происходит из-за нескольких явлений и зависит не только от радиального и тангенциального движения элементов протектора в пятне контакта и рядом с ним (определяемого шириной и радиусом кривизны протектора, переменным шагом его рисунка, формой, глубиной, количеством и непрерывностью канавок и мн. др.), но и от характеристики поверхности

дорожного покрытия (шероховатость, звукопоглощающие свойства, текущее состояние и др.).

Визг тормозов, создаваемый как барабанными, так и дисковыми тормозами, был предметом исследований на протяжении многих десятилетий. Визг тормозов часто возникает на средних и высоких частотах и является раздражающим по своей природе [93, 96]. Многочисленные исследования были направлены на определение механизма, с помощью которого возникает визжащий шум, и как следствие этого было разработано множество теорий, основанных как на экспериментальных исследованиях классических моделей, так и на смеси аналитических, численных и экспериментальных исследований [75, 80, 84, 101, 105, 109, 121, 133, 154].

Механизм визга тормоза очень сложен, поскольку на него влияют различные факторы, такие как история использования, условия окружающей среды, параметры конструкции, свойства материала и многие другие, поэтому для эффективного исследования и изучения всех значимых параметров требуется подход, основанный на интеграции моделирования МКЭ с методом планирования экспериментов (design of experiments (DOE)) [64].

Утечки в фитингах, подключенных к выходному отверстию насоса, являются одним из самых распространенных видов отказа в насосных узлах. Причин может быть множество – внешние вибрации (передаваемые через крепление), пульсация давления на выходе из насоса, резонанс столба жидкости в соединенной с фитингом трубе, внутренние вибрации (возникающие из-за движущихся частей внутри насоса), гидравлический удар.

В работе [100] рассмотрено применение статистических методов планирования эксперимента к проектированию и оптимизации насоса системы гидроусилителя рулевого управления для совершенствования виброакустического поведения насоса. Статистические методы были применены для изучения влияния нескольких различных факторов, а также взаимодействия между этими факторами и оценки их влияния на виброакустическое поведение насоса. В

частности, были проанализированы кривые NVH характеристик насоса для нескольких режимов работы. Таким образом, удалось определить влияние рассматриваемых факторов во всем рабочем диапазоне насоса. Эти факторы были использованы для построения эмпирической математической модели прогнозирования NVH характеристик. Наконец, эта модель была экспериментально проверена и использовалась для выбора характеристик насоса и конструктивных особенностей, обеспечивающих улучшение NVH характеристик. Результаты были объективно подтверждены испытаниями внутреннего шума на уровне транспортного средства и субъективно с использованием методов оценки жюри.

Решение похожей проблемы представлено и в статье [97]. В ней описывается метод анализа вибрационных и акустических проблем, вызываемых гидравлическими насосами в транспортных средствах. Эта методология основана на экспериментальном исследовании и последовательном анализе наблюдаемых систем. Проводятся экспериментальные исследования с целью определения доминирующего возбуждения гидравлических систем в различных условиях эксплуатации (в том числе, варьируется давление масла в системе), исследуются уровни вибрации и звукового давления насосов с целью определения влияния на NVH транспортного средства. Результаты экспериментов используются в качестве входных и выходных данных для когерентного анализа. Проведенный анализ когерентных функций показал зависимость скорости накачки и уровня звукового давления, особенно в области низких частот (до 4,5 кГц). На основе представленного метода оценки и определения доминирующего возбуждения насоса предлагаются технические решения для совершенствования NVH характеристик транспортного средства.

В статье [41] рассматриваются различные подходы к снижению шума, создаваемого топливным насосом, внутри пассажирского салона. Вращающиеся части, в том числе ротор приводящего электродвигателя, создают вибрации которые распространяются на корпус топливного резервуара, а затем и на кузов

автомобиля. Также, источником шума могут являться пульсации потока топлива. Некоторые из подходов, используемых в исследовании: гашение и изоляция вибраций источника, изменение модальных характеристик, снижение / устранение фактора резонанса в проводящей среде. Эти подходы были сформулированы на основе различных симуляций, проводимых для топливного насоса, топливного бака и компоновки трубопроводов. Результаты оценивались как на основе субъективных ощущений, так и на основе объективных данных.

Один из возможных методов предсказания NVH в гидросистеме автомобиля рассмотрен в статье [49]. Автомобильная гидравлическая система, включающая насос, гидроусилитель рулевого управления, вентилятор и активную гидравлическую подвеску, моделируется и проверяется с помощью стендовых испытаний. Достигается высокая степень совпадения между расчетными и экспериментальными данными. Разработана программа, которая позволяет вставлять инженерные компоненты шумоподавления и быстро оценивать их в альтернативных конструкциях. Расчетные данные по структурному шуму получаются на основе анализа свободной вибрации труб и шлангов, заполненных жидкостью. Используется двумерный плоский конечный элемент с осевой, поперечной и вращательной способностью. Смещение по трем степеням свободы во всех узлах трубки получается для каждой резонансной частоты.

Контроль колебаний давления рекуперативных насосов топливной системы для улучшения NVH характеристик обсуждается в статье [155]. Характеристики колебаний давления регенеративного насоса были изучены с помощью методов вычислительной гидродинамики (computational fluid dynamics (CFD)) и теоретического анализа. Два рабочих колеса с неравномерным распределением лопаток были спроектированы методом случайного распределения. На основе численного моделирования CFD и теоретического анализа был разработан усовершенствованный метод расчета рабочего колеса с неравномерным распределением лопастей. Результаты экспериментального исследования показали, что на высоких частотах высокоамплитудный шум исчез, а NVH

характеристики топливного насоса с рабочим колесом с неравномерным распределением лопастей превосходят виброакустические показатели топливного насоса с рабочим колесом с равномерным распределением лопастей. Следовательно, использование метода случайного неравномерного распределения лопастей помогает улучшить характеристики колебаний давления регенеративного насоса и обеспечить улучшение NVH характеристик топливного насоса.

С ростом требований к комфорту автомобилей, количество малых электромоторов, используемых для регулировки различных функциональных узлов, неуклонно растет. Из-за вращающихся компонентов и прилагаемых ими сил электромоторы излучают значительное количество шума на высоких частотах с тональными компонентами, которые могут раздражать. Шум электромотора состоит из трех источников: электромагнитного, аэродинамического и механического. В исследовании [129] рассматриваются механические и электромагнитные источники шума электромотора рулевого управления с электроусилителем. Спектры шума и вибрации анализируются с точки зрения частотного состава и обсуждается преобладание механических источников в акустическом излучении. Выполнен модальный анализ электродвигателя методом КЭ, который сопоставляется с экспериментальным исследованием. Шум и вибрация электродвигателя анализируются, чтобы определить вклад конструкции, предлагается усовершенствование для его уменьшения и обсуждается его влияние.

В публикации [56] была предложена методология моделирования, состоящая в мультифизическом подходе к моделированию динамических сил и шума, излучаемых электромоторами. Принцип состоит в том, чтобы сначала рассчитать возбуждение, вызванное электромагнитными явлениями (силами Максвелла), с использованием электромагнитного решателя конечных элементов. Затем это возбуждение проецируется на структурную сетку статора для расчета динамического отклика. Наконец, излучаемая звуковая мощность рассчитывается

с помощью стандартного акустического метода конечных элементов. Методология расчета предполагает слабую связь между различными физическими уровнями, т.к. учитывает только возбуждение, создаваемое идеальной машиной, что и было подтверждено сравнением с экспериментом. В этой статье основное внимание уделяется возможности включения в это моделирование дефектов, связанных с реальной машиной, таких как статический эксцентриситет, динамический эксцентриситет или короткое замыкание, чтобы повысить его точность. Возбуждения анализируются с точки зрения их содержания (частотного диапазона и пространственного распределения), и обсуждаются последствия для шума, излучаемого машиной.

Еще одно исследование, посвященное электромоторам позиционирования сидений, используемых в автомобилях высокого класса, изложено в статье [113]. Работа подразделялась на 3 этапа: изучение метода оценки шума, используемого производителем, а затем его сравнение с лабораторными измерениями; создание и настройка модели генерации вибрации и шума, анализ путей распространения; внесение модификаций и экспериментальная оценка их эффективности. Совмещение нескольких модификаций, позволило достигнуть требуемых показателей шума.

Важно отметить, что на сегодняшний день применяются не только пассивные меры борьбы с вибрацией, уже представленные выше, но и активные интеллектуальные системы для определения вибраций и реагирования на них [130]. В активной системе виброакустической защиты реализуется принцип деструктивной интерференции, т.е. наложения в пространстве (на поверхности) двух или нескольких вибрационных (акустических) волн, при котором в разных точках пространства (поверхности) получается ослабление результирующей волны.

Активные интеллектуальные системы включают в себя датчики, исполнительные механизмы, систему управления и электронику.

На данный момент наибольшей популярностью пользуются активные интеллектуальные системы на базе двух технологий:

- управление вибрацией с помощью обратной связи;
- управление вибрацией с помощью технологии шунтирующего демпфирования с использованием пьезоэлектрических устройств.

В последние годы пьезоэлектрические материалы приобрели большое значение для контроля вибрации конструкции, поскольку эти материалы имеют легкий вес, малый объем, механическую простоту и позволяют легко преобразовывать механическую энергию в электрическую (датчик) и наоборот. Существует два широких класса пьезоэлектрических материалов, используемых для контроля вибрации: керамика и полимеры. Пьезополимеры используются в основном в качестве датчиков, поскольку они требуют чрезвычайно высоких напряжений. Самый известный пьезополимер – поливинилиденфторид. Пьезокерамика используется как в качестве исполнительных механизмов, так и в качестве датчиков для широкого диапазона частот. Самая известная пьезокерамика - это цирконат-титанат свинца.

В транспортных машинах выделяют еще одну группу излучателей вторичного шума, к которым относят детали с большими поверхностями – облицовка, крылья, панели кабины и т.п. Не являясь источниками шума в прямом смысле, они могут усиливать акустические излучения в результате вибрации и резонансных явлений. Только после эффективной виброзащиты от источников колебаний они становятся не излучателями, а, наоборот – экранами на пути распространения звуковых волн.

Исходя из проведенного выше анализа, именно трансмиссия является сегодня основным полем для улучшения виброакустических параметров изделия в целом. А широкий спектр рассмотренных методов и подходов к улучшению виброакустического поведения различных узлов и агрегатов колесных и гусеничных машин, позволяет на основании анализа применять их к решению поставленной задачи.

1.6 Выводы по главе

В данной главе рассмотрено текущее состояние вопроса – влияние шума на здоровье человека, его нормирование, шумовые характеристики транспортных машин, их классификация и общие подходы к обесшумливанию; проанализированы работы известных российских и зарубежных исследователей Афанасьева Б.А., Белоусова Б.Н., Гладова Г.И., Гришкевича А.И., Жеглова Л.Ф., Зузова В.Н., Котиева Г.О., Ксеневича И.П., Надарейшвили Г.Г., Платонова В.Ф., Полунгяна А.А., Сапожникова С.Б., Тольского В.Е., Фоминых А.Б, Abe T., Allemang R.J., Bartosch T., Beidl C., Crocker M.J., Crolla D., Ewins D.J., Felice M.J., Heylen W., Heckl M., Houser D.R., Janter T., Killada M., Kumar A., Lammens S., Liu Z.S., Norris T., Plunt J., Raemdonck G., Randall R.B., Sas P., Steffens C., Tůma J., Van tooren M., Watkins S. и их учеников.

Необходимо подчеркнуть роль ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» и ФГУП «НАМИ» в развитии теории виброакустического поведения колесных и гусеничных машин.

Отмечено, что в настоящее время отсутствует решение актуальной проблемы современного проектирования трансмиссий – комплексного подхода в прогнозировании и снижении виброакустической нагруженности трансмиссий. Большинство рассмотренных подходов являются несовершенными, носят оценочно-вероятностный характер или рассматривают частные случаи.

Необходимо создание верифицированной модели виброакустического поведения трансмиссии на основе расчетно-экспериментального исследования, для четкого определения шагов по улучшению ее NVH поведения и применению обоснованных технических решений, на протяжении всего процесса разработки.

На основании проведенного анализа, сформулированы цель и задачи диссертационной работы, определены объект и предмет исследования.

Глава 2 Разработка математических и имитационных моделей виброакустического поведения трансмиссии

Реализация стратегии усовершенствования NVH параметров осуществляется при проведение расчетных исследований в программном продукте Simcenter 3D, являющемся унифицированной, масштабируемой, открытой и расширяемой средой для 3D CAE.

Процесс определения виброакустического поведения трансмиссии можно представить в виде структурной схемы (рисунок 2.1)

Рисунок 2.1 – Структурная схема определения виброакустического поведения трансмиссии

Расчет проводится в соответствии со следующими этапами:

1. Расчетное определение модальных характеристик составных частей АКП трансмиссии и верификация модели;
2. Расчет динамических нагрузок, передаваемых на корпус трансмиссии через валы и подшипниковые опоры. В качестве основного источника нагрузок принята переменная реакция в зубчатых зацеплениях.
3. Расчет виброакустических параметров трансмиссии и решение обратной задачи их совершенствования.

2.1 Расчетное определение модальных характеристик составных частей АКП трансмиссии и верификация модели

Обычно, первым шагом в выполнении динамического анализа является определение собственных частот и форм колебаний конструкции без учета демпфирования. Эти результаты характеризуют основное динамическое поведение конструкции и являются показателем того, как конструкция будет реагировать на динамическую нагрузку.

Модальный анализ – это исследование динамических свойств конструкции в частотной области, на базе экспериментального исследования или численного моделирования методом конечных элементов [58, 61, 67, 68, 106].

В число основных модальных свойств входят резонансные частоты (собственные частоты), структурные формы (собственные формы (моды) колебаний), коэффициенты демпфирования. В данной работе, также рассматриваются частотные функции и модальные вклады. Динамические свойства зависят от распределения массы, жесткости и демпфирования конструкции и определяют поведение структурных колебаний при воздействии эксплуатационных нагрузок. Каждая деформация линейной структурной системы может быть выражена как линейная комбинация структурных форм, которые образуют ортонормированную векторную базу.

Результаты модального анализа и экспериментального исследования используются в различных приложениях для численного моделирования и тестирования, включая расчеты чувствительности к вибрации, анализ основной причины вызванных вибрацией проблем и обнаружение повреждений, а также чтобы добавить гибкость в анализ многотельных систем и для ускорения расчетов долговечности и виброакустических свойств. Модальные расчеты очень надежны и позволяют эффективно вычислять изменения конструкции в ответ на воздействия разного рода.

Формы колебаний конструкции можно получить двумя очень разными способами:

- Расчетный модальный анализ;

- Экспериментальный модальный анализ.

В самой простой форме математическая модель "дискретизирует" конструкцию, разбивая ее на сотни, тысячи или даже миллионы масс и пружин. Это можно выполнить с помощью метода сосредоточенных масс и сосредоточенных пружин или можно использовать метод конечных элементов, который и используется в диссертационном исследовании.

Каждый элемент в КЭ модели можно представить как структуру "масса/пружина". Подобный процесс моделирования просто преобразовывает сложную конструкцию в множество структур "масса/пружина".

При расчетном модальном анализе решается задача собственных значений, с целью получения частоты и формы каждого колебания для предполагаемого распределения масс и жесткостей. После нахождения форм колебаний можно использовать другой решатель для определения реакции структуры на различные входные динамические воздействия. Часто используется проверка вынужденной реакции, когда вводится переменная по частоте единичная сила в какой-либо точке и отслеживается отклик как функция частоты в нескольких точках. Эти данные (т.е. реакция на единицу входной силы по частоте) являются функцией частотной характеристики (или функцией переноса).

Экспериментальный модальный анализ начинается с измеренных данных реакции (функции частотной характеристики) и извлекает формы колебаний напрямую из функций частотной характеристики без использования каких-либо предположений о распределении массы и жесткости. Экспериментальный модальный анализ завершается получением набора мод, включающих частоту, форму колебаний и коэффициент демпфирования. Для вычисления модальной массы и жесткости нужны дополнительные данные и обработка данных в постпроцессоре.

Уравнение движения структуры с N степенями свободы и вязким демпфированием:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{f\} \qquad (2.1)$$

где $[M]$ – матрица массы; $[C]$ – матрица вязкого демпфирования; $[K]$ –матрица жесткости; $\{f\}$ – вектор силы возбуждения; $\{q\}$ – вектор перемещения; $\{\dot{q}\}$ – вектор скорости; $\{\ddot{q}\}$ – вектор ускорения.

Анализ собственных значений извлекает вещественные нормальные формы колебаний, когда $[C]$ пропорциональна $[K]$ и $[M]$, например, если демпфирование распределяется по конструкции так же, как масса и жесткость. Анализ извлекает комплексные колебания, когда $[C]$ не пропорциональна $[K]$ и $[M]$ и стандартные методы анализа собственных значений использовать неудобно. Например, сосредоточенные демпфирующие элементы обычно создают непропорциональное демпфирование и поэтому приводят к комплексным колебаниям.

Для поиска вещественных нормальных форм колебаний и собственных частот в случае, когда $[C]$ пропорциональна $[K]$ и $[M]$, изучаются первые N степеней свободы недемпфированной свободной конструкции. При поиске решения в форме $\{q\} = \{Q\}e^{i\omega t}$, где ω – это частота, матричная форма линейных уравнений движения недемпфированной свободной структуры с N степенями свободы выглядит так:

$$-\omega^2[M]\{Q\} + [K]\{Q\} = \{0\} \qquad (2.2)$$

Этот набор уравнений имеет решение только в том случае, когда определитель матрицы коэффициентов равен нулю:

$$\det\{[K] - \omega^2[M]\} = 0$$

Существует набор из N собственных значений ω_1, ω_2, ω_3,..., ω_N, при которых определитель равен нулю. Это собственные резонансные частоты недемпфированной структуры.

С каждым собственным значением ω_r связан собственный вектор $\{\Psi\}_r$, который является решением уравнения 2.2. Есть N собственных векторов, которые представляют вещественные нормальные формы колебаний структуры.

Поскольку N собственных векторов формируют линейно независимый набор векторов в N-мерном пространстве, применяются следующие ортогональные условия:

Если $\omega_r \neq \omega_s$,

тогда:

$\{\Psi\}_r{}^T[M]\{\Psi\}_s = \{0\}$ для $r \neq s$

$\{\Psi\}_r{}^T[K]\{\Psi\}_s = \{0\}$ для $r \neq s$

Так как [C] пропорционально [K] и [M]: [C] = α[K] + β[M], то:

$\{\Psi\}_r{}^T[C]\{\Psi\}_s = \{0\}$ для $r \neq s$

Это означает, что N собственных векторов $\{\Psi\}_1$, $\{\Psi\}_2$, $\{\Psi\}_3$, ..., $\{\Psi\}_N$ представляют также действительные нормальные колебания демпфированной конструкции, имеющей N степеней свободы.

Данная система с пропорционально вязким демпфированием имеет N собственных значений: s_1, s_2, s_3,..., s_{2N}, которые представляют комплексные собственные частоты с мнимой частью (характеризует частоту колебаний) и действительной частью (характеризует затухание).

В случае, когда [C] не пропорционален [K] и [M], общее уравнение перемещения (2.1) может быть переписано следующим образом:

$$[A]\{\dot{y}\} + [B]\{y\} = \{z\} \qquad (2.3)$$

где

$$[A] = \begin{bmatrix} [0] & [M] \\ [M] & [C] \end{bmatrix}, [B] = \begin{bmatrix} -[M] & [C] \\ [0] & [K] \end{bmatrix}, \{y\} = \begin{Bmatrix} \{\dot{q}\} \\ \{q\} \end{Bmatrix}, \{\dot{y}\} = \begin{Bmatrix} \{\ddot{q}\} \\ \{\dot{q}\} \end{Bmatrix}, \{z\} = \begin{Bmatrix} \{0\} \\ \{f\} \end{Bmatrix}$$

Матричное уравнение 2.3 составлено из 2N линейных уравнений, где N является числом степеней свободы структуры. Задав правую часть уравнения 2.3 в ноль, вы можете решить его для собственных частот и форм колебания структуры. Если вы ищете решение формы $\{y\} = \{Y\}e^{st}$, уравнение 2.3 принимает вид:

$$s[A]\{Y\} + [B]\{Y\} = \{0\} \qquad (2.4)$$

Этот набор уравнений имеет решение только в том случае, когда определитель матрицы коэффициентов равен нулю:

$$\det\{[B] + s[A]\} = 0$$

Существует набор из 2N собственных значений $s_1, s_2, , s_3, , \ldots, s_{2N}$, при которых определитель равен нулю. Это собственные частоты затухающих колебаний структуры.

Связанный с каждым собственным значением s_r, собственный вектор $\{\Psi\}_r$ имеет 2N компонентов, удовлетворяющих уравнению 2.4. 2N собственных векторов, которые являются сложными нормальными колебаниями структуры.

Собственные значения и собственные векторы являются комплексными и возникают как сопряженные пары.

Методы извлечения действительных собственных значений представляют собой численные подходы к решению уравнения движения для его собственных частот и форм колебаний. Ни один метод не подходит для всех проблем. Хотя большинство методов можно применить ко всем задачам, разница между методами во многом сводится к эффективности процесса решения.

Большинство методов алгебраического извлечения собственных значений относятся к одной из двух групп:

- методы преобразования;
- методы отслеживания.

В методе «преобразования» уравнение собственных значений сначала преобразуется в специальную форму из которой могут быть легко извлечены собственные значения. В методе «отслеживания» корни извлекаются из исходной динамической матрицы по одному с использованием итерационной процедуры.

Стандартный трехдиагональный метод – метод модального извлечения Хаусхолдера (The Householder (HOU) modal extraction method) требует положительно определенной матрицы масс. На матрицу жесткости нет никаких ограничений, кроме того, что она должна быть симметричной. Эти матрицы всегда приводят к действительным (положительным) корням. Трехдиагональные

методы – наиболее эффективные методы для небольших задач и задач с плотными матрицами (большая часть элементов матрицы – ненулевые), когда требуется большое количество собственных векторов. Эти методы находят все собственные значения в конструкции в результате процесса преобразования. Трехдиагональные методы не используют преимущества разреженных матриц, но они эффективны с полными матрицами, которые иногда создаются с использованием динамического сокращения.

Модифицированный трехдиагональный метод, Modified Householder (MHOU), аналогичен стандартному трехдиагональному методу (HOU) за исключением того, что матрица масс может быть вырожденной (определитель равен нулю).

Если состояние матрицы масс неизвестно до ее фактической сборки, чтобы выбрать подходящий метод, используется Automatic Householder (AHOU). В автоматическом трехдиагональном методе изначально используется стандартный метод. На первом этапе метода, если массовая матрица плохо подготовлена для разложения, метод переходит к соответствующему модифицированному методу. Модифицированный метод более требователен к времени и вносит числовой «шум» из-за сдвига, но он решает большинство численных проблем плохо обусловленной матрицы масс.

Метод обратной мощности со сдвигами (The inverse power method with shifts (SINV)) относится к методам отслеживания, он особенно эффективен, когда матрицы массы и жесткости разрежены и когда требуется небольшое число собственных значений.

Последний метод извлечения действительных собственных значений – это метод Ланцоша (The Lanczos method (LAN)). Метод Ланцоша сочетает в себе лучшие черты других методов. LAN требует, чтобы матрица масс была положительно полуопределенной, а жесткость была симметричной. Как и методы преобразования, он не пропускает корни, но обладает эффективностью методов отслеживания, поскольку выполняет только вычисления, необходимые для поиска

корней в заданной области. Этот метод вычисляет точные собственные значения и собственные векторы. Метод Ланцоша является предпочтительным, потому что является чрезвычайно надежным и точным подходом для решения задач среднего и большого размера, а также имеет преимущество в производительности по сравнению с другими методами.

Для стандартной задачи на собственные значения, записанной в виде:

$$[\mathrm{A}]\,\{\mathrm{x}\} \equiv \lambda\,\{x\}$$

метод Ланцоша вычисляет последовательность вектора q (Ланцош-вектор) и скаляры $\mathrm{Q_jA}$.

Основное рекуррентное соотношение для j-го шага алгоритма Ланцоша можно записать следующим образом:

$$\{r_{j+1}\} = [A]\,\{q_j\} - \alpha_j\,\{q_j\} - \beta_j\,\{q_{j-1}\}$$

$$\alpha_j = \{q_j\}^T [A]\,\{q_j\}$$

$$\beta_{j+1} = \|r_{j+1}\|$$

$$\{q_{j+1}\} = \frac{\{r_{j+1}\}}{\beta_{j+1}}$$

Первые шаги метода можно объединить и записать в матричном виде:

$$[A][Q_j] - [Q][T_j] = \beta_{j+1}\{q_{j+1}\}\{e_j\}^T$$

где $\{e_j\}$ – единичный вектор с j-той компонентой, равной единице и всеми остальными компонентами, равными нулю.

$$[Q_j] = (\{q_1\},\{q_2\},\dots,\{q_j\}) \;\; [Q_j^T][Q_j] = [I]$$

$$[T_j] = \begin{bmatrix} \alpha_1 & \beta_2 & & & & \\ \beta_2 & \alpha_2 & \beta_2 & & & \\ & \beta_3 & \alpha_3 & \beta_4 & & \\ & & \ddots & \ddots & \ddots & \\ & & & \ddots & \ddots & \beta_j \\ & & & & \beta_j & \alpha_j \end{bmatrix}$$

Собственные значения трехдиагональной матрицы $[T_j]$ называются значениями Ритца. Некоторые из этих значений Ритца являются хорошими

приближениями к собственным значениям $[A]$. Соответствующие векторы Ритца (x_i) вычисляются из собственных векторов $[T_j]$ и векторов Ланцоша. Собственная пара определяется как собственное значение (s_i) и соответствующий ему собственный вектор $\{\theta_{ik}\}$. Пусть $(\{\theta_{ik}\}, s_i)$ – собственная пара трехдиагональной матрицы $[T_j]$. Тогда приближенная собственная пара исходной задачи равна $(\lambda_i, \{x_i\})$ где:

$$\lambda_i = \theta_i$$

$$\{x_i\} = \{Q_j\}\{s_i\}$$

Как подразумевается формулировкой алгоритма, метод вычисляет трехдиагональную матрицу и набор векторов Ланцоша, которые становятся больше с каждой итерацией. Алгоритм точной арифметики может быть завершен, когда вычислены β_{j+1} или достаточно много собственных значений $[A]$. Ланцош также регулирует эффекты округления.

При решении используется версия основного рекуррентного отношения Ланцоша со сдвигом блока. Блокирующий подход к алгоритму Ланцоша (одновременная работа с блоками из p векторов Ланцоша) позволяет методу обрабатывать собственные значения высокой кратности, включая сдвиг в алгоритме, что помогает ускорить сходимость процесса.

В этом методе матрица A заменяется суммой матрицы жесткости и смещенной матрицы масс, аналогично подходу в модифицированных трехдиагональных методах. Это позволяет решить проблемы с модами твердого тела и, как правило, более быстрой сходимостью. На сдвиги (пробные корни) влияют заданные интересующая полоса частот, желаемое количество корней или комбинацию этих данных.

Основная цель стратегии сдвига состоит в том, чтобы охватить область, содержащую интересующие собственные значения, в которой все собственные значения были вычислены, а количество собственных значений было проверено с помощью проверки последовательности Штурма.

После итерации Ланцоша, основанной на выбранном сдвиге и вычислении соответствующих значений Ритца, некоторые значения будут признаны приемлемыми собственными значениями, в то время как другие собственные пары не пройдут проверку сходимости. Принимается решение о том, что более эффективно: перенастроить или продолжить итерации. Точка повторного сдвига выбирается из существующих значений Ritz или из сохраненного коэффициента сдвига. На этом этапе известно количество принятых собственных значений и порядковые номера Штурма на каждом конце исследуемой области.

Если итерация не дает всех желаемых корней, будут использоваться еще два типа сдвига. Если оказывается, что недостающие корни находятся рядом с наименьшим сдвигом, используется приблизительное собственное значение первой моды. Если недостающие корни находятся где-то в другом месте, используется деление пополам между предыдущими сдвигами.

Другой особенностью эффективности, уникальной для метода Ланцоша, является избирательная ортогонализация пробных собственных векторов. Все элементы, содержащиеся в одном блоке, ортогональны друг другу. Тесты проводятся в несколько этапов, чтобы определить, требуется ли дальнейшая ортогонализация между векторами в разных блоках.

В стоимости метода LAN преобладают операции декомпозиции, обратной итерации и ортогонализации при размере входных матриц N. Число корней на разложение зависит от задачи, и его сложно определить априори.

В исследовательской работе анализ реальных собственных значений выполнялся решателем для реальных симметричных матриц массы и жесткости, используя метод Ланцоша для собственного решения и методы множителя Лагранжа для обработки ограничений.

Для оценки близости расчетных и экспериментальных форм колебаний, используем критерий модальной достоверности (Modal Assurance Criterion (MAC)) – важный инструмент при разработке современных трансмиссий колесных машин, позволяющий выполнять численное сравнение модальных

векторов, полученных расчетным и экспериментальным путем [39, 52]. Данный критерий отражает степень корреляции двух мод между собой.

Критерий модальной достоверности является параметром, обозначающим степень связности между формой колебаний из ссылочных данных и формой колебаний из рабочих данных. Этот параметр является скалярным значением от 0 до 1. Согласно этому критерию две независимые моды должны иметь значение этого критерия, близкое к нулю. Значение MAC ближе к 1 означает высокую степень корреляции или связности между двумя формами колебаний.

Пусть нужно сравнить две формы колебаний $\{\Psi A\}$ и $\{\Psi X\}$ (например, $\{\Psi A\}$ – теоретическая (рабочая) форма колебаний и $\{\Psi X\}$ – экспериментально измеренная (ссылочная) форма колебаний). Число MAC задается как скалярное постоянное значение, характеризующее степень согласованности между рабочей формой колебаний $\{\Psi A\}$ и ссылочной формой колебаний $\{\Psi X\}$:

$$MAC(A,X) = \frac{\left|\sum_{j=1}^{N} \Psi_{X_j} \Psi_{A_j}^{*}\right|^2}{\sum_{j=1}^{N} \Psi_{X_j} \Psi_{X_j}^{*} \sum_{j=1}^{N} \Psi_{A_j} \Psi_{A_j}^{*}}$$

где N – число общих компонентов рабочей и ссылочной форм колебаний и * сверху означает комплексно сопряженное значение.

Есть числа MAC L_A x L_X для заданных матриц форм колебаний $[\Psi_A]$ и наборы данных $[\Psi_X]$, где L_A – число форм колебаний в $[\Psi_A]$ и L_X – число форм колебаний в $[\Psi_X]$. Если две формы колебаний являются идентичными или отличаются на простой скалярный множитель, то они хорошо коррелируются.

На рисунке 2.2, слева, схематично визуализированы подготовленные для проведения сравнения характерные точки, соответствующие нанесенным на корпусную деталь, используемую для проведения расчета, и их перемещения, полученные экспериментальным путем и предварительно обработанные в программном продукте Simcenter TestLab, а справа, полученные расчетным путем.

На рисунке 2.3 показаны результаты верификации крышки сцепления в диапазоне частот 60-2000 Гц. По оси X указаны собственные частоты конструкции, полученные экспериментальным путем, по оси Y – расчетным.

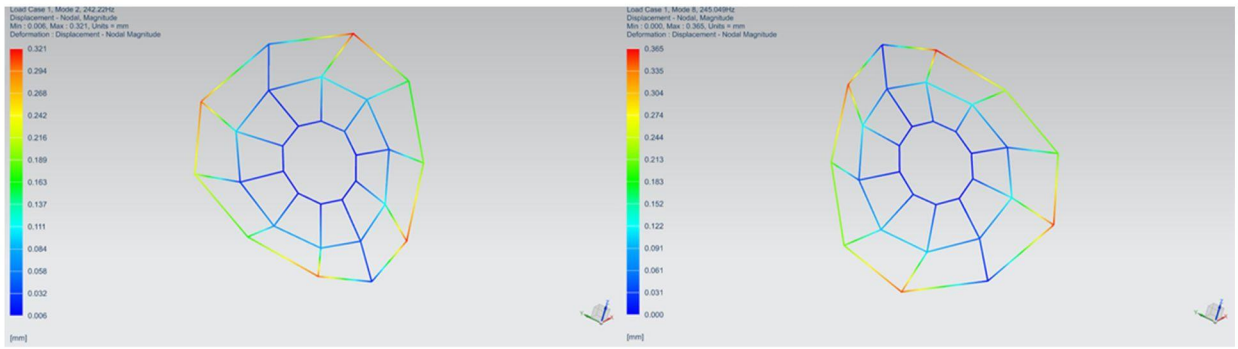


Рисунок 2.2 – Собственные формы колебаний крышки сцепления, полученные экспериментальным и расчетным способом

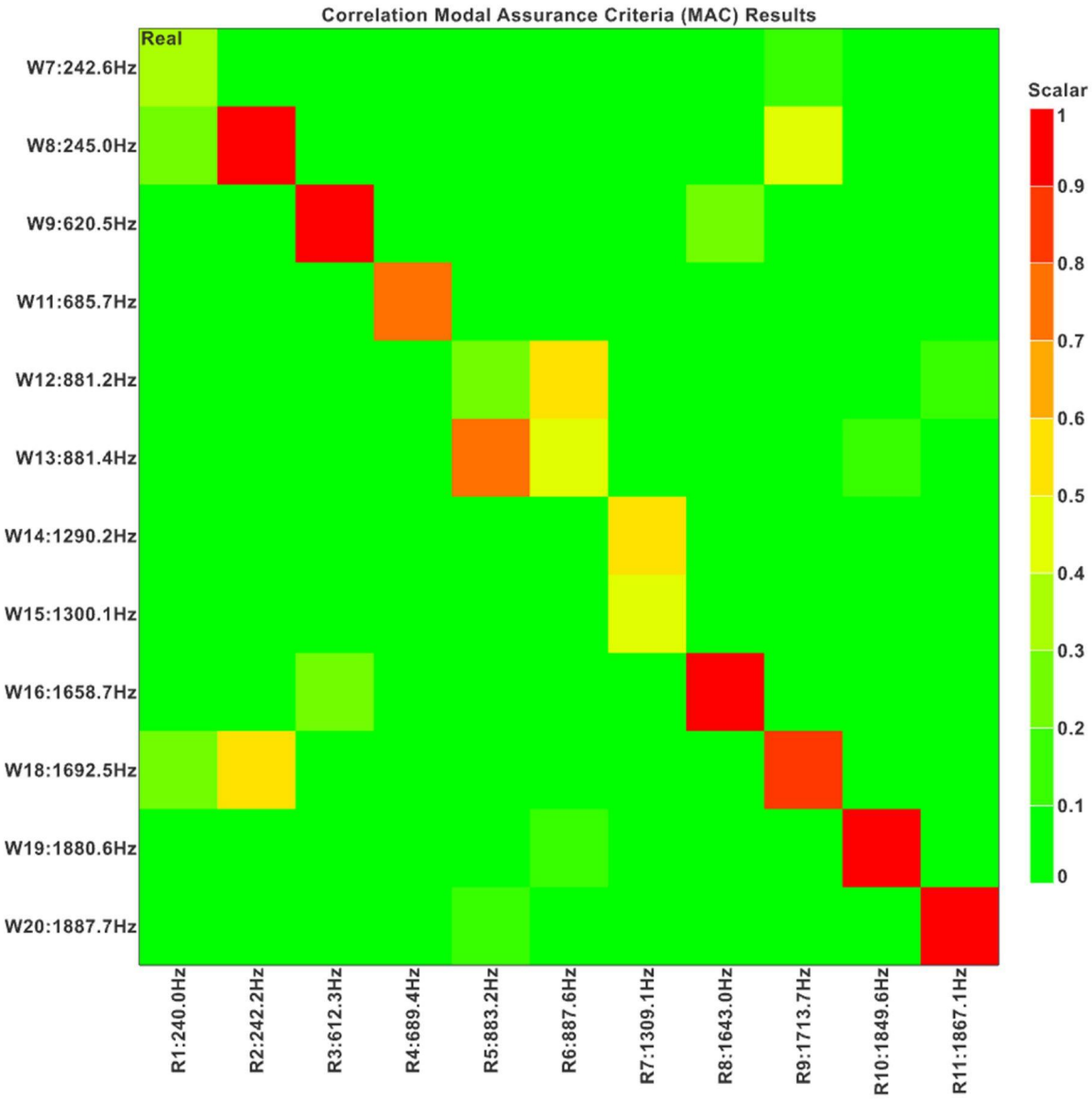


Рисунок 2.3 – Критерий модальной достоверности крышки сцепления в диапазоне частот 60-2000 Гц

Согласно работе [39], в аэрокосмической отрасли, где критерий модальной достоверности широко распространен и часто применяется, все диагональные значения критерия должны быть равны единице, а прочие не превышать 0,1. В исследование [111] авторы принимают, что диагональные значения критерия должны быть больше 0,9. В работах [32, 58, 67, 69, 72, 73, 91, 134, 150], считается допустимым диагональное значение критерия больше 0,7. Ими же обосновывается достаточность верификации в частотном диапазоне обусловленном условиями эксперимента и параметрами эксплуатации изделия.

Для анализа результатов, на основании определения критерия модальной достоверности составных частей АКП трансмиссии, была сформирована таблица 2.1. Результаты определения критерия модальной достоверности для других составных частей АКП трансмиссии и АКП трансмиссии в сборе приведены в Приложении А.

Невыполнение MAC для R1 и W7, как и для других низких частот (в диссертационном исследовании, на основании анализа экспериментальных данных, было решено сосредоточиться на диапазоне 500 – 4000 Гц, что обусловлено наличием в нем высокого уровня акустического излучения) не оказывает влияния на дальнейший расчет и его достоверность.

Наибольший MAC для R4 и высокочастотной моды будет объяснен в главе 4 (одинаковые формы колебаний в широком диапазоне частот), при этом необходимо отметить, что значение MAC для R4 и W11 лишь немного уступает (0,715892), а погрешность частоты составляет менее одного процента.

На примере R5, R6 и W12, W13 отметим частое явление, когда близкие по частоте и форме колебаний моды, совпадают по второй диагонали (меньшая экспериментальная с большей расчетной, меньшая расчетная с большей экспериментальной). Также, нужно уточнить, что в силу почти неотличимых форм колебаний и невозможности определить, какая из них вносит больший вклад в интегральный уровень шума, достаточно получить удовлетворительный

критерий лишь по одной из них. В данном случае, MAC R5 и W13 близок к 0,8, а значит условие выполняется.

Несовпадение формы R7 было признано приемлемым, так как эта форма не вносит существенного вклада в акустическое излучение трансмиссии.

Формы R2, R3, R8, R10, R11 и соответствующие им W8, W9, W16, W19, W20 продемонстрировали MAC близкий к 1; R9 и W18 к 0,9.

На основании вышеизложенного можно сделать вывод о выполнении критерия модальной достоверности и верификации модальной модели крышки сцепления.

Аналогичным образом выполнялась верификация по MAC для остальных составных частей АКП трансмиссии во всем частотном диапазоне исследования (до 4000 Гц). Удовлетворительные значения и совпадение основных форм колебаний позволяют сделать вывод о верификации расчетной модели.

Таблица 2.1 – Результаты MAC составных частей АКП трансмиссии

Экспериментальная частота, Гц	Расчетная частота, Гц	MAC	Погрешность частоты (%)
Крышка сцепления			
242,220001	245,049042	0,989445	1,16796
612,278992	620,520325	0,99812	1,34601
689,385986	4754,255371	0,731426	589,636
883,197998	881,366516	0,778312	-0,207369
1309,109985	2903,250977	0,815131	121,773
1643,040039	1658,697266	0,989479	0,952942
1713,670044	1692,525269	0,884446	-1,23389
1849,640015	1880,599487	0,980358	1,67381
1867,069946	1887,663330	0,978946	1,10298
Картер			
337,320007	334,128784	0,994625	-0,946052
424,522003	427,249329	0,994258	0,642446
541,020996	530,065735	0,990992	-2,02492
672,520020	654,716431	0,925758	-2,6473
832,482971	896,822632	0,830091	7,72865
870,812012	850,553711	0,824266	-2,32637
1046,770020	1037,465698	0,868788	-0,88886
1107,349976	1146,425903	0,82745	3,52878
1129,219971	1119,180542	0,702332	-0,889059

Продолжение таблицы 2.1

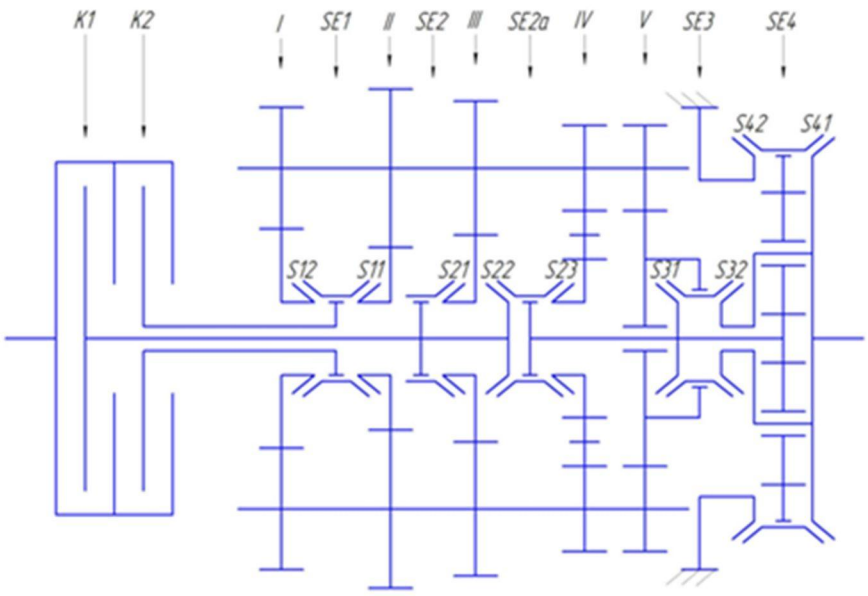
Экспериментальная частота, Гц	Расчетная частота, Гц	MAC	Погрешность частоты (%)
Картер			
1129,219971	1119,180542	0,702332	-0,889059
1167,160034	1199,426636	0,795674	2,76454
1240,770020	1253,576660	0,868894	1,03215
1329,229980	1307,636719	0,892769	-1,62449
1350,689941	1334,829956	0,933554	-1,17421
1409,119995	1400,322144	0,90556	-0,624351
1459,569946	1454,546631	0,833142	-0,344164
1795,400024	1768,435425	0,789013	-1,50187
1813,349976	1808,204224	0,877554	-0,28377
1865,920044	1848,781128	0,859165	-0,918524
1884,130005	1952,527710	0,709302	3,630201
Крышка демультипликатора			
356,652008	335,970154	0,911992	-5,79889
642,318970	529,045898	0,791245	-17,635
763,510986	687,651123	0,790207	-9,93566
918,606018	870,695557	0,826572	-5,21556
1533,520020	1684,278198	0,951601	9,83086
Проставка			
517,232971	511,994568	0,994796	-1,01277
589,362000	579,158264	0,995394	-1,73132
924,588013	1014,994324	0,977144	9,77801
1259,719971	1318,580811	0,912034	4,67253
1401,689941	1482,847656	0,718276	5,78999
1599,270020	1637,092651	0,843263	2,36499
Поддон			
49,165501	51,492310	0,989575	4,73260508
147,242996	154,938919	0,961491	5,22668
212,546997	2533,757813	0,7088	1092,09
232,264008	248,712418	0,746656	7,08177
343,348999	372,142883	0,748769	8,38619
602,098022	630,995056	0,764522	4,79939
831,218994	862,606323	0,712779	3,77606
1132,949951	1150,594727	0,782971	1,55742
1584,819946	1641,110474	0,800359	3,55186

В данной части диссертационной работы получено совпадение форм колебаний, вносящих наибольший вклад в интегральный уровень шума, но зачастую исследователи сталкиваются с целым рядом проблем при верификации – отсутствие значимых форм, большая разница в частотах и другими, обусловленными в первую очередь оценочно-вероятностным характером известных параметров (условия эксплуатации, нагрузки, граничные условия). Для их решения применяют методы обновления модели (Model updating) [57, 59, 61, 77, 90, 92, 102, 122, 125, 151]. Расхождение между результатами моделирования и данными измерений минимизируются с помощью методов оптимизации за счет модификации параметров модели. За последние десятилетия было разработано множество методов и подходов, но все они сводятся к коррекции демпфирования и жесткости модели. Это достигается, как численными алгоритмами и преобразованием матриц модели, так и работой непосредственно с КЭ моделью.

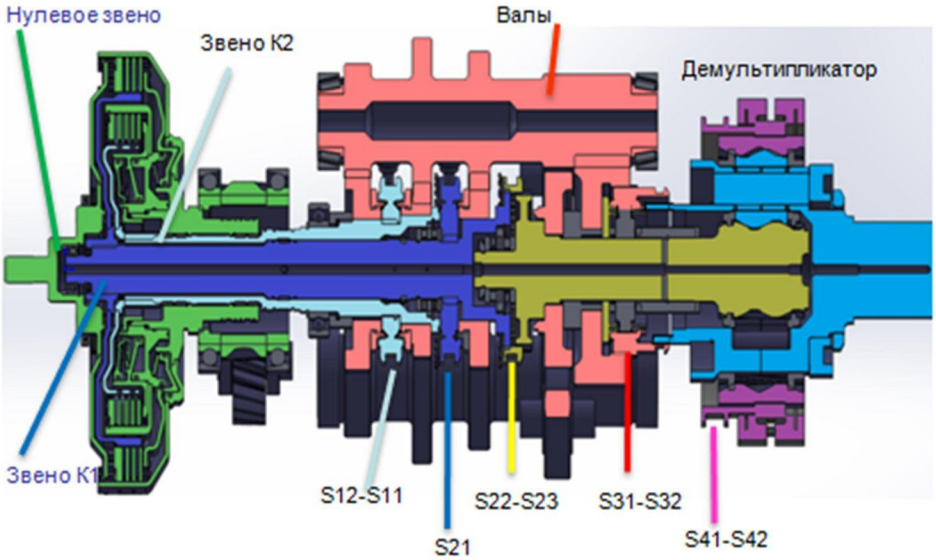
2.2 Определение динамических нагрузок

Многотельная имитационная модель исследуемой трансмиссии (представлена на рисунке 2.5), включающая в себя валы, зубчатые колеса, подшипники, сцепления, муфты, синхронизаторы создавалась в Simcenter 3D Motion Transmission Builder – программном инструменте для создания и моделирования трансмиссий, базирующемся на фундаментальных трудах и международных стандартах [36, 50, 51, 78, 146, 149], путем назначения геометрических и кинематических граничных условий, а затем интегрировалась в гибкую 3D-модель корпуса.

На рисунке 2.4 представлены кинематическая схема и разрез рассматриваемой АКП трансмиссии – преселективная вально-планетарная 9-ступенчатая, управляемая посредством 2 сцеплений и 5 синхронизаторов.



а – кинематическая схема



б – разрез и основные компоненты

Рисунок 2.4 – Исследуемая АКП трансмиссии

В зависимости от включаемых сцепления (К1, К2) и синхронизаторов (SE1, SE2) поток мощности идет по внутреннему или внешнему валу и разделяется на I (К2, SE1 → S12), II (К2, SE1 → S11) или III (К1, SE1 → S21) ряд трех промежуточных валов. На прямой передаче, осуществляется синхронизация внутреннего и вторичного вала (К1, SE2a → S22). Поток мощности подается в планетарную часть через шестерню V ряда вторичного вала – на солнечную

шестерню (SE3 → S31) или водило (SE3 → S32). При этом эпицикл замыкается на корпус (SE4 → S42) или выходной вал (SE4 → S41). Для осуществления заднего хода поток мощности пускается через паразитную шестерню по IV ряду на вторичный вал (SE2a → S23).

Процесс создания имитационной модели кинематической части исследуемой трансмиссии начинается с настройки компоновки – размещения валов, зубчатых колес и подшипников и определения параметров зубчатых зацеплений. Затем выполняется расчет геометрии шестерен на основе стандарта ISO 21771 и построение трехмерных геометрические моделей, для которых автоматически задаются начальные и граничные условия: начальные углы компонентов трансмиссии, включая фазирование зубчатых колес, соединения и ограничения.

Затем в модель вводились массо-инерционные характеристики составных частей АКП трансмиссии, рассчитанные по геометрическим характеристикам тел для их материала.

Внешние нагрузки на коробку передач моделировались переменными значениями скорости вращения входного вала и переменным значением моментов на насосном и выходном валах, записанными при проведении экспериментального исследования. Изначально, предполагалось задание момента на насосном валу в соответствии с паспортом изделия. Однако, при обработке результатов экспериментального исследования (подробнее в главе 3), последующем анализе порядковых спектров на всех передачах и рассмотрении характерных частот зубчатых зацеплений АКП трансмиссии, было обнаружено, что источником вибрации с наибольшими амплитудами является зацепление шестерни входного вала с шестерней отбора мощности маслонасоса (гармоники 45 и 90 порядков). Применение метода гармонической линеаризации [8], позволило обработать записанный при проведении эксперимента крутящий момент на валу насоса и получить 15 и кратные ей гармоники (30, 45, 60, 75, 90).

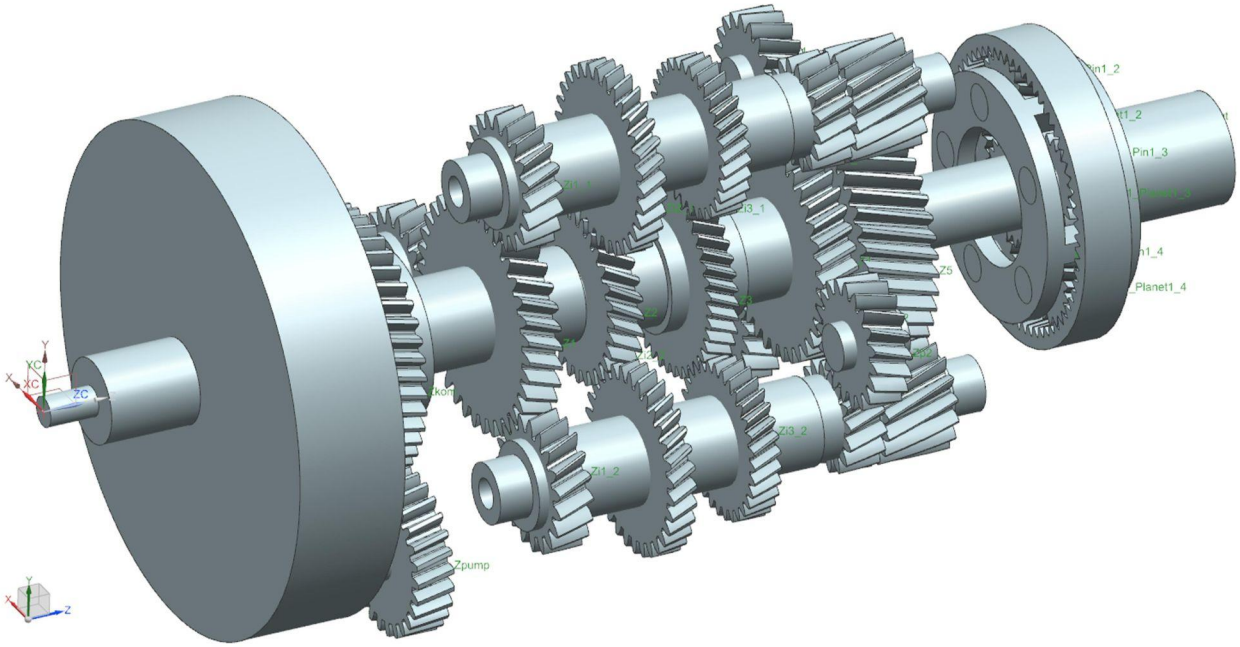


Рисунок 2.5 – Многотельная имитационная модель кинематической части исследуемой АКП трансмиссии

Затем создавались модели контакта зубчатых колес. Основной сложностью при этом, является учет изменяющейся во времени силы зацепления. На данный момент существует три решения.

Во-первых, сила зацепления вычисляется путем контакта твердого тела, что основано на теории контакта Герца. В этом методе учитывается только контактная деформация, эффект выступающего луча зубьев не учитывается, а амплитуда силы зубчатого зацепления чувствительна к параметрам контакта.

Во-вторых, используется метод нестационарных конечных элементов. Этот метод точен в решении контактного усилия, но стоимость расчета велика, поэтому он не подходит для длительного расчета контакта зубьев [157].

В-третьих, сила зацепления шестерни в направлении линии зацепления рассчитывается с помощью нелинейной пружинно-демпфирующей системы (рисунок 2.6). Этот метод основан на динамике зубчатой передачи, жесткость пружины может изменяться и представляет собой изменяющуюся во времени жесткость зацепления. Он обладает хорошей эффективностью моделирования, а результат заслуживает доверия.

Авторы K. Umezawa [143], Y Cai [50], LI-RunFang [123], представили собственные модели определения жесткости в зубчатом зацеплении. Функция определения жесткости в зацеплении, предложенная Y. Cai, наиболее точно совпадает с результатами экспериментальных исследований и приведена ниже.

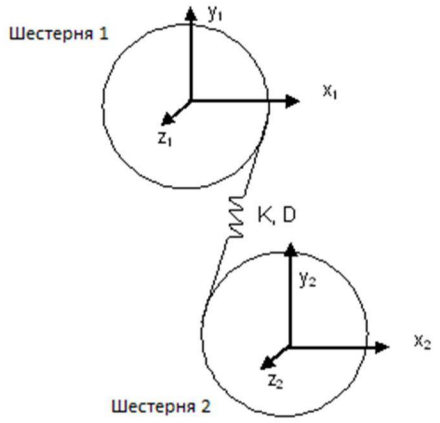


Рисунок 2.6 – Схема определения упруго-диссипативных характеристик в зубчатых зацеплениях

$$k(t) = k_p\, exp\left[C_a \left|\frac{t-(\varepsilon t_z)/2}{1.125 \times \varepsilon_\alpha t_z}\right|\right] \tag{2.5}$$

где β_0 – угол наклона зубьев; b – ширина зуба; H – высота зуба; Z_{V1}, Z_{V2} – число зубьев; y_1, y_2 – смещение исходного контура зубьев; ε – суммарный коэффициент перекрытия ($\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$); ε_α – профильный коэффициент перекрытия; ε_β – торцевой коэффициент перекрытия; k_p – жесткость зацепления в точке контакта, соответствующей делительному диаметру, определяемая по формуле:

$$k_p = b/\left[C_0 + C_1\left(\frac{1}{Z_{V1}} + \frac{1}{Z_{V2}}\right) + C_2\left(\frac{y_1}{Z_{V1}} + \frac{y_2}{Z_{V2}}\right) + C_3\left(\frac{1}{Z_{V1}^2} + \frac{1}{Z_{V2}^2}\right) + C_4(y_1 + y_2) + C_5(y_1^2 + y_2^2)\right]$$

t_z – время прохождения зуба ($t_z = \frac{60}{n * Z_{V1}}$); n – скорость вращения шестерни; C_a, C_0, C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 – коэффициенты; $C_a = 0.322 \times (\beta_0 - 5) + [0.23 \times (b/H) - 23.26]$; $C_0 = \frac{2.25}{[-0.166 \times (b/H) + 0.08](\beta_0 - 5) + 44.5}$; $C_1 = -0{,}00854$, $C_2 = -0{,}11654$, $C_3 = 2{,}9784$, $C_4 = 0{,}00635$, $C_5 = 0{,}00529$.

Simcenter 3D Motion Trasmission Builder предлагает три метода для преобразований деформаций в нагрузки – стандартный (на основе стандартов ISO с вводом дополнительных данных), аналитический (ISO + CAI) и расширенный (эмпирический или конечно-элементный препроцессор).

Для решения задачи исследования был выбран аналитический метод, так как именно он рекомендован для исследований NVH поведения, позволяет зафиксировать «вой» (Gear whine) из-за изменяющейся во времени жесткости зацепления. Также, этот метод позволяет сделать существенный шаг вперед по сравнению со стандартным методом и является более простым и быстрым по сравнению с расширенным. Используемая здесь функция сочетает определение жесткости по ISO [79] со специальными формулами, разработанными для определения изгибной жесткости для прямозубых и косозубых шестерен [50, 51].

2.3 Исследование кинематической погрешности зубчатого зацепления

Некоторые ученые в своих работах, например Tuma J., уже рассмотренных в подглаве 1.5, считают основным направлением решения проблем с шумом, источником которого являются зубчатые колеса, совершенствование их конструкции. Поэтому в данной подглаве рассматривается совершенствование кинематической погрешности зубчатых колес АКП трансмиссии и их влияние на виброакустические характеристики трансмиссии.

При изготовлении абсолютно жестких зубчатых колес, без погрешностей и модификаций шестерни имели бы постоянную скорость и идеально передавали крутящий момент. При постоянных силах в зубчатом зацеплении, в нем не могут возникнуть вибрации и шум, которые, в свою очередь, передавались бы на валы, а затем через подшипники и опоры на корпус коробки передач. Исходя из приведенного выше, можно сделать вывод, что основной причиной возникновения вибраций и повышенного акустического излучения коробок

передач является «кинематическая погрешность», которая является критерием качества зубчатых колес.

Кинематическая погрешность – задержка вращения между ведущей и ведомой шестернями, вызванная упругой деформацией, погрешностями при производстве (обработка резанием и зубофрезерование) и сборке. Принятое определение – разница между фактическим положением ведомой шестерни и положением, которое она занимала бы при идеальном изготовлении. Кинематическая погрешность передачи исчисляется в линейных величинах – длиной дуги делительной окружности ведомой шестерни. Характеристика кинематической погрешности зависит от состояния зацепления зубчатых пар в конкретный момент времени. Ранее, контрольное измерение кинематической погрешности проводилось на зубообкатных приборах, но с развитием технологий необходимость ее контроля на этапе постизготовления отпала. Современные вычислительные модули программ позволяют с высокой точностью прогнозировать этот показатель зубчатого зацепления на каждом угловом шаге сопряжения.

В процессе эксплуатации изменение жесткости зубчатого зацепления определяют изменением длины линии контакта и деформации зубьев. Поэтому прогнозирование ошибки передачи является необходимым условием для снижения уровня вибраций корпуса и шума излучаемого коробкой передач. Для исследования этого феномена многими исследователями применяется трехмерный конечно-элементный анализ деформаций зубчатых колес, с использованием различных моделей и решателей.

В связи с значительными затратами вычислительных мощностей при реализации конечно-элементных методов на данном этапе работы в качестве инструмента для проведения анализа влияния параметров зубчатых колес на ошибку передачи и их совершенствование был выбран программный продукт KISSsoft.

KISSsoft – это модульная программа расчета для определения размеров, совершенствования и проверочных расчетов деталей машин согласно международным стандартам. Для сборки в программе вально-планетарной коробки передач использовался программный блок KISSsys.

Широкий выбор параметров зубчатых колес, материалов изготовления, видов смазок, допусков, режимов нагружения, требуемого срока службы и т.д., позволяет полноценно и достоверно моделировать зубчатые зацепления. Особенностью программного модуля KISSsys является тот факт, что в построенные модели зубчатых колес закладывается также погрешность изготовления, например, биение режущего инструмента, биение заготовки, колебания станка и т.д.

Программный блок KISSsys проводит прогнозирование кинематической погрешности по следующему алгоритму:

1) Выполняется последовательный поворот сопряженных колес на величины, равные угловым шагам ведущего и ведомого колес. Величины угловых шагов поворотов зубчатых колес принимаются в зависимости от принятого количества точек отсчета кинематической погрешности за один оборот ведомого колеса. Таким образом, чем больше точек углового положения колеса зафиксируется при прогнозировании, тем более высокую точность выходной информации о дефектах зубчатых колес будет содержать визуализация кинематической погрешности (сплайн-кривая).

2) Высчитывается угловой шаг поворота входного зубчатого колеса, в зависимости от передаточного отношения, определяемого делением числа зубьев ведущего колеса на число зубьев ведомого. В виду присутствия поэлементной неточности, элементарных погрешностей ведомое колесо поворачивается не на расчетный угол, а на действительный. При этом в модели происходит либо увеличение зазора, либо пересечение геометрии зубчатых колес. И то и другое на реально существующих зубчатых передачах производит пагубное воздействие. Определение действительного угла поворота производится путем решения

углового положения зубчатого колеса, при котором отсутствовало бы геометрическое пересечение профилей зубьев, расстояние же между рабочими профилями зубьев обоих колес ищется минимальным (принимается касание профилей друг друга).

Таким образом, реализация приведенного выше алгоритма позволила определить массив значений разницы между действительным и расчетным углом поворота ведомого зубчатого колеса – массив значений кинематической погрешности.

Кинематическая погрешность зависит от передаточного отношения. Но для данного исследования изменение передаточного отношения не представляется возможным. Поэтому наиболее действенный метод снижения кинематической погрешности – увеличение угла наклона зубьев косозубых передач (β). При выполнении расчетов ограничением является неизменность заложенного в проекте межосевого расстояния посредством правильного выбора коэффициентов смещения ($\chi 1$ и $\chi 2$) [127].

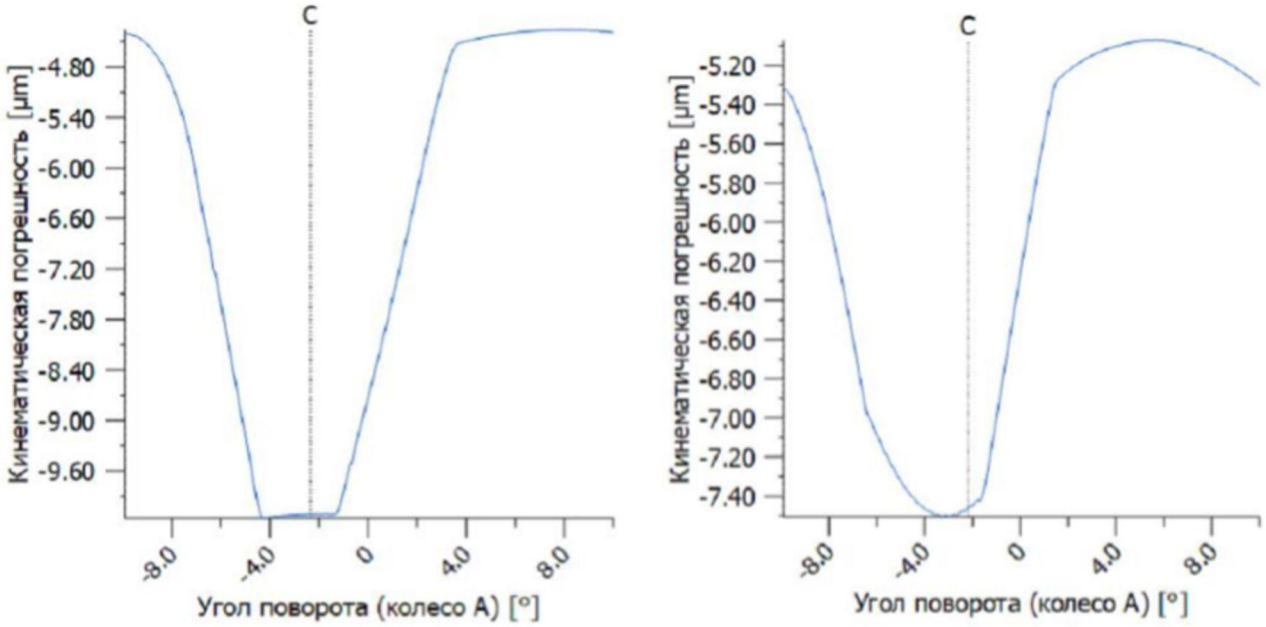
Для каждого зубчатого зацепления были увеличены углы наклона зубьев. Минимальное увеличение составляло 1,6 градуса наклона, максимальное – 12. Из всех подходящих вариантов коэффициентов смещения предпочтение определялось функциональным назначением коробки передач. Результаты определения показателей кинематической погрешности в зубчатых зацеплениях сведены в таблицу 2.2. На рисунке 2.7 показана визуализация результатов совершенствования зубчатых колес путем сравнения сплайн-кривых показателей кинематической погрешности.

Проведенный в дальнейшем сравнительный расчет виброакустического поведения трансмиссии с исходными параметрами зубчатого зацепления и усовершенствованными по критерию минимизации кинематической погрешности продемонстрировал несущественные расхождения в уровне акустического давления, обусловленные, в том числе, и изначально высоким уровнем качества

зубчатых колес, заложенным на этапе проектирования, и подчеркнул необходимость совершенствования модальных свойств трансмиссии.

Таблица 2.2 – Показатели кинематической погрешности в зубчатых зацеплениях

Зацепление	Кинематическая погрешность, μm	
	Исходный вариант	Усовершенствованный вариант
Привод насоса	9,9	9,0
Первый ряд	10,1	7,6
Второй ряд	9,1	8,5
Третий ряд	10,3	9,1
Четвертый ряд	17,3	17,0
Пятый ряд	4,2	4,1



а – исходный вариант б – усовершенствованный вариант

Рисунок 2.7 – Кривые кинематической погрешности зубчатого зацепления первого ряда

2.4 Расчет виброакустических параметров АКП трансмиссии

Для повышения эффективности расчета используется метод ATV (Acoustic Transfer Vectors), позволяющий быстро находить значение акустического отклика в искомой точке через передаточные функции, рассчитанные между всеми узлами модели-источника (корпус АКП трансмиссии) и узлами модели-приемника (микрофоны).

Векторы передачи акустических процессов позволяют эффективно вычислять виброакустическое давление в микрофонах. ATV обеспечивают упрощенное представление акустического течения, взаимодействующего через одностороннюю связь (слабую) с вибрирующей конструкцией.

При создании ATV, решатель вычисляет давление, вызванное единичной нормальной объемной скоростью в каждом граничном узле акустической сетки. Решатель вычисляет результирующие значения давления в заданных микрофонах для выбранных частот, и эти результаты используются для точной интерполяции промежуточных частот, чтобы вычислить результаты для полного диапазона частот.

Использование ATV в анализах виброакустики обеспечивает более быстрый расчет модели по сравнению с традиционной структурной моделью, связанной с акустическим течением. ATV эффективны при анализе больших моделей с множеством частот или скоростей вращения, потому что ATV вычисляются только один раз, и затем используются многократно для проверки изменений в модели, например для разных конструкционных материалов, нагрузок и т.д.

Рекомендуется вычислять ATV между минимальными и максимальными частотами в интересующем частотном диапазоне для возможности повторно использовать ATV во всех предполагаемых сценариях. Когда ATV используются в качестве компонента в виброакустической модели, отклики ATV интерполируются между заданными частотами возбуждения. Отклики ATV вне

диапазона частот виброакустического возбуждения не экстраполируются и не вычисляются.

Когда ATV представляют течение вокруг объекта, генерирующего акустическое излучение, можно использовать большие интервалы частот между минимальными и максимальными частотами. Во внешней задаче акустики ATV плавно изменяются в диапазоне частот, и поэтому ATV хорошо подходят для этого случая.

Когда ATV представляют внутреннюю среду течения в акустических полостях, ATV должны моделировать резонансы акустической полости, и поэтому интервалы частот должны быть меньше, чем для внешних задач акустики.

Использование ATV в анализах виброакустики представляет собой двухшаговый процесс:

Сначала вычисляются ATV и записываются матрицы, которые затем используются для расчета акустического отклика в КЭ модели сборки при замене области течения на набор ATV.

Вычисленные ATV можно использовать для нескольких решений виброакустики, при условии, что граница между конструкцией и течением не изменяется. Вариации могут включать изменение материалов, внутренних частей конструкции, нагрузок и т.д.

При прямом анализе частотной характеристики структурный отклик вычисляется на дискретных частотах возбуждения путем решения набора связанных матричных уравнений с использованием комплексной алгебры. Уравнение движения для демпфированной системы при гармоническом возбуждении имеет следующий вид:

$$[\mathrm{M}]\{\ddot{\mathrm{x}}(t)\} + [\mathrm{B}]\{\dot{\mathrm{x}}(t)\} + [\mathrm{K}]\{\mathrm{x}(t)\} = \{\mathrm{P}(\omega)\}e^{i\omega t} \qquad (2.6)$$

В данном уравнении демпфирование представлено матрицей вязкого демпфирования [B] и комплексной матрицей жесткости [K]. Использование такой модели демпфирования обусловлено применением прямого решателя (Direct

Frequency Response Analysis). Использование которого, в свою очередь, обусловлено более высокой по сравнению с модальным решателем (Modal Frequency Response Analysis) точностью и незначительным расхождением времени расчета, за счет применения ATV.

Матрица вязкого демпфирования состоит из двух матриц:

$$[\mathrm{B}] = [B^1] + [B^2]$$

где $[B^1]$ – вязкое демпфирование от элементов (CVISC и CDAMPi) и B2GG; $[B^2]$ – вязкое демпфирование от B2PP и передаточных функций.

Основным методом моделирования вязкого демпфирования является ввод данных CVISC и CDAMPi, они создают силы, которые линейно пропорциональны скоростям связанных точек сетки.

B2GG и B2PP – выбираемые матрицы демпфирования при использовании прямого решателя:

Передаточные функции на самом деле являются удобным методом для генерации специальных входных несимметричных матриц. Основное уравнение, определяющее индивидуальный ввод передаточной функции:

$$(B_0 + B_1 p + B_2 p^2)u_d + \sum_i (A_{0i} + A_{1i} p + A_{2i} p^2)u_i = 0$$

Здесь $[u_d]$ - зависимая степень свободы, $[u_i]$ - выбранные входные степени свободы, A и B – коэффициенты, задаваемые пользователем.

Внутри, эти коэффициенты просто добавляются к одной строке в матричном уравнении:

$$[Mp^2 + Bp + K]\{u\} = \{\mathrm{P}\}$$

Комплексная матрица жесткости определяется уравнением:

$$[K] = (1 + iG)[K] + i \sum G_e\,[K_e]$$

где [K] – глобальная матрица жесткости; G – общий коэффициент демпфирования конструкции; $[K_e]$– матрица жесткости элемента; G_e – коэффициент структурного демпфирования элемента.

Поскольку анализ частотной характеристики позволяет использовать комплексные числа, нет необходимости преобразовывать структурное демпфирование в вязкое демпфирование. В одном анализе можно использовать как структурное, так и вязкое демпфирование. Комплексная жесткость автоматически вычисляется и добавляется в уравнение движения.

В анализе частотной характеристики можно определить частотно-зависимые компоненты путем прямого ввода табличных данных динамической жесткости в зависимости от частоты или динамической гибкости в зависимости от частотных данных. Благодаря этой возможности можно использовать данные о динамической жесткости или динамической гибкости, полученные экспериментальным путем, для представления компонента сборки. Динамическая жесткость представляет собой совокупный эффект инерции, демпфирования и жесткости внутри компонента и определяется уравнением:

$$\left[K_{dynamic}\right] = -\omega^2[M] + i\omega[B] + (1 + iG)[K] + i\sum G_e\,[K_e]$$

Матрица динамической гибкости является обратной матрицей динамической жесткости.

Динамическая жесткость выражается в единицах силы на единицу смещения (момента на единицу углового смещения). Однако можно ввести данные динамической жесткости как силу на единицу скорости или силу на единицу ускорения (момент на единицу угловой скорости или момент на единицу углового ускорения).

Динамическая гибкость выражается в перемещении на единицу силы (угловое перемещение на единицу момента). Однако можно ввести данные динамической гибкости как скорость на единицу силы или ускорение на единицу силы (угловая скорость на единицу момента или угловое ускорение на единицу момента).

Вводимые значения динамической жесткости или динамической гибкости должны соответствовать физическим координатам и направлениям точек сетки крепления. После выполнения всех преобразований, в зависимости от исходных данных, вторая матрица получается путем инвертирования.

Важным аспектом анализа частотной характеристики является определение функции нагрузки. При анализе частотной характеристики нагрузка определяется как функция частоты. Нагрузки определяются одинаково независимо от того, используется ли прямой или модальный метод.

Нагрузка в уравнении 2.6 вводится как комплексный вектор, что удобно для математического решения проблемы. С физической точки зрения нагрузка может быть реальной или мнимой, либо и тем, и другим. Та же интерпретация используется для количества откликов.

Чтобы полностью указать динамическую нагрузку, необходимо:

Определить место и направление приложения нагрузки к конструкции. Поскольку эта характеристика определяет местонахождение нагрузки в пространстве, она называется пространственным распределением динамической нагрузки.

Определить изменение частоты нагрузки. Эта характеристика динамической нагрузки отличает ее от статической. Изменение частоты называется временным распределением нагрузки.

Используемый программный продукт позволяет применять множество сложных и похожих по времени нагрузок с минимальным вводом данных с помощью идентификаторов таблиц и наборов идентификаторов. Также можно легко комбинировать простые нагрузки для создания сложных распределений нагрузки, которые различаются как по положению, так и по частоте.

Комплексная динамическая нагрузка:

$$\{P(f)\} = \left\{A[C(f) + iD(f)]e^{i\{\theta - 2\pi f\tau\}}\right\}$$

Динамическая нагрузка по величине и фазе:

$$\{P(f)\} = \left\{AB(f)e^{i\{\varphi(f) + \theta - 2\pi f\tau\}}\right\}$$

Общая прикладываемая динамическая нагрузка:

$$\{P\} = S\sum_{i} S_i\{P_i\}$$

где i – индекс динамической нагрузки (не режима), P_i – динамическая нагрузка i, S_i – масштабный коэффициент для нагрузки i, S – общий масштабный коэффициент, P– общая прикладываемая динамическая нагрузка.

Главное внимание при проведении анализа частотной характеристики - это выбор частоты, с которой будет выполняться решение. Каждая заданная частота дает независимое решение.

Для гармонического движения (которое является основой анализа частотной характеристики) принято гармоническое решение вида:

$$\{x\} = \{u(\omega)\}e^{i\omega t} \tag{2.7}$$

где $\{u(\omega)\}$ – комплексный вектор смещения.

Взяв первую и вторую производные по времени уравнения 2.7, получаем:

$$\begin{aligned} \{\dot{x}\} &= i\omega\{u(\omega)\}e^{i\omega t} \\ \{\ddot{x}\} &= -\omega^2\{u(\omega)\}e^{i\omega t} \end{aligned} \tag{2.8}$$

Подставляя уравнение 2.7 и уравнения 2.8 в уравнение 2.6, получаем:

$$-\omega^2[\mathrm{M}]\{u(\omega)\}e^{i\omega t} + i\omega[\mathrm{B}]\{u(\omega)\}e^{i\omega t} + [\mathrm{K}]\{u(\omega)\}e^{i\omega t} = \{\mathrm{P}(\omega)\}e^{i\omega t} \tag{2.9}$$

После деления на $e^{i\omega t}$, Уравнение 2.9 упрощается:

$$[-\omega^2 M + i\omega B + K]\{u(\omega)\} = \{\mathrm{P}(\omega)\} \tag{2.10}$$

Частотная характеристика получается путем решения уравнения 2.10 для $\{u(\omega)\}$ при различных частотах воздействия, ω.

2.5 Выводы по главе

Изложенное выше, позволяет как при аналитическом, так и при экспериментальном подходах, а так же их совокупности определить модальные характеристики динамической системы, в том числе вклад (значимость) отдельных форм колебаний при известном (заданном) возмущении, и дополняется

учетом возмущений, возникающих вследствие проявления нелинейных свойств динамических систем и выражающихся в возникновении супер- и субгармонических составляющих.

Такими свойствами обладают масляные насосы и гидротрансформаторы при вспенивании рабочей жидкости, нелинейная жесткость в зацеплении эвольвентных поверхностей зубьев колес и т.д. Дополнительное возмущение, вызванное нелинейностью систем, формализуется в виде ряда Фурье. При этом рассматриваются не только основная частота, но и кратные ей. Например, при исследовании возмущений, формируемых трудно формализуемыми газогидродинамическими процессами при вспенивании рабочей жидкости в масляных насосах, учитывается не только гармоника основного порядка (15-го для насоса АКП трансмиссии), но и кратные ей – 30-я, 45-я, 60-я, 75-я и 90-я. Известно про аналогичные проявления гидродинамических эффектов в других трансмиссиях. В связи со сложностью доработки насоса – необходимость изменения шестеренной системы, при сохранении характеристик и габаритных размеров, данный вопрос остается вне данной диссертационной работы, но были сформулированы рекомендации и предложения для решения данной проблемы. Дополнительные составляющие возмущения могут определяться одним из известных в механике методов, например гармонической линеаризации, гармонического баланса и др. Прогресс в развитии программно-аппаратного обеспечения позволяет исследовать процессы в нелинейных системах на новом уровне. Например, формирование гармонических составляющих сил взаимодействия зубчатых колес определять непосредственным решением контактной задачи упругого взаимодействия. Развитие расчетно-экспериментального метода исследования динамической и виброакустической нагруженности в трансмиссии позволяет определить не только модальные характеристики процесса, но и оценить его устойчивость.

Существенным недостатком проведенных экспериментальных работ, является отсутствие предварительного конечно-элементного анализа корпусных

деталей с целью определения рекомендуемых точек удара молотком для модальных испытаний и установки датчиков. Для обеспечения высокого значения корреляции экспериментальных и расчетных данных, рекомендуется планирование эксперимента, посредством выполнения конечно-элементного анализа для выбора оптимального положения датчиков (гарантирует фиксацию и легкую различимость нужных форм колебаний) и точек возбуждения конструкции (гарантирует, что все представляющие интерес формы колебаний будут возбуждены).

В соответствии с основными этапами, обозначенными в начале главы, был выполнен расчет модальных характеристик составных частей АКП трансмиссии и верифицированной АКП трансмиссии в сборе; вычислены динамические нагрузки, возбуждающие корпус АКП трансмиссии; определены виброакустические параметры АКП трансмиссии.

Глава 3 Программа и методика экспериментальных исследований

Комплекс экспериментальных работ выполнялся в соответствии с разработанными методиками испытаний.

Укрупненно последовательность работ состояла из следующих этапов:

– автономные модальные испытания корпусных деталей АКП трансмиссии [32];

– модальные испытания на стенде АКП трансмиссии в сборе (без вращения валов);

– динамические виброакустические испытания АКП трансмиссии на стенде при различных передачах и моментах сопротивления (с вращениями валов) [43, 67];

– обработка данных, анализ результатов и составление отчета.

3.1 Программа и методика определения вибрационных параметров АКП трансмиссии

Объектом испытаний является опытный образец АКП трансмиссии.

Целью испытаний является экспериментальное определение модальных характеристик (собственных форм колебаний, собственных частот колебаний и коэффициентов модального демпфирования) отдельных деталей конструкции АКП трансмиссии и корпуса АКП трансмиссии в сборе.

Испытания проводятся в лабораторных условиях, климатические факторы внешней среды в соответствии с ГОСТ 15150-69.

При проведении испытаний измеряются амплитуды, частоты и формы колебаний деталей АКП трансмиссии и корпуса АКП трансмиссии в сборе

При проведении экспериментальных исследований используются:

- ноутбук с программным обеспечением для управления регистрацией данных;

- портативный анализатор спектра Scadas Mobile SCM05;
- комплект модальных молотков;
- датчики-акселерометры – 2-3 шт. для работы с молотком;
- кабели для акселерометров – 3 шт. длиной до 10 м;
- программное обеспечение Siemens Simcenter Testlab.

Сбор данных выполняется при возбуждении объекта испытаний по реакции датчиков виброускорений, установленных на поверхности исследуемых деталей корпуса АКП трансмиссии при нанесении ударов модальным молотком.

Корпусные детали вывешиваются на резиновых (пружинных) амортизаторах. На поверхности деталей крепится клеем или воском 1-2 трехкомпонентных датчика виброускорений, наносятся маркером узлы, в которых в дальнейшем будет возбуждаться модальным молотком конструкция. Далее акселерометры и канал силы молотка подключаются к анализатору спектра, в специализированном программном обеспечении строится трехмерная геометрия ранее размеченных узлов по их измеренным координатам.

После завершения этапа подготовки проводится настройка системы измерения и начинается непосредственно сбор данных. Оператор, работающий с молотком, наносит им по каждому узлу серию ударов, каждый из которых контролируется программным обеспечением и автоматически обрабатывается программой. Оператор, работающий с программным обеспечением, управляет программой, контролирует данные и корректирует действия оператора, работающего с молотком.

По окончании серии повторных ударов программа для текущего узла собирает следующие функции: усредненный спектр удара, функции когерентности, усредненные спектры отклика конструкции и передаточную функцию между откликом и возбуждающей силой. Если данные по текущему узлу удовлетворительны, то оператор переходит к возбуждению следующего узла, если нет, то возбуждение данного узла должно быть повторено.

Минимальное количество ударов по каждому узлу – 5, но рекомендуется больше, чтобы снизить влияние субъективных факторов и повысить соотношение «сигнал-шум». После окончания сбора данных по всем узлам проводится анализ достаточности и корректности собранных передаточных функций. При необходимости отдельные узлы должны быть возбуждены повторно. На этом процедура сбора передаточных функций с помощью молотка заканчивается.

После сбора данных с деталей, проводится модальный анализ корпуса АКП трансмиссии в сборе. В данном случае модальный анализ осуществляется при рабочем закрепление АКП трансмиссии на станине стенда, как это происходит при штатной эксплуатации, и без вращения валов. Возбуждение конструкции, как и в предыдущем случае так же осуществляется с помощью модального молотка, но используется геометрическая модель с меньшим количеством узлов. Часть узлов из-за имеющейся стендовой обвязки оказалась недоступной для возбуждения, поэтому эти отдельные узлы не возбуждались и были исключены из модели. Граничные условия по закреплению также отличались от стадии автономных модальных испытаний. В этом случае АКП трансмиссии не «обезвешивалась» и ее раскрепление было выполнено с жесткими связями. Анализ полученного массива данных при формировании передаточных функций осуществляется в последовательности, приведенной выше.

Далее в программном обеспечении Siemens Simcenter Testlab на основе полученных передаточных функций определяются экспериментальные модальные характеристики деталей и корпуса АКП трансмиссии в сборе: частоты мод, коэффициенты демпфирования и формы колебаний. Общий вид составных частей АКП трансмиссии с нанесенными узлами геометрии приведен на рисунках 3.1 – 3.6. Пример визуализации формы колебаний крышки сцепления приведен на рисунке 3.7.

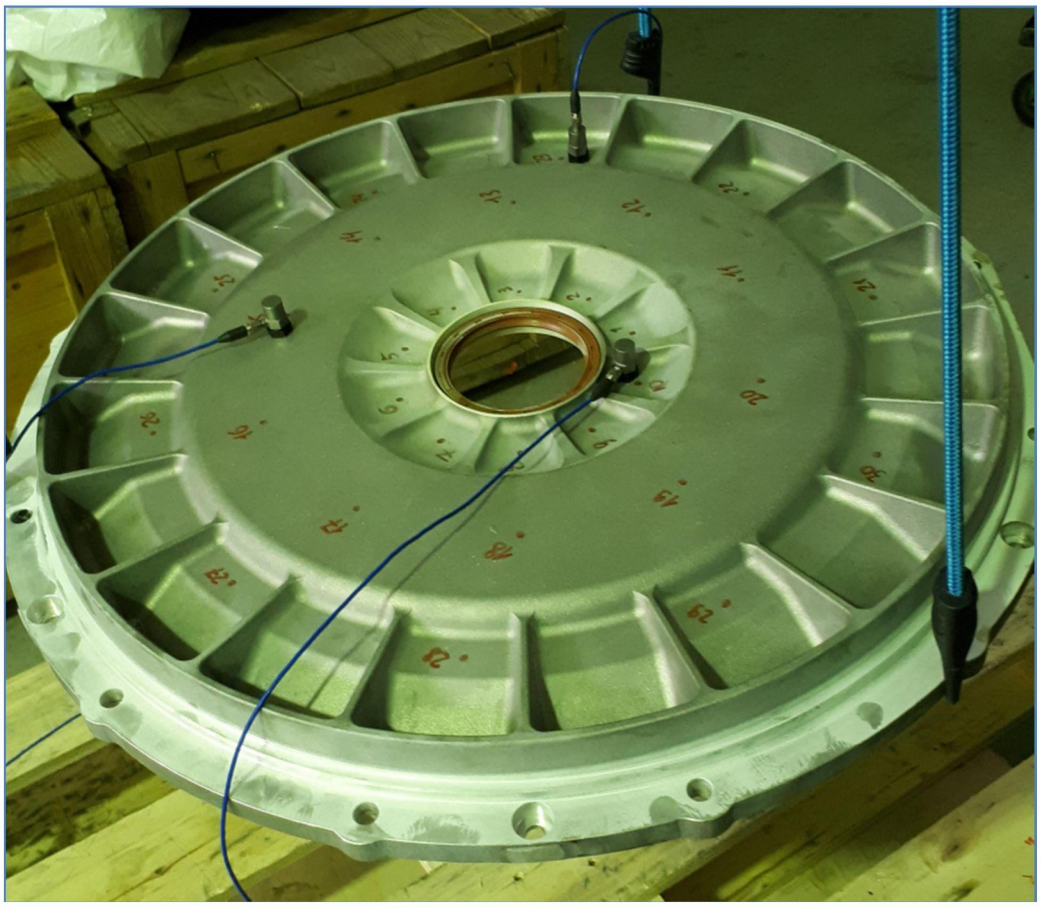


Рисунок 3.1 – Общий вид крышки сцепления

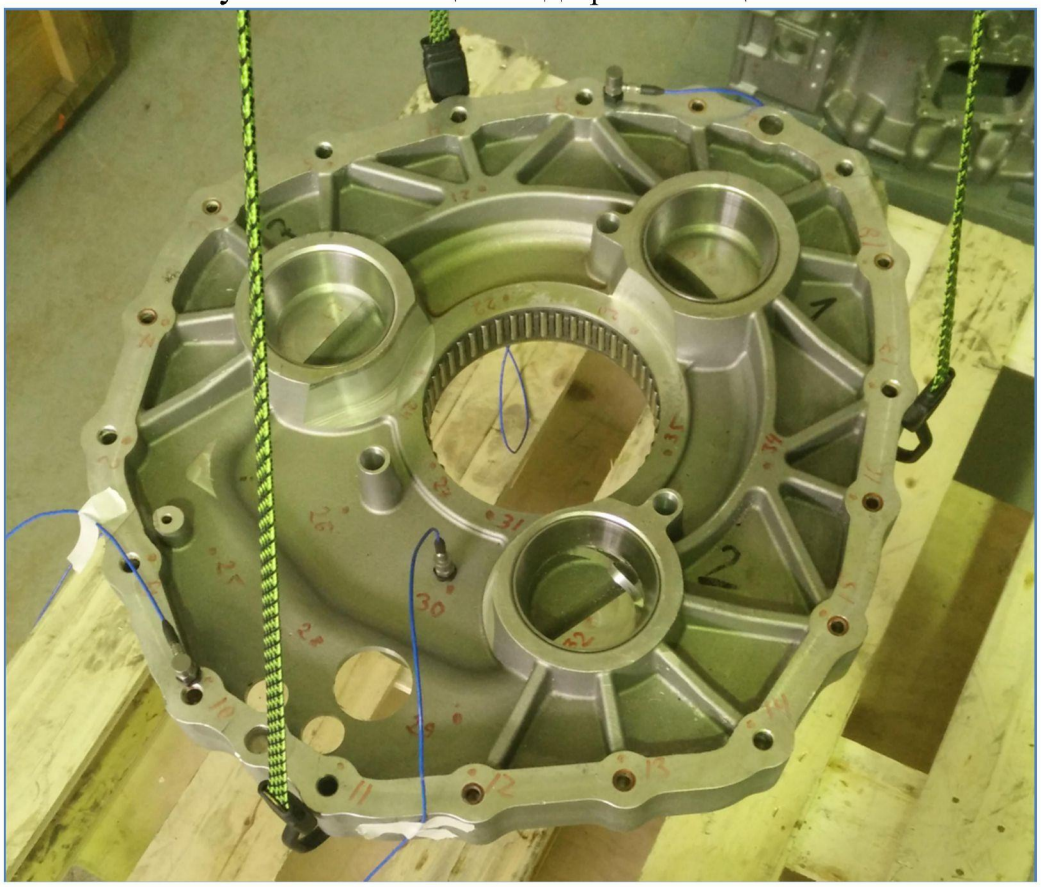


Рисунок 3.2 – Общий вид проставки

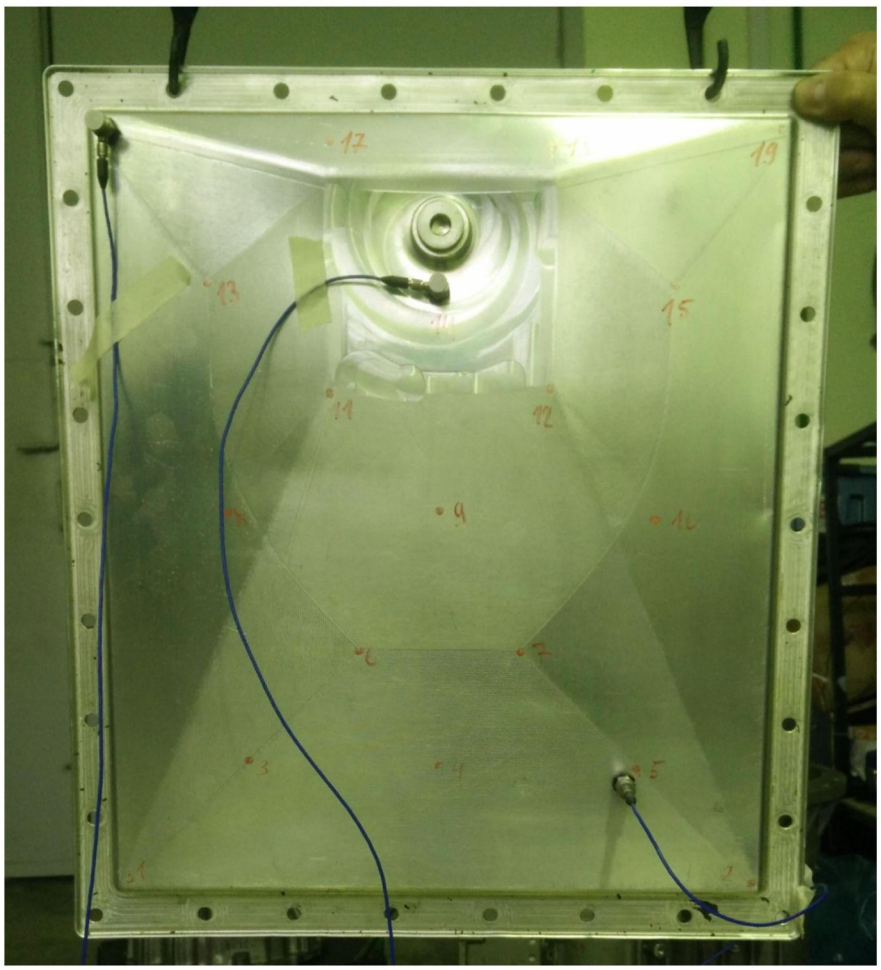


Рисунок 3.3 – Общий вид поддона

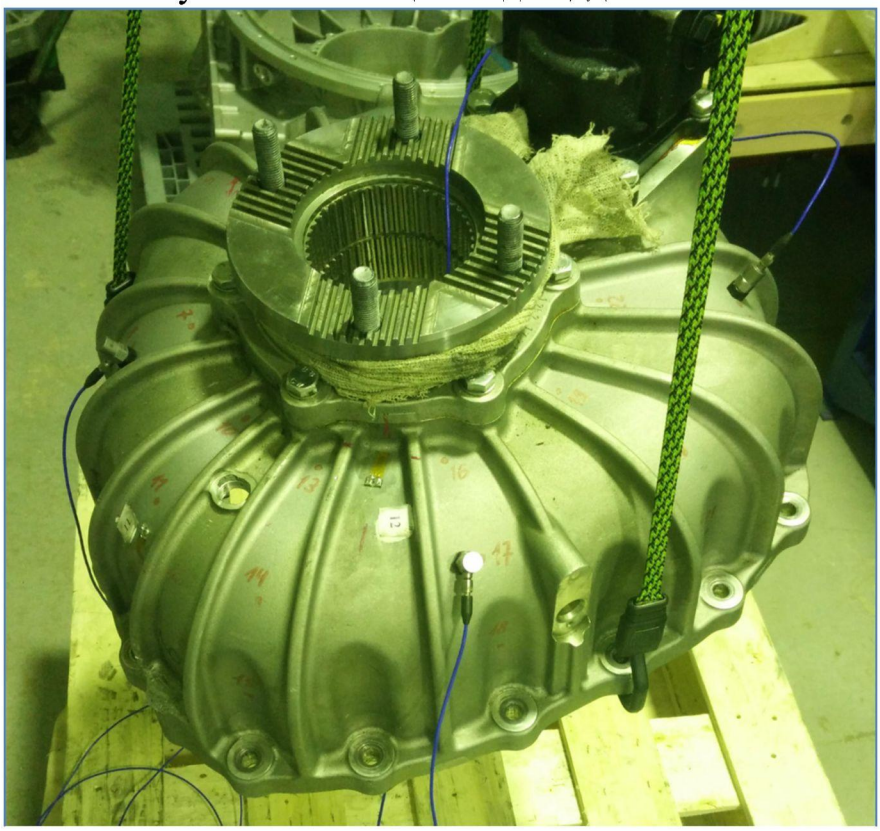


Рисунок 3.4 – Общий вид крышки демультипликатора

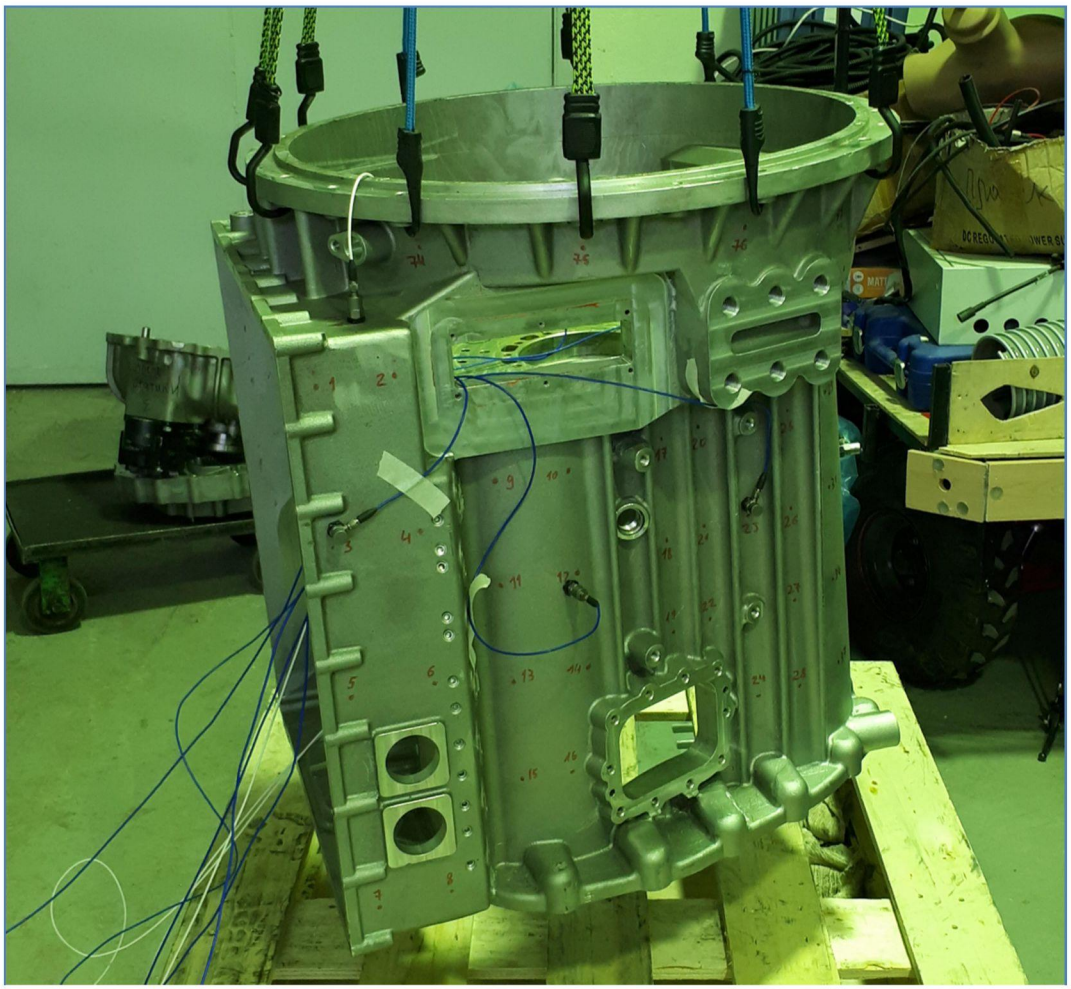


Рисунок 3.5 – Общий вид картера

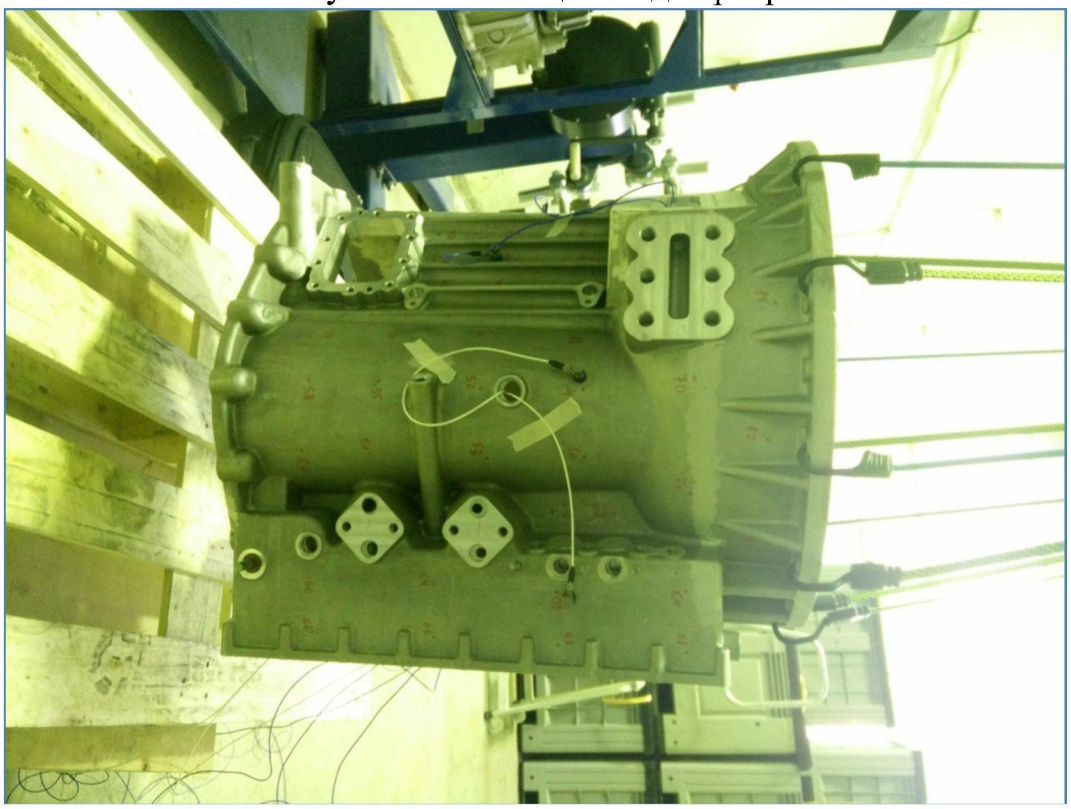


Рисунок 3.6 – Общий вид картера (обратная сторона)

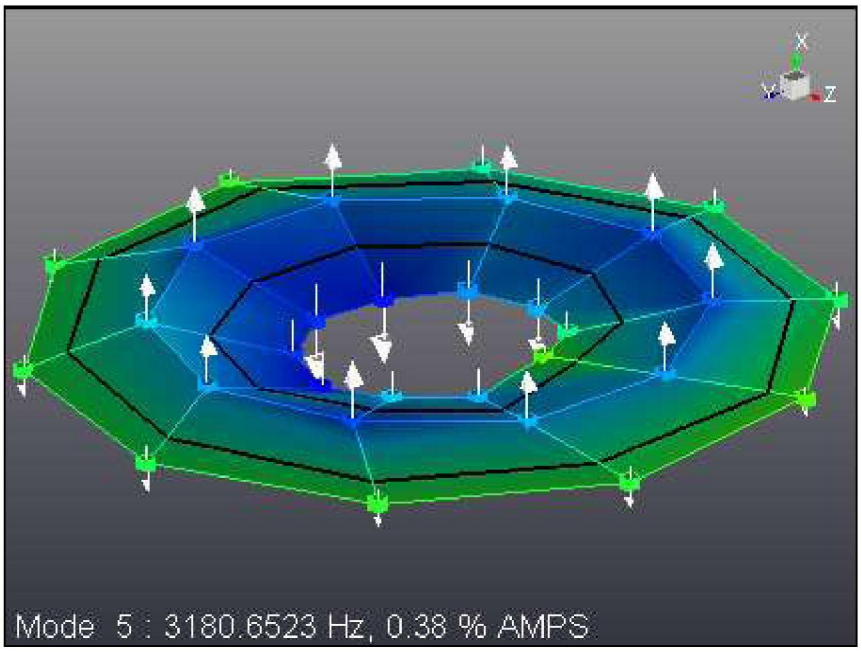


Рисунок 3.7 – Визуализации формы колебаний крышки сцепления на частоте 3180 Гц

3.2 Программа и методика определения вибраций корпусных деталей АКП трансмиссии

Объектом испытаний является опытный образец АКП трансмиссии.

Целью испытаний является экспериментальное определение вибраций АКП трансмиссии.

Испытания проводятся в лабораторных условиях на стенде, климатические факторы внешней среды в соответствии с ГОСТ 15150-69.

При проведении испытаний измеряются вибрации картера (пиковые значения амплитуд, СКЗ, амплитудно-частотные характеристики и др.), частоты вращения ведущих валов и моменты на валах.

При проведении экспериментальных исследований используются:

- ноутбук с программным обеспечением для управления регистрацией данных;

- портативные анализаторы спектра Scadas Mobile SCM05 и Scadas XS;

- комплект акселерометров по числу точек измерения (типа PCB Piezotronics 356A16, 352C34, 352C04, 352C03, 352C33 с чувствительностью от 10 до 100 мВ/g);

- комплект кабельных узлов.

- программное обеспечение Siemens Simcenter Testlab.

Перед началом испытаний проводится проверка функционирования стенда и измерительной аппаратуры. Измерение и регистрация служебных параметров, необходимых для управления стендом и АКП трансмиссии, общее управление режимами нагружения при испытании осуществлялось штатной системой управления стенда. Управление системами регистрации осуществлялось оператором систем измерения.

Испытания проводятся на установившихся режимах при разгоне трансмиссии от 600 до 2200 об/мин с шагом 200 об/мин при нагрузке, соответствующей тягово-динамической характеристике автомобиля с учетом номера включенной передачи (на каждой передаче).

По командам оператора система управления включает заданную передачу в АКП трансмиссии, выводит частоту вращения входного вала на необходимый уровень, задает входной момент нагружения трансмиссии. При достижении заданного установившегося скоростного режима осуществляется регистрация виброускорений, частоты вращения входного вала и моментов нагружения длительностью 10 с. В дальнейшем данная операция повторяется для следующих установившихся режимов.

Для построения порядковых диаграмм при нейтрали в трансмиссии осуществляется плавный разгон входного вала от 600 до 2200 об/мин и обратно при одновременной регистрации виброускорений, частоты вращения входного вала и момента сопротивления, формируемого потерями при вращении деталей трансмиссии.

3.3 Программа и методика определения акустических характеристик АКП трансмиссии

Объектом испытаний является опытный образец АКП трансмиссии.

Целью испытаний является экспериментальное определение уровней звука, уровней звукового давления (УЗД), акустически активных зон во всем диапазоне передач без нагрузки и под нагрузкой АКП трансмиссии.

Испытания проводятся в лабораторных условиях на стенде, климатические факторы внешней среды в соответствии с ГОСТ 15150-69.

При проведении испытаний измеряются уровень акустического давления и расположение акустически активных зон.

При проведении экспериментальных исследований используются:

- ноутбук с программным обеспечением для управления регистрацией данных;
- регистратор виброакустических сигналов LMS SCADAS SCR05;
- акустическая решетка MicrodB с камерой LMS HD Acoustic Camera с кабельной сетью для подключения к анализатору спектра;
- комплект кабельных узлов.
- программное обеспечение Siemens Simcenter Testlab.

Коробка передач устанавливается на стенде, приводится в рабочее состояние, то есть обеспечивается штатное нагружение в рабочем диапазоне частот вращения и моментов сопротивления. Акустическая решетка устанавливается на треногу и размещается на некотором, фиксируемом, расстоянии от коробки передач (рисунок 3.8). Кабели, идущие от микрофонов, соединяются с входными разъемами измерительного комплекса, после чего акустическая решетка проверяется на соответствие адресов микрофонов и работоспособность. Настраивается специализированное программное обеспечение Simcenter Testlab. С помощью встроенной веб-камеры и вида

изображения коробки передач, акустическая решетка перемещается таким образом, чтобы вся коробка помещалась в окне изображения;

Проводится проверка функционирования стенда и измерительной аппаратуры;

Управление стендом и регистрирующей аппаратурой осуществляется оператором дистанционно;

После настройки местоположения решетки выполняются три программных шага по сбору данных, для которых есть соответствующие окна в программном обеспечение Simcenter Testlab:

- настройка, при которой задаются или автоматически определяются необходимые начальные параметры, такие, как например, расстояние от веб-камеры до коробки передач, полоса частот, длина микрофона и др.;

- измерение, при котором вначале проводится предварительная оценка локализации уровней акустического поля, а затем принимается решение о начале записи данных;

- обработка и регистрация результатов, при которой записанные данные обрабатываются, полученные значения полей совмещаются с изображением и сохраняются на жестком диске.

Испытания выполняются на установившихся режимах при разгоне трансмиссии от 600 до 2200 об/мин с шагом 200 об/мин при нагрузке, соответствующей тягово-динамической характеристике автомобиля с учетом номера включенной передачи (на каждой передаче).

После окончания сбора данных для каждого уровня (режима) проводится анализ на предмет их достаточности и корректности, после чего выполняются измерения на следующем уровне.

3.4 Описание экспериментальной стендовой установки для определения вибраций корпусных деталей и акустических характеристик АКП трансмиссии

Экспериментальная установка включает в себя: электропривод, который создает крутящий момент на входном валу, собственно АКП трансмиссии, установленную на опоре выходного вала, соединенного с раздаточной коробкой, передающей вращение на левый и правый выходные валы и которые в свою очередь соединяются с устройствами создания момента сопротивления. Кроме того, в состав установки входит три независимых системы измерения, а также система управления установкой в целом.

Управление установкой осуществляется оператором с автоматизированного рабочего места с соответствующим программным обеспечением. Ниже, на рисунке 3.8 показан общий вид экспериментальной установки.

По командам оператора система управления переключает АКП трансмиссии на заданную передачу, выводит частоту вращения на необходимый уровень, задает выходной момент сопротивления и поддерживает установившийся режим работы. После этого включается регистрация виброускорений, сигналов с микрофонов акустической решетки, частот вращения и моментов сопротивления. Далее в течение определенного времени проводится запись сигналов на жесткий диск компьютеров систем измерения с отображением информации на мониторах. После окончания записи регистрация выключается, частота вращения увеличиваются до заданного уровня, стабилизируются, после чего снова производится запись сигналов на установившемся режиме по частоте вращения. Кроме того, на каждой передаче, за исключением 7-й, 8-й и 9-й передач, проводится режим плавного разгона и торможения по частотам вращения от 600 об/мин до 2200 об/мин для получения данных по построению порядковых спектров.

После прохождения отработки всех рассматриваемых частот вращения на одной и той же передаче они снижаются, АКП трансмиссии переходит в холостой режим, переключается на другую передачу и процесс испытания на другой передаче со всеми рассматриваемыми частотами вращения повторяется. На самых высоких передачах момент сопротивления позволяет реализовать частоту вращения входного вала не выше 1000 об/мин.

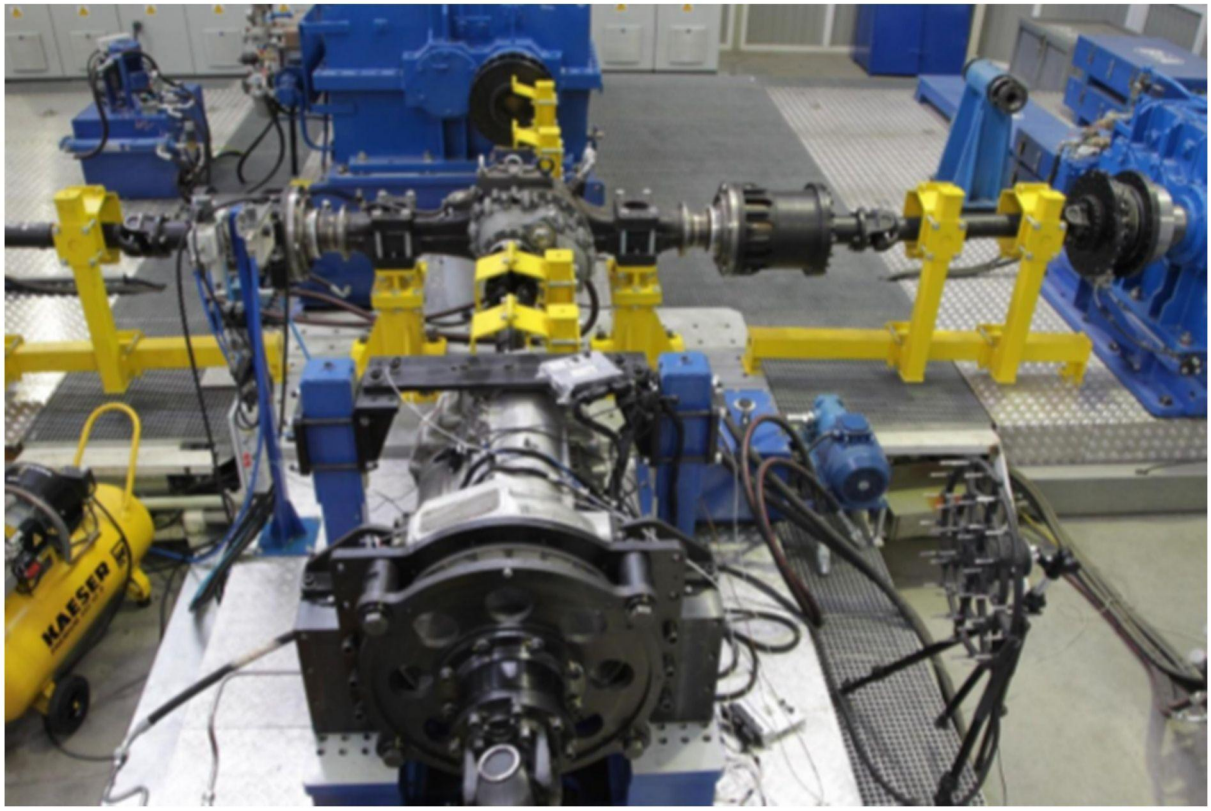


Рисунок 3.8 – Общий вид экспериментальной установки

С правой стороны рядом с АКП трансмиссии видна акустическая решетка с 36 микрофонами. Вверху справа – левый выходной вал, соединенный с устройством задания момента сопротивления. Слева вверху виден правый выходной вал. Между ними установлена раздаточная коробка.

3.5 Системы измерения основных параметров при проведении испытаний

В процессе проведения испытаний АКП трансмиссии на стенде используются одновременно три независимых системы измерения, что вносит определенные проблемы в процесс обработки сигналов. Дело в том, что каждая из этих систем записывает параметры в собственной системе единого времени, без точной синхронизации их времен между собой. При этом две из них необходимо было обязательно синхронизировать, поскольку дальше предполагается совместная обработка этих данных. Такая синхронизация была проведена.

Первая система измерения – это система на базе ноутбука, программного обеспечения Siemens Simcenter Testlab и крейт-контроллера Scadas Mobile SCM05 [13]. На данную 16 канальную систему в процессе испытаний регистрируются только сигналы с акселерометров, установленных на корпусе АКП трансмиссии.

Вторая система – это система на базе другого ноутбука, программного обеспечения Siemens Testxpress и крейт-контроллера Scadas XS [14]. На эту систему регистрируются только моменты сопротивления и частоты вращения четырех валов: входного, выходного, правого и левого.

Третья система на базе ноутбука, программного обеспечения Siemens Testlab, крейт-контроллера Scadas Mobile SCM05 и акустической решетки MicrodB с камерой LMS HD Acoustic Camera с 36 микрофонами. Эта система измеряет, рассчитывает и визуализирует поля акустического давления (шума) со стороны АКП трансмиссии во время стендовых испытаний.

Общее управление режимами настройки и управления стендом для испытаний АКП трансмиссии осуществляется штатной системой управления, которая выполняет следующие задачи:

- предварительное задание режимов работы по входной частоте вращения;
- управление АКП трансмиссии в части касающейся выбора передач;
- задание момента сопротивления на выходном валу АКП трансмиссии;

- запуск и поддержание заданных режимов работы АКП трансмиссии по входной частоте вращения и моменту сопротивления;
- обеспечение безопасности испытаний;
- измерение и регистрация служебных параметров, необходимых для управления стендом и АКП трансмиссии.

Система измерения на базе Scadas Mobile SCM05 выполняет регистрацию данных с частотой дискретизации 16384 Гц, обеспечивает ICP-питание акселерометров и записывает как сырые временные сигналы, так и спектральные функции на жесткий диск. Процесс регистрации и расчета спектральных функций (спектры, АЧХ) производится в реальном масштабе времени, без каких-либо задержек. При этом оператор может визуально наблюдать эти сигналы и функции на экране ноутбука в соответствующих заранее подготовленных окнах-графиках.

3.6 Методика обработки результатов испытаний

Модальные испытания проводятся с помощью возбуждения деталей модальным молотком. Условия закрепления деталей, как уже указывалось выше – свободные, с обезвешиванием с помощью резиновых амортизаторов. Перед началом работы с каждой корпусной деталью она размечается маркером с указанием номеров узлов возбуждения. Испытания проводятся с 5 корпусными деталями: картер, крышка сцепления, крышка демультипликатора, проставка и поддон. Для сбора данных используется программно-аппаратный комплекс Scadas Mobile SCM05 с программным обеспечением Simcenter Testlab в приложении Impact Testing [11]. Обработка собранных АЧХ и расчет модальных характеристик производятся с помощью приложения Simcenter Testlab Modal Analysis [12] совместно с опцией PolyMAX и автоматическим определением полюсов (корней) уравнений.

Каждая корпусная деталь имеет разное количество точек возбуждения, в зависимости от степени ее сложности. При возбуждении модальным молотком

для каждой точки используется 6 повторных ударов. В процессе настройки программы сбора данных последовательно настраиваются уровень триггерного срабатывания для старта записи сигналов, диапазоны измерения силы удара молотка и откликов на опорных акселерометрах. Кроме того, в случае неполного затухания сигналов откликов после ударного возбуждения в пределах временного окна автоматически уточняется необходимый уровень коррекции амплитуды таким образом, чтобы сигнал к концу временного окна полностью затухал. Для сигналов откликов используется экспоненциальное окно, а для датчика силы (опорного сигнала) – силовое окно (Force).

Программное обеспечение Simcenter Impact Testing в процессе сбора данных автоматически отбраковывет двойные удары и удары, уровень которых выше диапазона, т.е. удары с перегрузкой. Воспроизводимость (одинаковость) ударных импульсов контролируется визуально оператором по функции когерентности, которая рассчитывается в реальном масштабе времени после каждого возбуждающего импульса. После выполнения запланированной серии ударов по конкретному узлу осредненное значение АЧХ, функция когерентности, спектральная плотность мощности опорного канала и всех откликов на акселерометрах записываются на жесткий диск в отдельную папку. Такая информация записывается в процессе испытаний по каждому возбуждаемому узлу.

В качестве основного метода обработки измеренных АЧХ для получения модальных характеристик применяется метод PolyMAX. PolyMAX – это один из алгоритмов расчета модальных параметров, используемых в программном обеспечении LMS Testlab Modal Analysis. Этот алгоритм является наиболее эффективным из применяемых методов и представляет собой относительно новую разработку Siemens PLM (LMS). Testlab PolyMAX – инструмент для точной идентификации стабильных полюсов (мод, но еще без вычисленного вектора колебаний) на стабилизационной диаграмме. Он позволяет более точно выделять близко расположенные моды, фильтровать математические полюсы и

хорошо справляться с нелинейными конструкциями. Стабилизационная диаграмма PolyMAX, с помощью которой рассчитываются полюсы (корни уравнений) имеет более «чистый» и ясный вид по сравнению с обычной диаграммой стабилизации. В отличие от других методов PolyMAX использует многоопорный (полиреферентный) комплексный метод наименьших квадратов в частотной области.

В качестве исходных данных в методе PolyMAX также используются амплитудно-частотные характеристики (АЧХ), но представление измеренных АЧХ в этом методе принято в так называемой правой части матрицы модели (rightmatrix-fraction model):

$$[H(\omega)] = \sum_{r=0}^{p} z^r [\beta_r] \cdot \left(\sum_{r=0}^{p} z^r [\alpha_r] \right)^{-1} \tag{3.1}$$

где: $[H(\omega)] \in C^{l \times m}$ – матрица, содержащая АЧХ между всеми m входами и всеми l выходами;

$[\beta_r] \in C^{l \times m}$ – матрица числителей полиномиальных коэффициентов;

$[\alpha_r] \in C^{m \times m}$ – матрица знаменателей полиномиальных коэффициентов;

p – порядок модели.

В матричном уравнении 3.1 используется так называемая модель в z-области (то есть модель в частотной области, которая выведена из дискретной временной модели):

$$z = e^{j\omega \Delta f} \tag{3.2}$$

где Δf – интервал дискретизации по времени.

Уравнение 3.2 может быть записано для всех значений частотной оси данных АЧХ. Далее, решение методом наименьших квадратов этих уравнений (после линеаризации), позволяет найти, в основном, неизвестные коэффициенты модели. Программное обеспечение Simcenter Testlab позволяет находить полюсы в автоматическом режиме с использованием опции автоматического выбора полюсов, что сильно облегчает задачу выполнения модального анализа.

По результатам модального анализа по каждой детали АКП трансмиссии и АКП трансмиссии в сборе создаются итоговые таблицы, в которых представлены формы колебаний, частоты собственных форм и коэффициенты демпфирования. В процессе анализа некоторые полученные расчетом собственные формы могут быть с помощью специальных параметров отброшены, как не существующие.

3.6 Выводы по главе

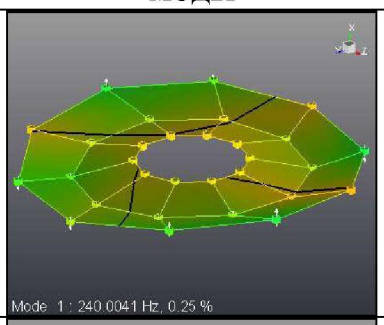
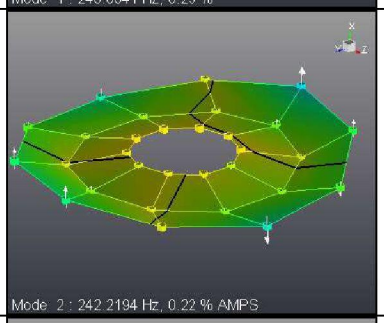
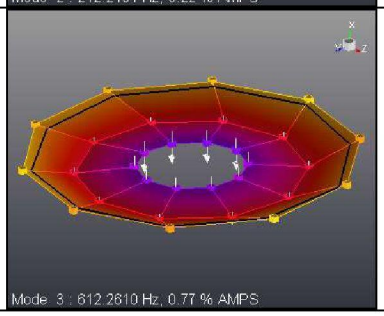
В данной главе приведены программы и методики определения вибрационных параметров АКП трансмиссии, вибраций корпусных деталей АКП трансмиссии, акустических характеристик АКП трансмиссии; описана экспериментальная стендовая установка для определения вибраций корпусных деталей и акустических характеристик АКП трансмиссии; представлена методика обработки результатов модальных испытаний.

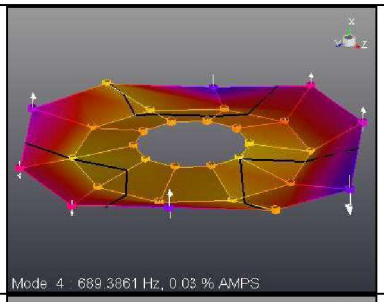
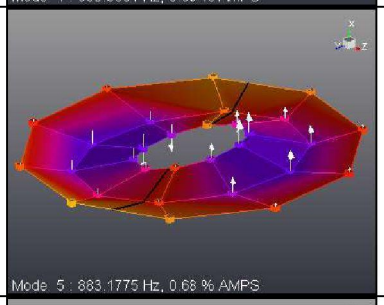
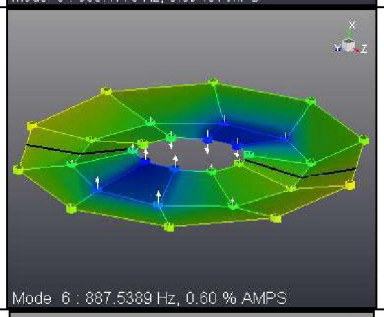
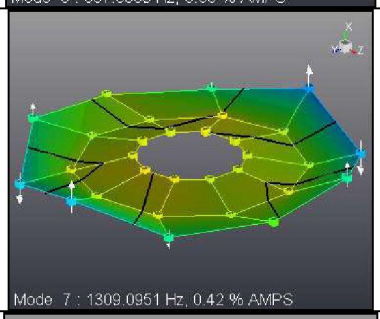
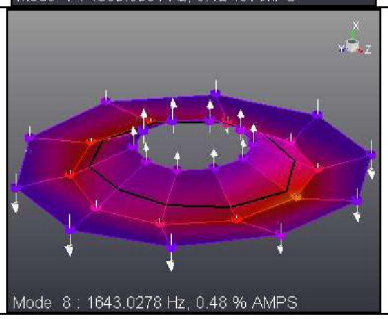
Глава 4 Анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований. Оценка адекватности модели.

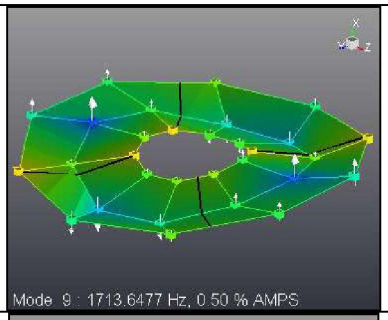
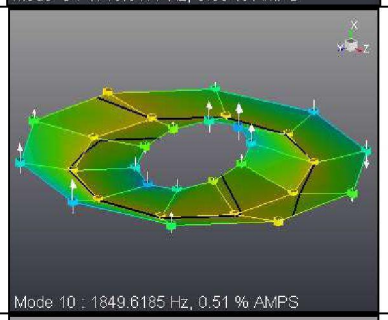
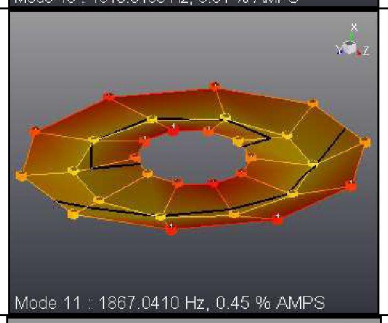
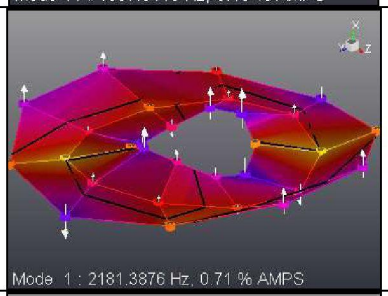
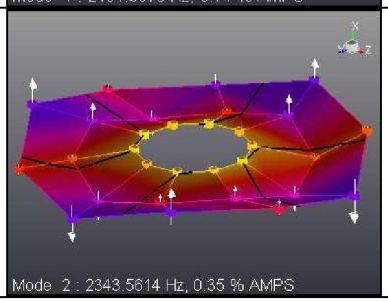
4.1 Результаты экспериментального модального анализа

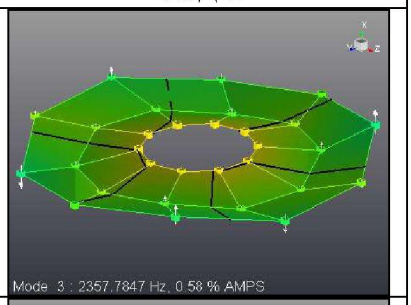
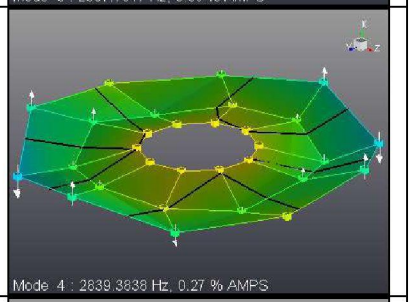
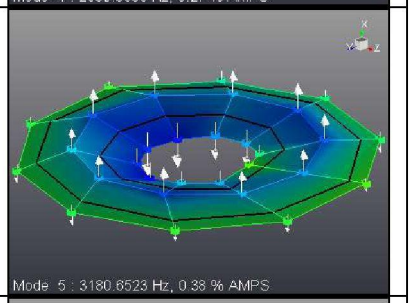
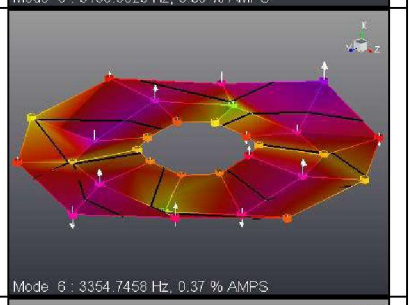
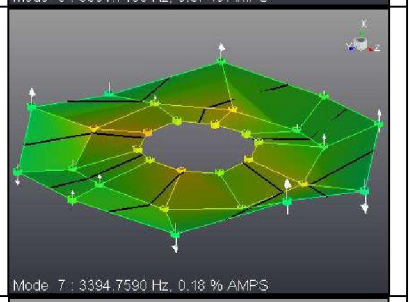
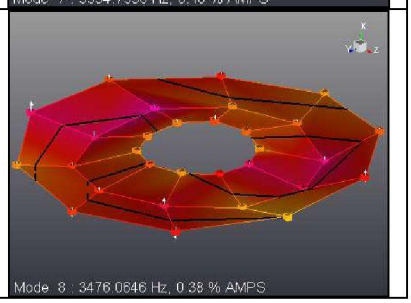
В таблице 4.1 показаны результаты расчета модальных характеристик крышки сцепления. Таблица состоит из четырех столбцов: номера моды, частоты моды, коэффициента демпфирования и собственно формы колебаний моды. Результаты расчета модальных характеристик остальных составных частей АКП трансмиссии и АКП трансмиссии в сборе приведены в Приложении Б.

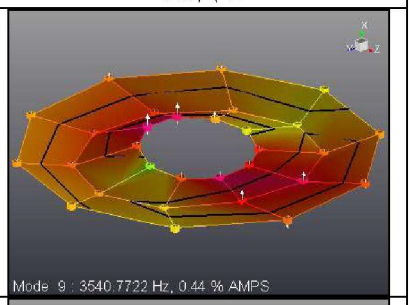
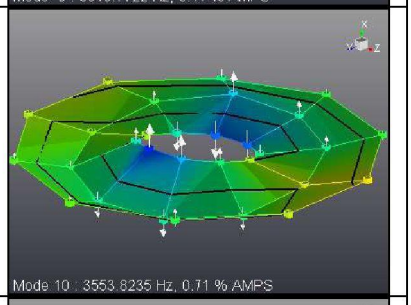
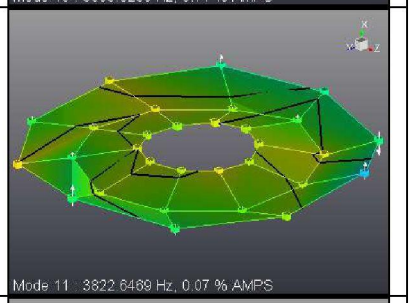
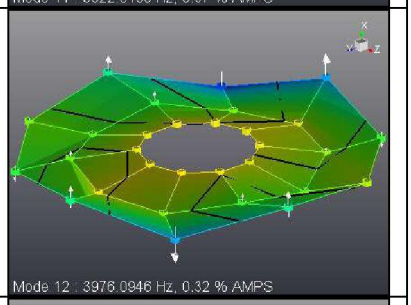
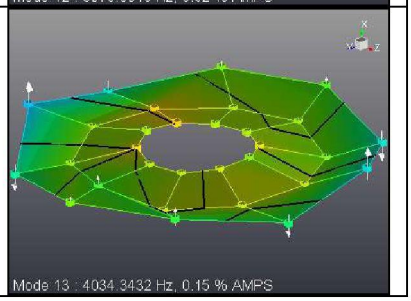
Таблица 4.1 – Моды крышки сцепления

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
1	240,0	0,25	
2	242,2	0,22	
3	612,3	0,77	

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
4	689,4	0,03	
5	883,2	0,68	
6	887,5	0,60	
7	1309,1	0,42	
8	1643,0	0,48	

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
9	1713,6	0,50	
10	1849,6	0,51	
11	1867,0	0,45	
12	2181	0,71	
13	2343	0,35	

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
14	2357	0,58	
15	2839	0,27	
16	3180	0,38	
17	3354	0,37	
18	3394	0,18	
19	3476	0,38	

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
20	3540	0,44	
21	3553	0,71	
22	3822	0,07	
23	3976	0,32	
24	4034	0,15	

Коэффициенты демпфирования АКП трансмиссии в сборе (Приложение Б), полученные экспериментально, впоследствии использовались при выполнении виброакустического моделирования.

4.2 Результаты испытаний по определению вибраций корпусных деталей АКП трансмиссии

Испытания проводились на различных передачах АКП трансмиссии. В этой и следующей подглаве будут приводиться результаты только для 1-ой передачи. Остальные результаты приведены в Приложениях В и Г.

Ниже приведены результаты обработки данных по вибрациям АКП трансмиссии в отдельных узлах геометрической модели. Эти результаты по каждой передаче разбиты на две группы: в первой группе приводятся спектры по каждому узлу в формате цветовой карты в зависимости от величины частоты вращения (при определенном уровне загрузки трансмиссии), во второй группе приводятся данные по изменению порядковых спектров в зависимости от частоты вращения (на режиме нейтрали в трансмиссии). Формат этих графиков также имеет вид цветовых карт, сгруппированных в один большой макет. Для каждого графика, входящего в группу, показаны изменение ускорений вдоль порядка с максимальным уровнем вибрации. Наименования узлов геометрической модели АКП трансмиссии, в которых на испытаниях были размещены акселерометры, совпадают с названиями узлов, использованных для модальных испытаний.

Графики первой группы по терминологии программного обеспечения Testlab называются графиком типа «Function-Map». Каждый из этих графиков по сути является набором из нескольких графиков-цветовых карт (Colormap). По оси X этих графиков отложена частота, по вертикали графики разбиты на подграфики по частоте вращения, а цвет моделирует амплитуду виброускорения на конкретной частоте. Цветовая шкала имеет градацию от синего (минимальная амплитуда) цвета к красному (максимальная амплитуда), то есть, чем выше амплитуда, тем краснее цвет. В результате очень наглядно на графике видна динамика изменения амплитуды вибрации по мере увеличения частоты вращения.

Для более полной видимости изменений в амплитуде ее цветовая шкала показана в формате децибел, это дало возможность увидеть даже небольшие

уровни виброускорений. На каждом рисунке показаны спектры от одного и того же акселерометра, находящегося в рассматриваемом узле, но при разных установившихся уровнях частоты вращения. Таким образом, каждый комплексный график дает представление о спектральном составе виброускорения текущего акселерометра на разных уровнях частоты вращения на одной и той же передаче. С левой стороны каждого подграфика написан тип функции: Spectrum (спектр), название узла модели и частота вращения, для которых получена данная цветовая карта. Желтые линии обозначают частоты со средним уровнем вибрации, синие – с минимальным уровнем. Максимальные уровни, показаны красным цветом. На рисунках 4.1 – 4.11 – показаны графики для 1-ой передачи по всем узлам, где во время испытаний находились акселерометры.

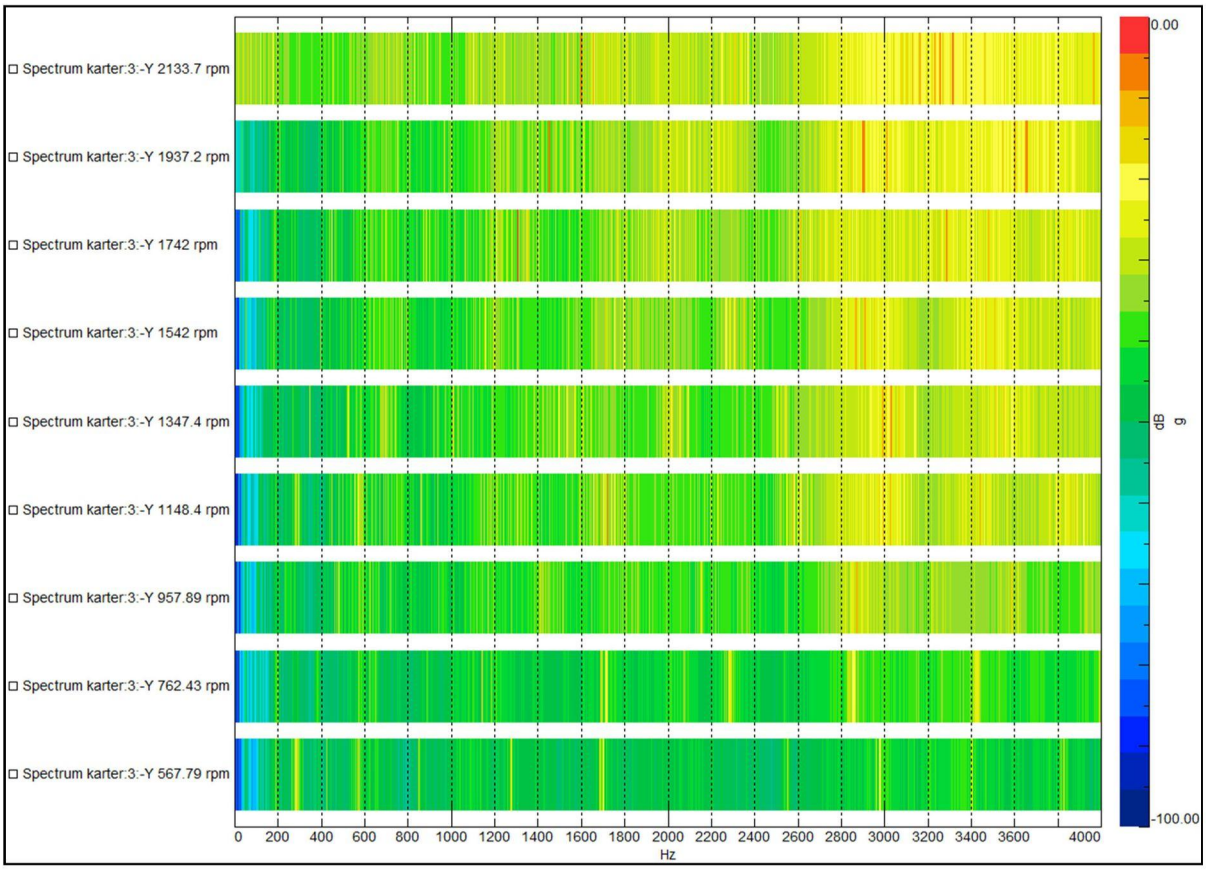


Рисунок 4.1 – Изменение спектра узла karter:3 в зависимости от частоты вращения

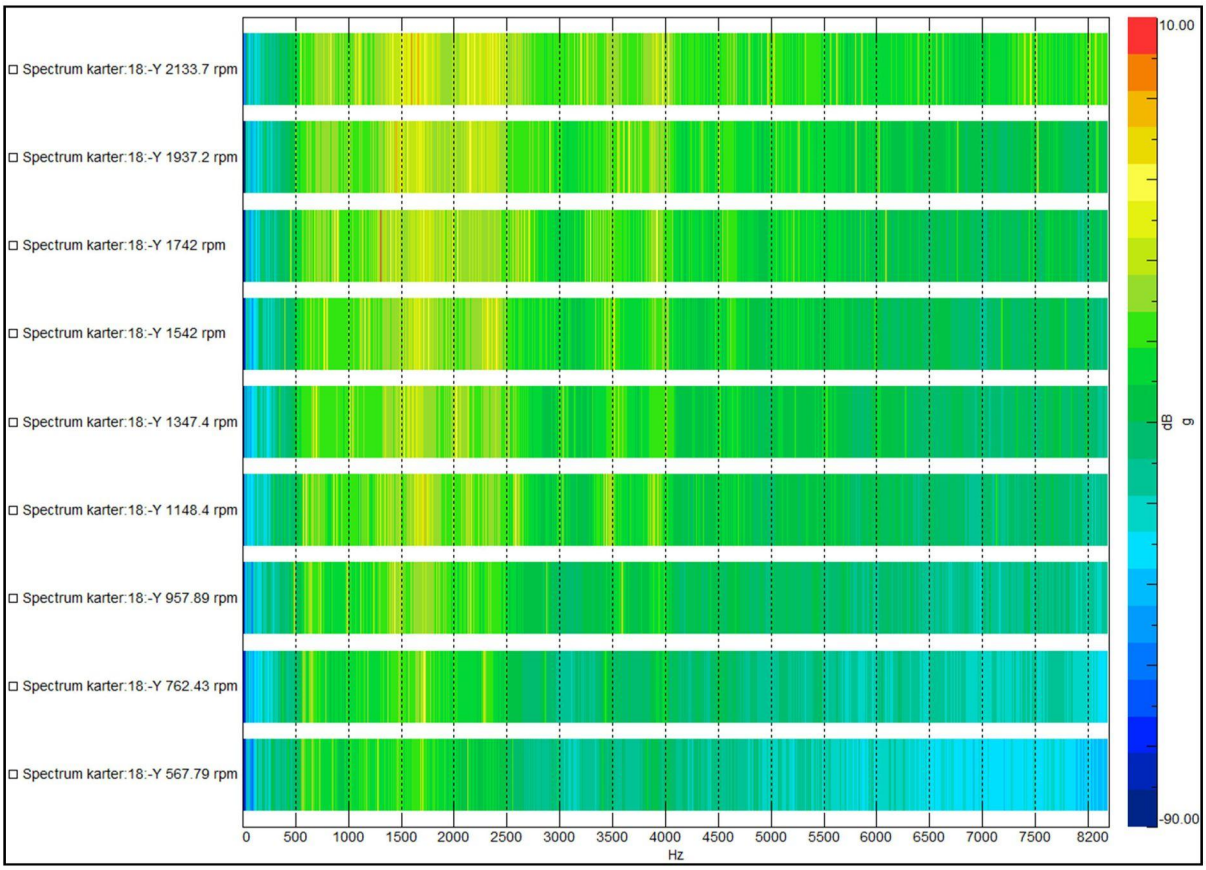


Рисунок 4.2 – Изменение спектра узла karter:18 в зависимости от частоты вращения

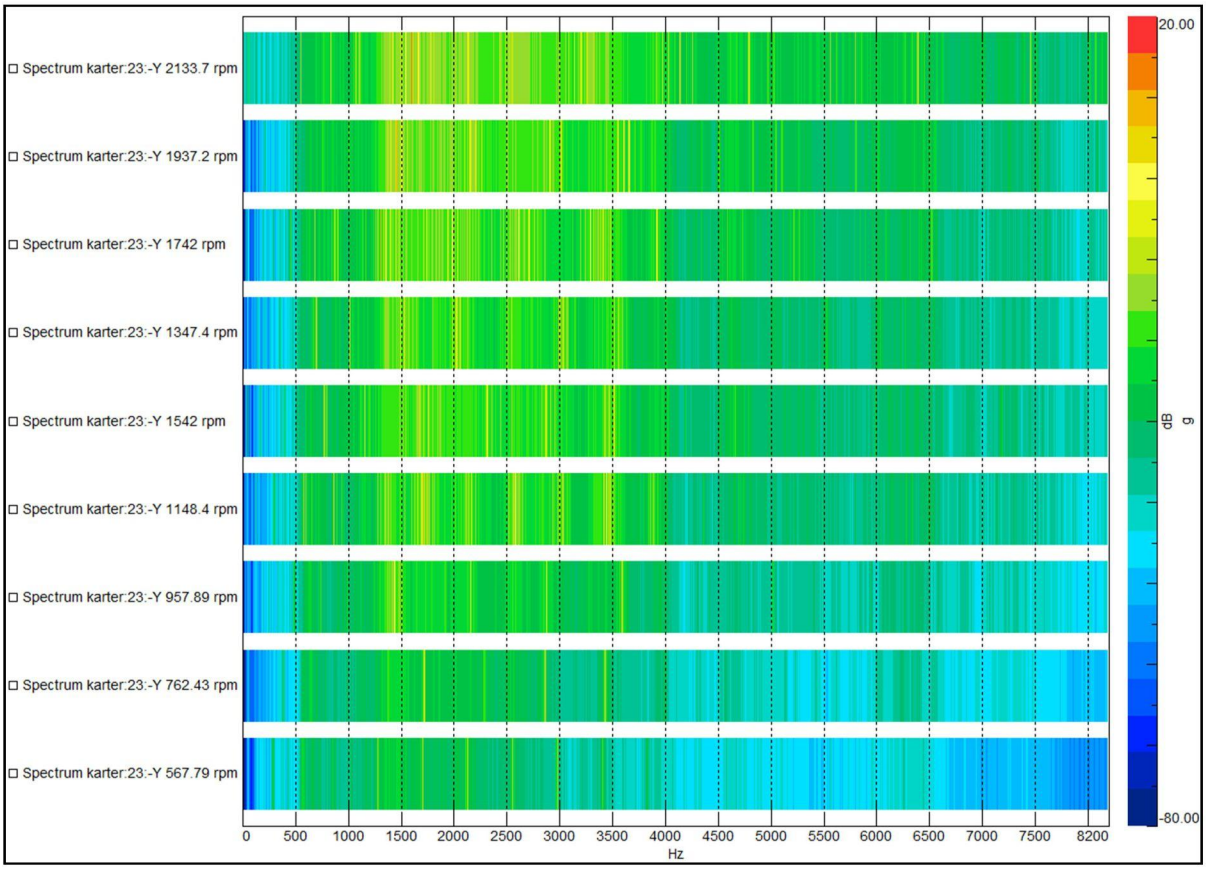


Рисунок 4.3 – Изменение спектра узла karter:23 в зависимости от частоты вращения

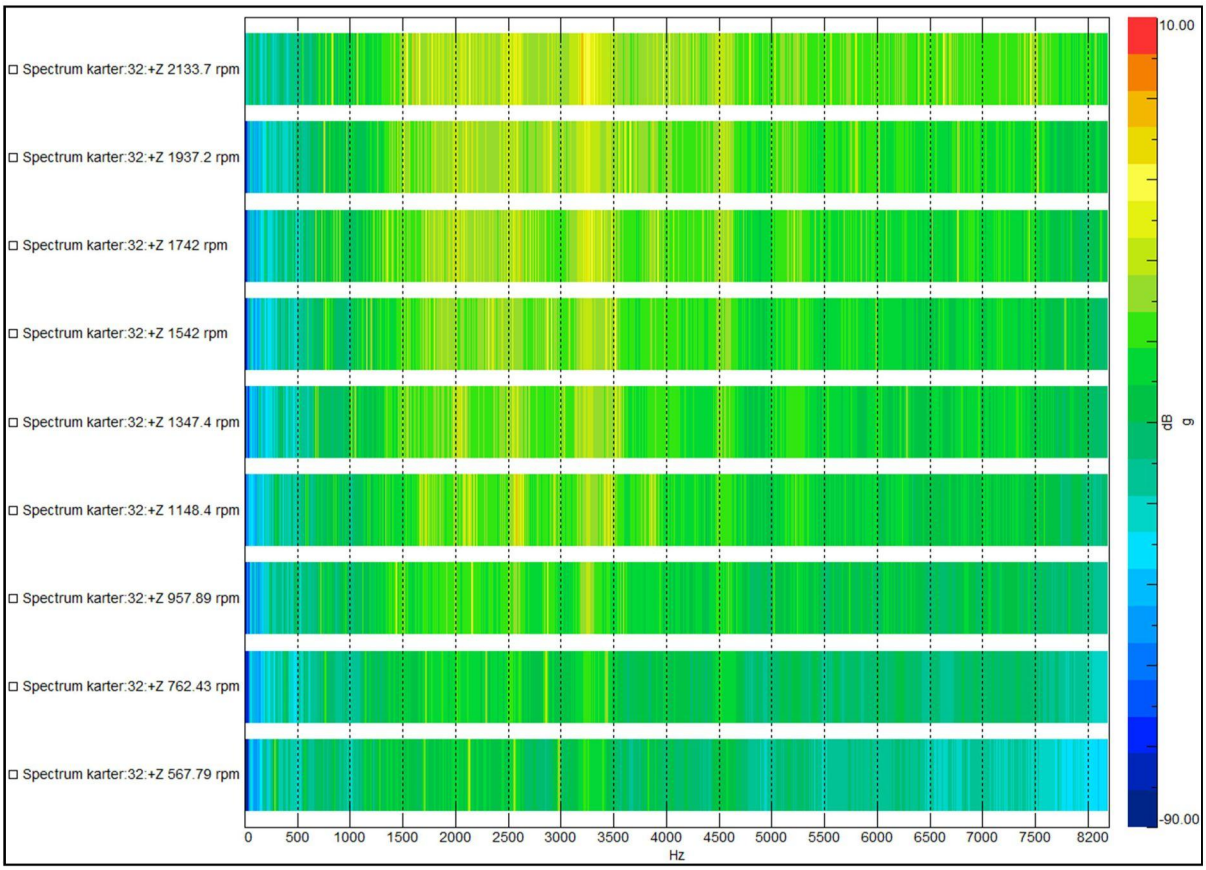


Рисунок 4.4 – Изменение спектра узла karter:32 в зависимости от частоты вращения

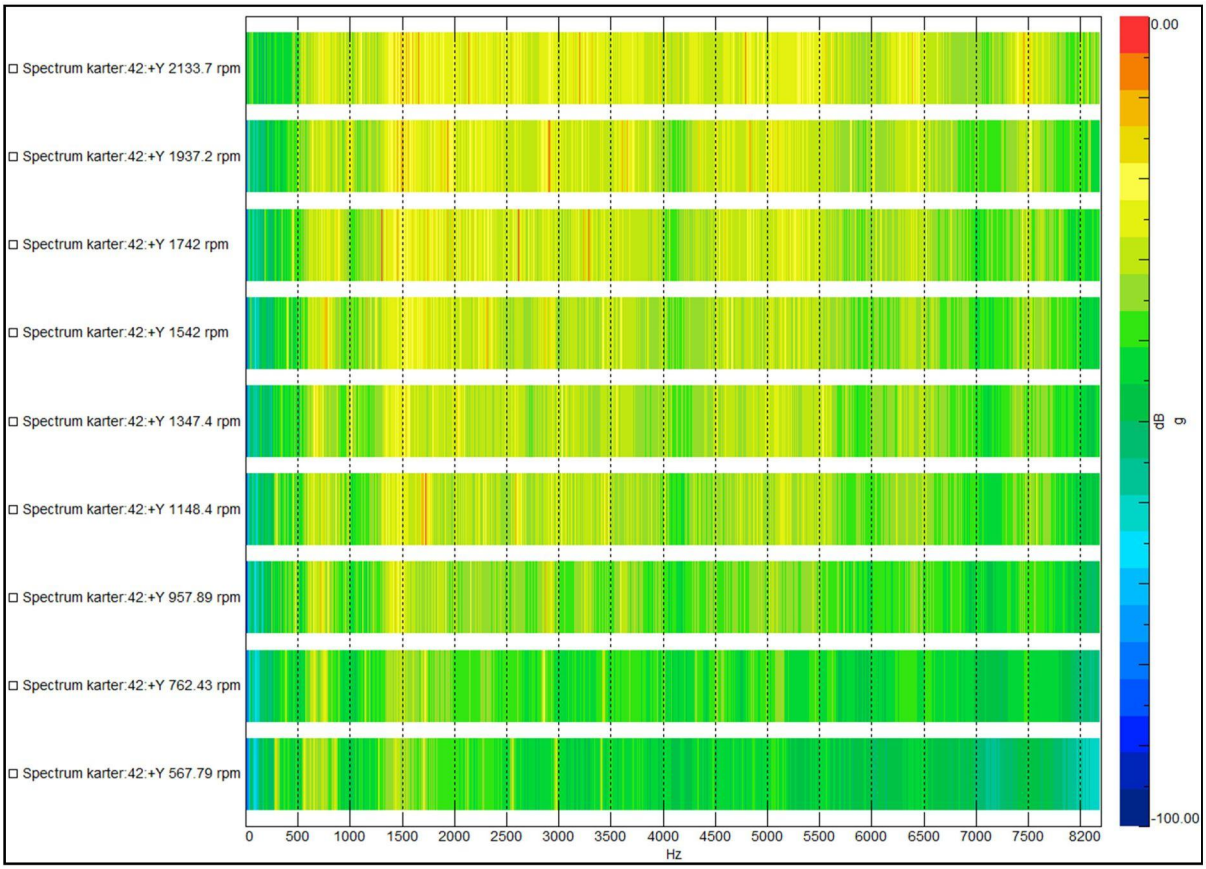


Рисунок 4.5 – Изменение спектра узла karter:42 в зависимости от частоты вращения

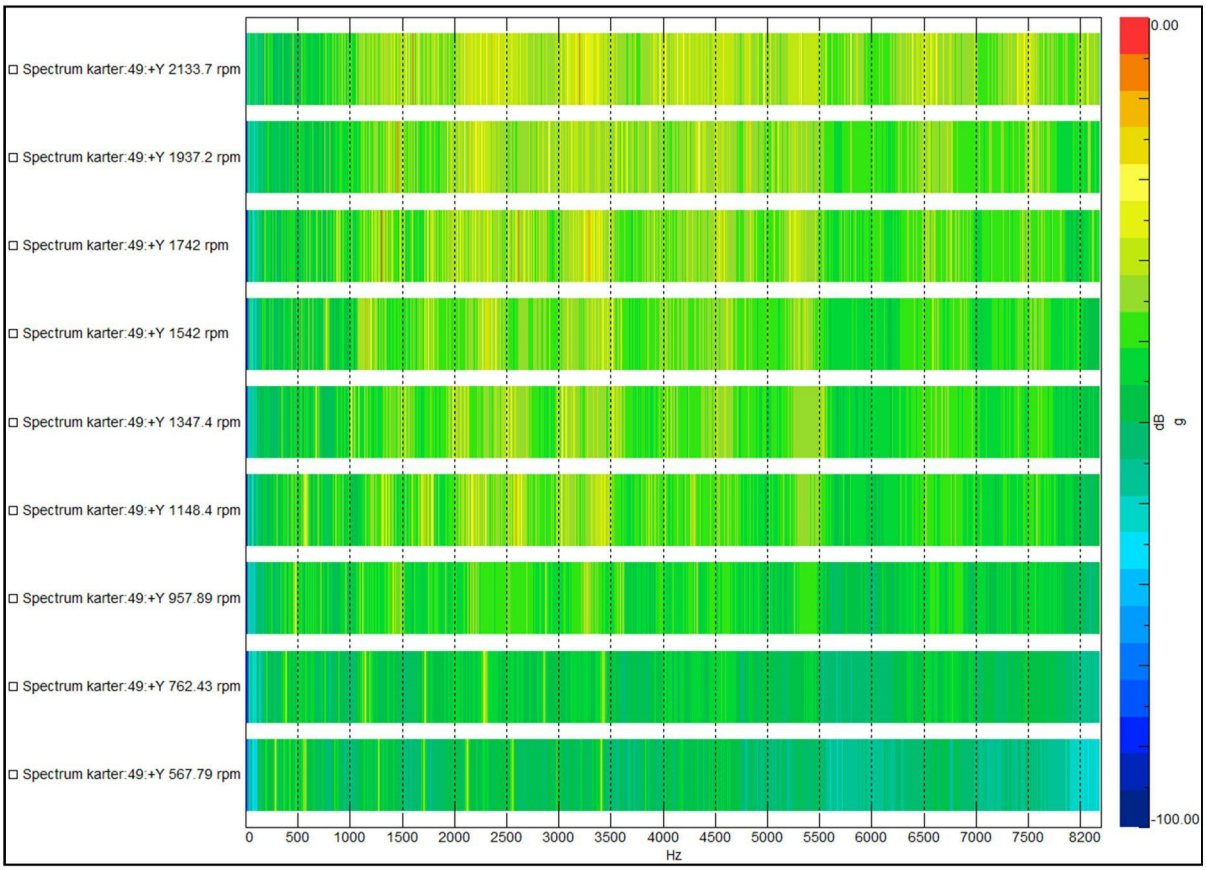


Рисунок 4.6 – Изменение спектра узла karter:49 в зависимости от частоты вращения

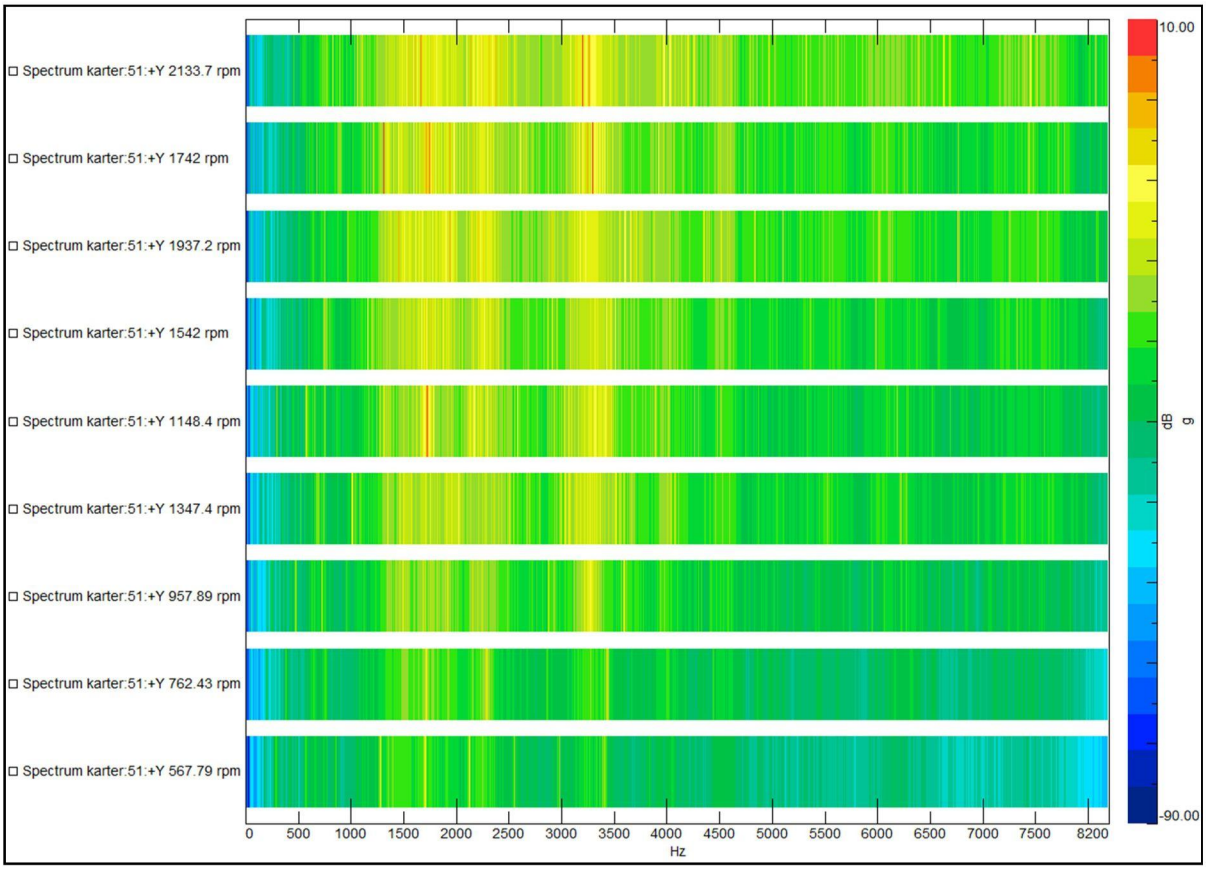


Рисунок 4.7 – Изменение спектра узла karter:51 в зависимости от частоты вращения

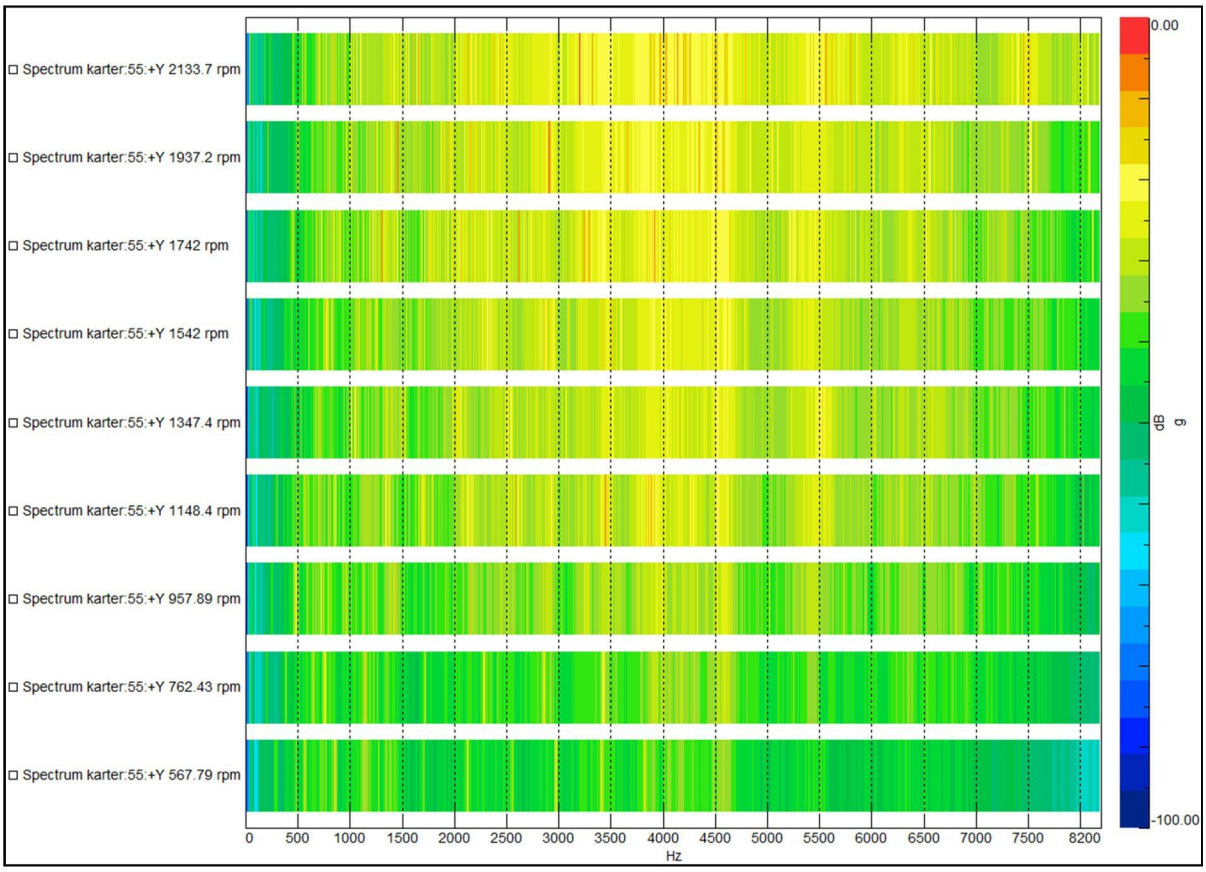


Рисунок 4.8 – Изменение спектра узла karter:55 в зависимости от частоты вращения

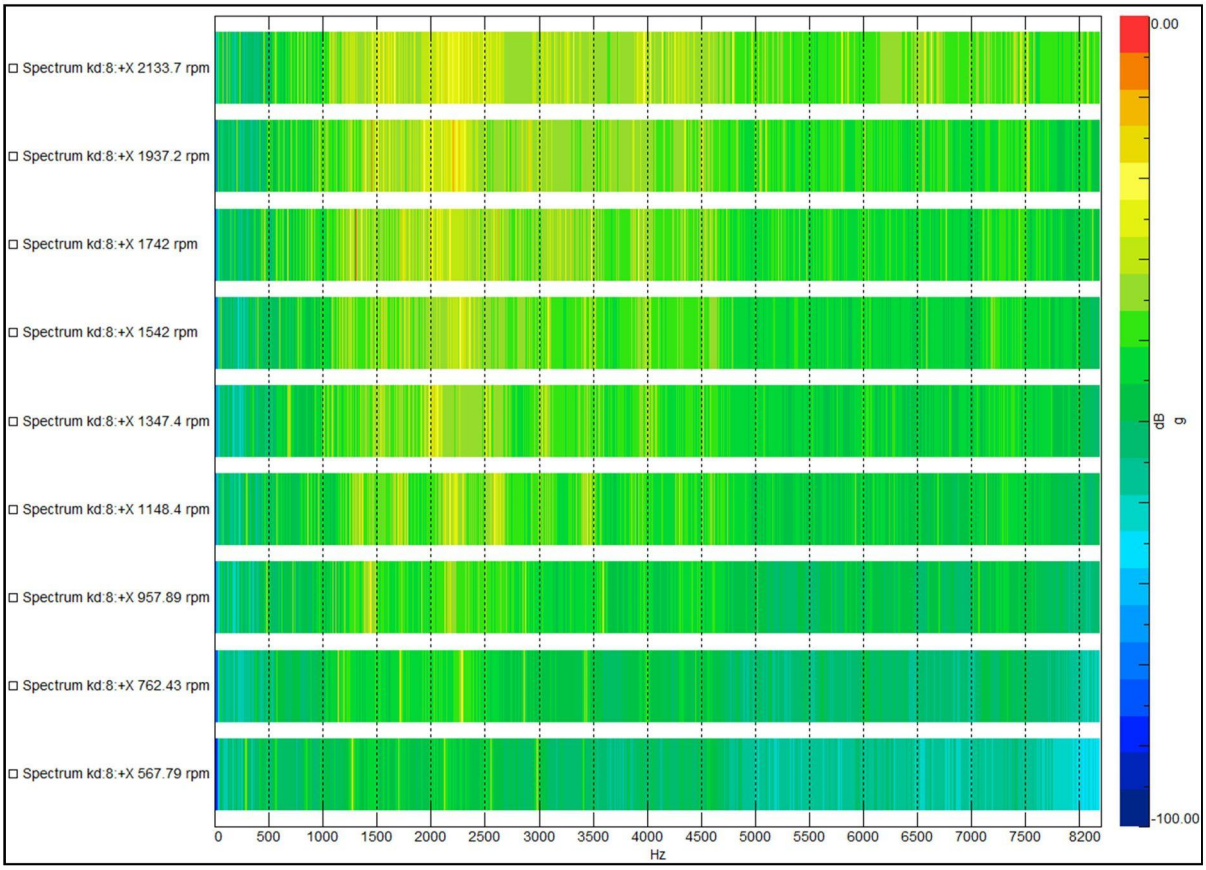


Рисунок 4.9 – Изменение спектра узла kd:8 в зависимости от частоты вращения

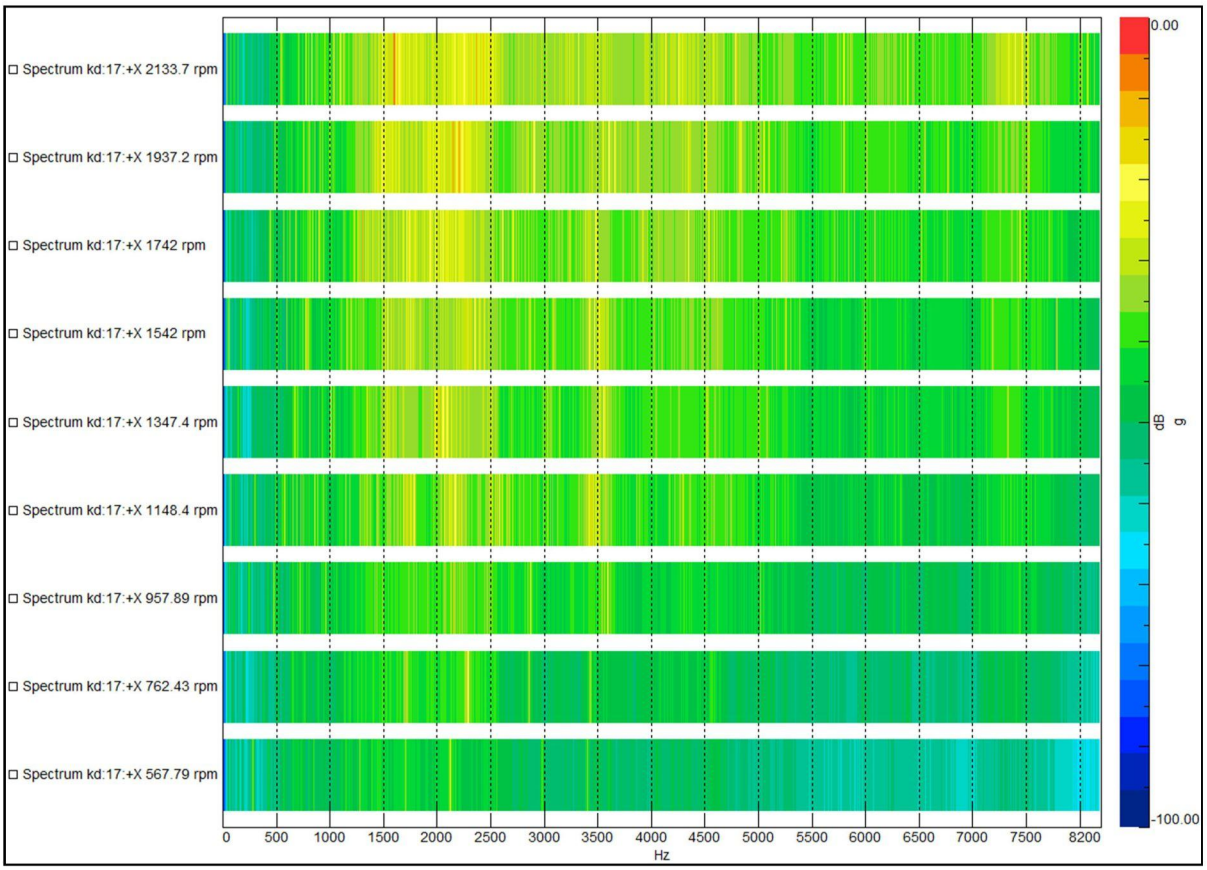


Рисунок 4.10 – Изменение спектра узла kd:17 в зависимости от частоты вращения

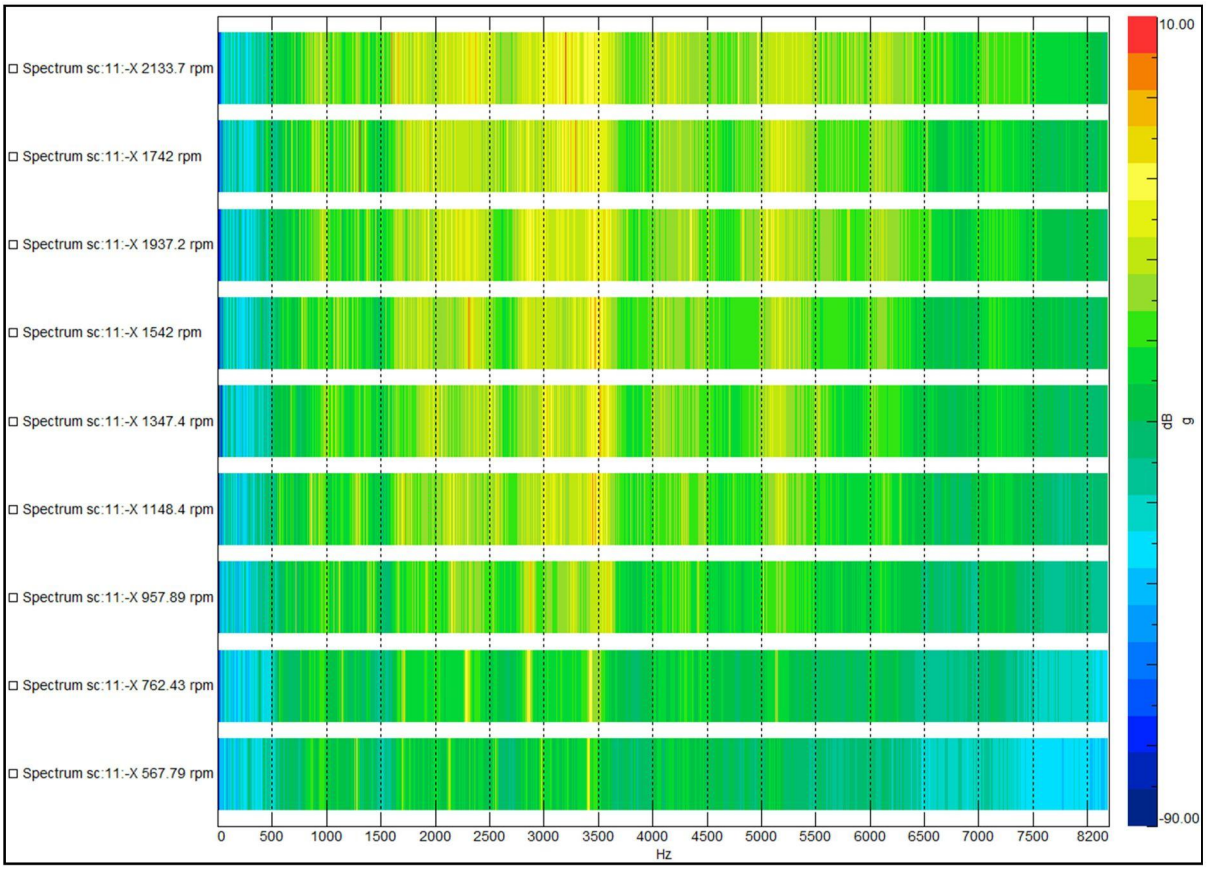


Рисунок 4.11 – Изменение спектра узла sc:11 в зависимости от частоты вращения

Далее, на рисунках 4.12 и 4.13 приведены графики второй группы, демонстрирующие динамику изменения виброускорений при плавном разгоне и замедлении АКП трансмиссии.

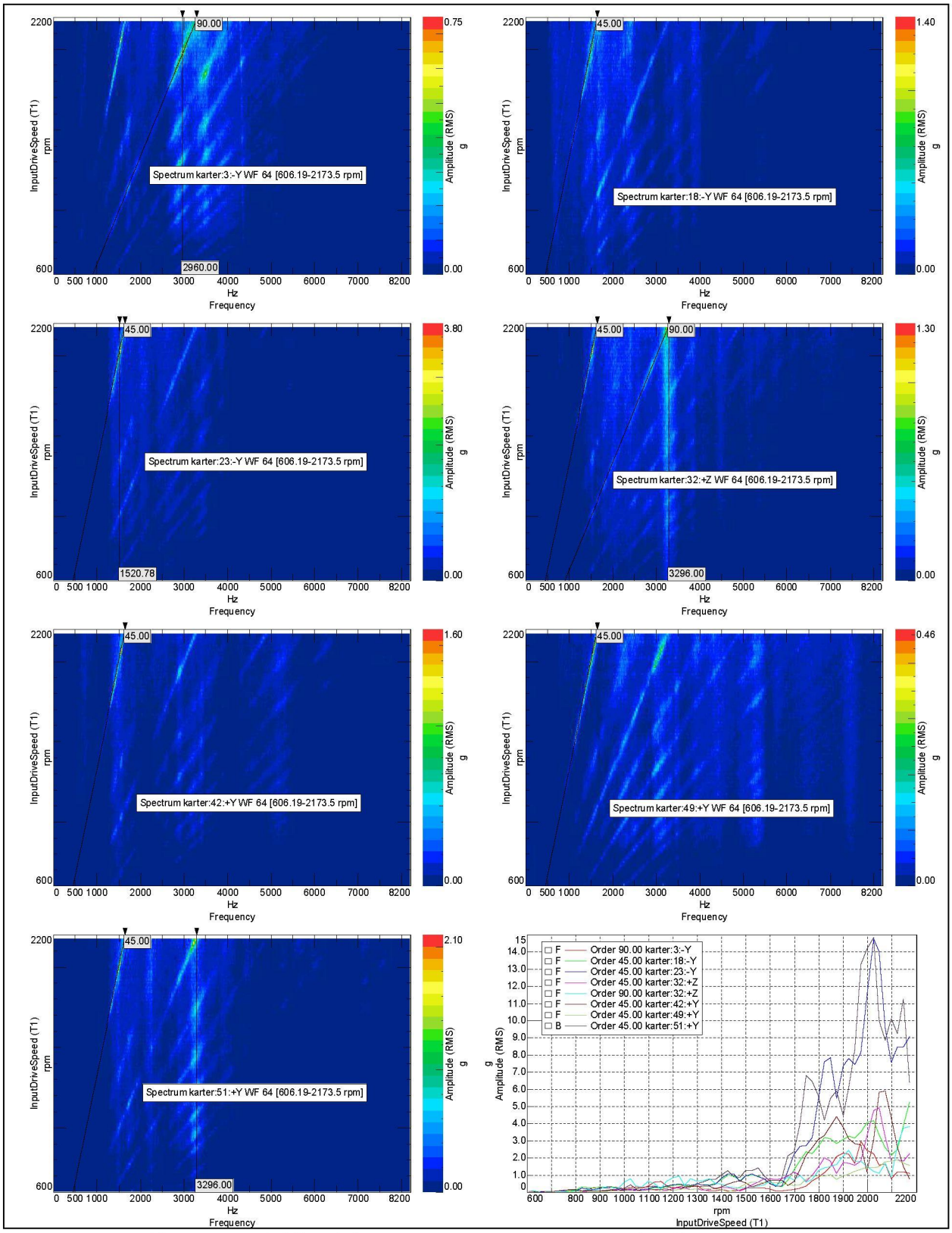


Рисунок 4.12 – Порядковые спектры на 1-ой передаче

На каждом входящем в этот набор графике ось X – это частоты, ось Y – частоты вращения. Цветом моделируется уровень вибрации для каждого соотношения частота – частота вращения. Для каждого отдельного графика, входящего в макет, выбран свой масштаб по цветовой шкале вибраций.

На данных графиках очень хорошо видны порядковые линии. Нетрудно заметить, что наибольшим уровнем вибрации отмечены, как правило, два порядка: 45-й и 90-й. При этом очевидно, что 90-й порядок является ничем иным, как второй гармоникой для 45-го порядка.

Амплитудные значения каждого из указанных порядков в зависимости от частоты вращения показаны на 8-м графике (находящемся в правом нижнем углу рисунка 4.12), входящем в макет. Необходимо отметить, что на всех графиках хорошо прослеживаются вертикальные полосы или линии при постоянной частоте. Так, например, очень четко просматриваются полосы на частоте 3261…3263 Гц на узлах «karter:32» и «karter:51». Это частоты собственных форм колебаний, которые не зависят от частоты вращения вала АКП трансмиссии и которые при пересечении с порядковыми линиями возмущений приводят к увеличению уровня вибраций вследствие выполнения одного из условий резонанса на соответствующей форме колебаний.

При анализе графиков рисунков 4.12 и 4.13 необходимо обратить внимание на то, что максимальная амплитуда вибрации наблюдается также на 45 и 90-м порядках в зависимости от узла. Вдоль порядковых сечений 45-го и 90-го порядка подъем амплитуды вибрации для всех узлов начинается после 1550 об/мин, особенно это касается узла «sc:11». Если смотреть по графику АЧХ в полосе частот от 1250 Гц и выше, то на частоте в области 3260 Гц хорошо видны резонансные полосы, которые при пересечении с порядком увеличивают амплитуду спектра, т.е усиливают вибрации. Так, например, один из таких резонансов на 2024 об/мин. дает пик до 14,8 g на 45-м порядке на узле «karter:23» при совпадении частоты 1518 Гц, что примерно соответствует резонансу 1550 Гц.

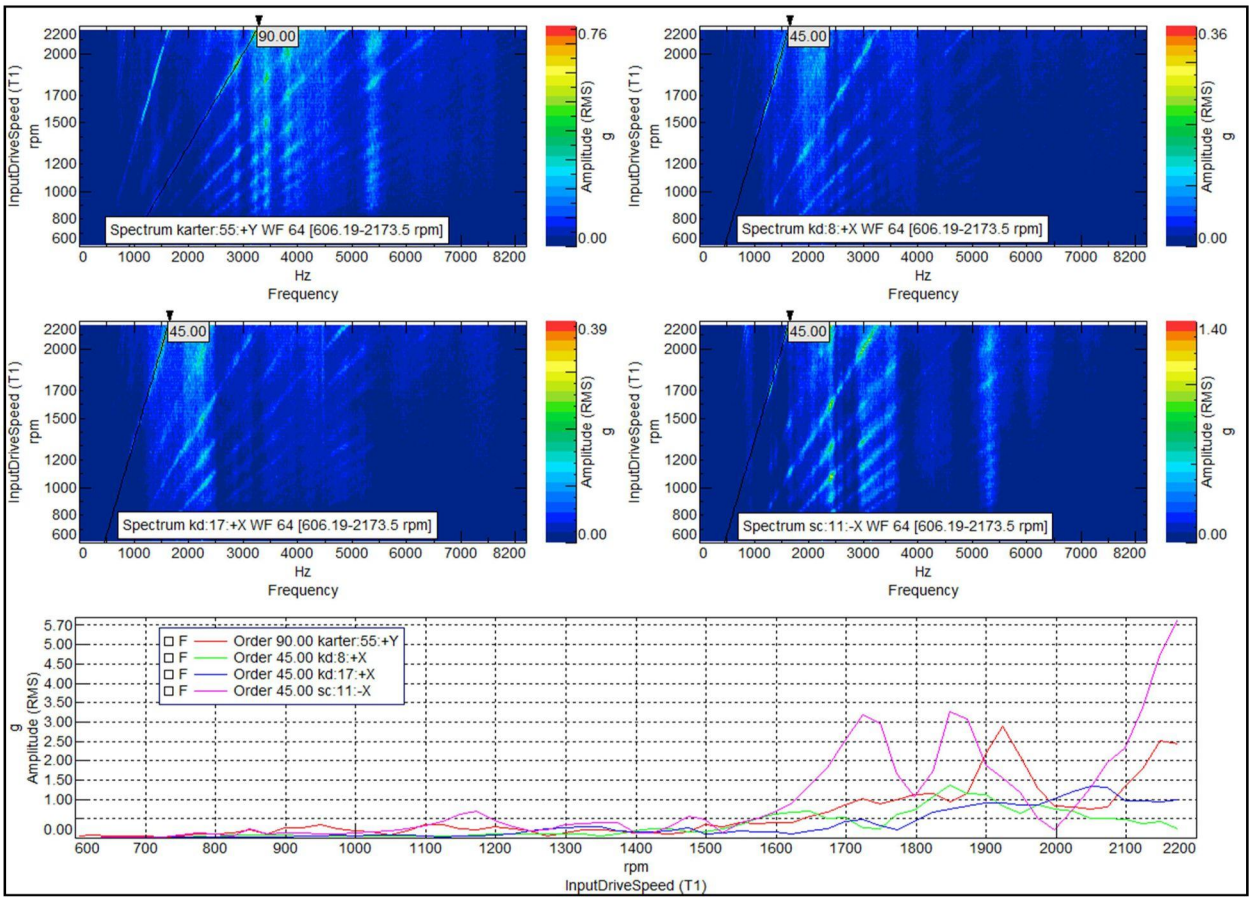


Рисунок 4.13 – Порядковые спектры на 1-ой передаче

Все аналогичным образом обработанные результаты измерений для остальных передач приведены в Приложении В.

Если проанализировать графики, которые иллюстрируют вибрации на 2-й передаче, то можно заметить, что их характер качественно совпадает с графиками вибрации на 1-ой передаче. Необходимо отметить, что, как и на 1-ой передаче, в порядковых спектрах наибольшую амплитуду имеют либо 45-й, либо 90-й порядки. И также на их сечениях вдоль 45-го или 90-го порядков подъем амплитуды начинается после 1550 об/мин.

По результатам анализа графиков, которые иллюстрируют вибрации на 3-ей передаче можно отметить, что качественно мы видим точно такую же картину, как и на 1-ой и 2-ой передачах. На порядковых спектрах доминируют 45-й и 90-й порядки, которые имеют наибольшую амплитуду вибрации по сравнению с другими порядками. Для узла «karter:32» можно отметить четкую видимость

полосы в районе 3232 Гц, которая не зависит от частоты вращения. Аналогично можно отметить частоту 3264 для узла «karter:51», которая не зависит от частоты вращения входного вала и имеет вид вертикальной полосы. Обратим внимание, что эти полосы имеют достаточно широкий вид, т.е. это не узкие линии. При этом частоты 3232 и 3264 находятся достаточно близко друг к другу, не исключено, что это одна и та же собственная форма колебаний. Это близко, например, к полученной экспериментально форме колебаний АКП трансмиссии в сборе с частотой 3296 Гц.

На графиках 4-ой передачи необходимо отметить вертикальные полосы на узлах «karter:32» и «karter:51». Это частоты 3270 и 3264 Гц соответственно. Представляется, что это может быть признаком собственной формы колебаний с частотой 3296 Гц. Это отмечалось и на предыдущих передачах на этих же узлах. В остальном качественно картина порядковых спектров осталась аналогичной другим передачам с наибольшими порядками 45 –м и 90-м.

На 5-ой передаче мы также видим преобладание вибрации на 45-м и 90-м порядковых спектрах. На узлах «karter:32» и «karter:51» хорошо просматриваются вертикальные полосы, свидетельствующие о наличии собственной формы колебаний на частоте, близкой к полученной экспериментально форме колебаний АКП трансмиссии в сборе с частотой 3296 Гц.

На 6-ой передаче мы также видим преобладание вибрации на 45-м и 90-м порядковых спектрах. На узлах «karter:32» и «karter:51» также просматриваются вертикальные полосы, свидетельствующие о наличии собственной формы колебаний на частотах, близких к полученным экспериментально. Но на 6-й передаче, в отличие от других, на узлах «kd:8» и «kd:17» проявился 65-й порядок, максимальная амплитуда которого оказалась на этой передаче выше, чем на 45-м и 90-м порядках.

На 7-ой передаче не выполнялся динамический режим по разгону-торможению АКП трансмиссии. Максимальный уровень частоты вращения на

этой передаче достигал только 1466 об/мин. При таком уровне частоты вращения вибрации имели незначительные значения амплитуд.

На 8-й передаче максимальный уровень частоты вращения составил 1063 об/мин. При таком уровне частоты вращения вибрации имели незначительные значения амплитуд.

На 9-ой передаче максимальный уровень частоты вращения входного вала трансмиссии составил 757 об/мин, поэтому значения амплитуд вибрации на всех узлах были незначительными. К тому же, плавный разгон и замедление не производилось. Поэтому, как и на предыдущей передаче, порядковые диаграммы не строились.

Также, была выполнена подробная расшифровка пиков на спектрах узлов на разных передачах АКП трансмиссии и частотах вращения входного вала. На каждой передаче в качестве наиболее представительных были выбраны режимы с максимальными уровнями частоты вращения. Для каждого выбранного режима были выполнены расчеты характерных частот зубчатых зацеплений АКП трансмиссии, а затем их обозначения были нанесены на графики спектров.

Ниже на рис. 4.14 показаны графики с обозначениями характерных частот на 1-й передаче. Для удобства просмотра и анализа каждый график был выполнен в виде макета, состоящего из двух однотипных графиков. На верхнем графике макета были нанесены только спектры узлов с их легендой, на нижнем графике – те же самые спектры, но уже с обозначением характерных частот, но без легенды.

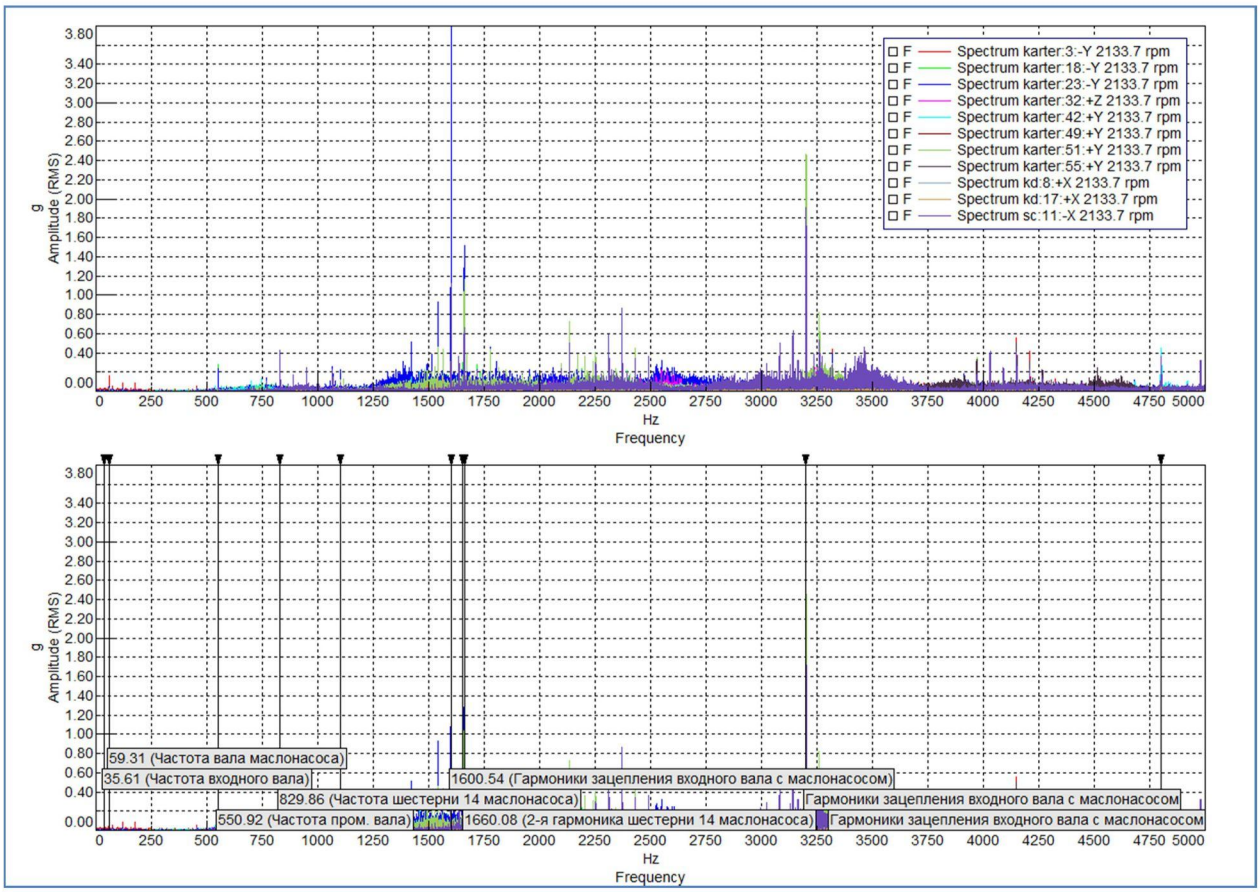


Рисунок 4.14 Характерные частоты АКП трансмиссии на 1 передаче, 2134 об/мин

Анализ рисунка 4.14 позволяет сделать следующие выводы:

1. Источником возмущений 45-го и 90-го порядков от оборотной частоты входного вала на графиках спектров является частота зацепления шестерни входного вала АКП трансмиссии с шестерней вала отбора мощности на маслонасос. Эта шестерня на входном валу имеет 45 зубьев и соответственно, 45-й порядок возмущения от оборотной частоты входного вала. Именно в таком предположении были выполнены расчеты характерных частот. Эти частоты хорошо согласуются с частотами пиков на графике;

2. Наибольшие пики на графике имеют 1-я и 2-я гармоники частоты зацепления входного вала с валом маслонасоса - 1601,4 Гц и 3202 Гц. Гармоники этой частоты просматриваются до 4-ой гармоники. Каждая гармоника окружена несколькими боковыми частотами, равными оборотной частоте вала маслонасоса;

3. Частота вращения вала маслонасоса – 58,9 Гц. Просматривается вплоть до 4-ой гармоники.

4. Частота промежуточного вала – 550,66 Гц. Просматривается вплоть до 5-ой гармоники;

5. Частота зацепления входного вала с промежуточным валом – 1066 Гц. Просматривается вплоть до 5-ой гармоники;

6. Практически каждая гармоника образует целую группу из основной гармоники и нескольких боковых частот, разность между которыми равна частоте вращения соответствующего вала.

Аналогичным образом обработанные результаты измерений для остальных передач приведены в Приложении Г.

4.3 Результаты испытаний по определению акустических параметров АКП трансмиссии

Наличие связи между уровнями механических колебаний на частотах собственных форм колебаний и пиками на спектре акустического шума в специализированных программных продуктах описывается специальными функциями (ATV, MATV и др.). Тем не менее, непосредственный совместный анализ спектров механических вибрационных колебаний и спектров акустических давлений, полученных по результатам измерений с помощью акустической решетки, так же позволяет установить эту связь в первом приближении. Если область высокого давления акустического шума совпадает или находится рядом с узлами, имеющими пик вибрации на этой же частоте, то можно утверждать, что такая связь существует, и эта собственная форма колебаний является значимой и акустически активной на поверхности корпуса трансмиссии.

Для целей оценки взаимного влияния вибрационного и акустического излучений была подготовлена специальная таблица, для которой были найдены абсолютные максимальные амплитуды виброускорений в узлах корпуса АКП

трансмиссии и соответствующие им частоты в спектрах. Кроме частот и амплитуд колебаний, в таблицу были помещены частоты вращения коленчатого вала двигателя (для удобства, в таблице – обороты, об/мин), а также номер передачи, на которой была определена конкретная максимальная амплитуда.

Таблица 4.2 – Максимумы вибраций при виброакустических испытаниях

№ передачи АКП	Параметры	Наименование узла геометрической модели										
		karter: 3	karter: 18	karter: 23	karter: 32	karter: 42	karter: 49	karter: 51	karter: 55	kd: 8	kd: 17	sc: 11
1	Частота, Гц	1306	1306	1600	3201	1306	1306	3290	3201	1306	1600	1306
	Амплитуда, g	0,71	1,91	3,77	1,02	0,85	0,71	2,39	0,65	0,69	0,58	1,92
	Обороты, об/мин	1742	1742	2133	2133	1742	1742	1742	2133	1742	2133	1742
2	Частота, Гц	2895	1582	1582	2590	1582	1582	3163	3163	1447	1582	3163
	Амплитуда, g	1,73	3,31	7,12	1,55	1,9	1,36	4,11	1,59	1,16	1,12	4,77
	Обороты, об/мин	1929	2108	2108	1726	2108	2108	2108	2108	1929	2108	2108
3	Частота, Гц	2852	1426	1426	2852	1426	1426	3242	1426	1426	1921	1921
	Амплитуда, g	2,52	3,02	5,83	2,41	2,97	0,95	2,74	1,66	1,27	0,61	2,52
	Обороты, об/мин	1901	1901	1901	1901	1901	1901	1716	1901	1901	1901	1901
4	Частота, Гц	2873	1582	1582	2873	1582	1582	3164	2873	1436	1582	3164
	Амплитуда, g	3,03	4,65	8,74	2,92	2,81	1,85	5,01	2,1	1,13	0,64	4,04
	Обороты, об/мин	1915	2109	2109	1915	2109	2109	2109	1915	1915	2109	2109
5	Частота, Гц	2893	1446	1446	3183	1446	1591	3183	4126	1446	2600	3183
	Амплитуда, g	3,83	4,51	7	6,89	2,8	1,43	6,86	1,94	0,9	0,97	4,69
	Обороты, об/мин	1928	1928	1928	2122	1928	2122	2122	2122	1928	1733	2122
6	Частота, Гц	2910	1436	1358	2910	1436	1436	1436	2910	1436	2716	2445
	Амплитуда, g	3,84	5,27	10,05	3,74	3,91	1,75	12,2	3,16	1,6	1,4	7,58
	Обороты, об/мин	1939	2050	1939	1939	2051	2051	2051	1939	2051	1939	1746
7	Частота, Гц	3054	1628	1749	3300	741	2200	3300	3870	2443	2200	2035
	Амплитуда, g	1,66	2,49	3,27	1,56	1,4	0,72	2,46	0,77	0,66	0,79	3,43
	Обороты, об/мин	1357	1357	1166	1466	1466	1466	1466	1466	1357	1466	1357
8	Частота, Гц	1748	1748	1458	1458	2915	2186	1748	2915	1748	2186	2915
	Амплитуда, g	0,63	1,54	2,85	0,63	0,87	0,54	2,2	0,87	0,29	0,51	1,1
	Обороты, об/мин	776	776	971	971	971	971	776	971	776	971	971
9	Частота, Гц	1703	1703	1482	1482	741	2271	1482	741	1482	2271	2271
	Амплитуда, g	0,71	1,83	1,98	0,87	2,32	0,34	2,23	0,71	0,6	0,4	1,1
	Обороты, об/мин	757	757	757	757	757	757	757	757	757	757	757

Источником данных по максимумам вибраций, приведенных в таблице 4.2, являлись спектры виброускорений.

При этом максимальный уровень вибрации не обязательно был на максимальном уровне частоты вращения АКП трансмиссии. Иногда этот максимум вибрации наблюдался, например, на уровне 2000 об/мин или даже 1800 об/мин.

К сожалению, не все узлы геометрической модели АКП трансмиссии, использованные при модальных испытаниях, были охвачены измерениями при виброакустических испытаниях, поэтому в зонах максимума акустического давления не всегда имелась информация по вибрациям.

Для соответствующего анализа, в программном продукте Simcenter Testlab регистрировались и обрабатывались в приложении 3D Acoustic Camera результаты акустических измерений при испытаниях.

Ниже, на рисунке 4.15 представлен спектр акустического давления на 1-ой передаче с номинальной частотой вращения 2200 об/мин.

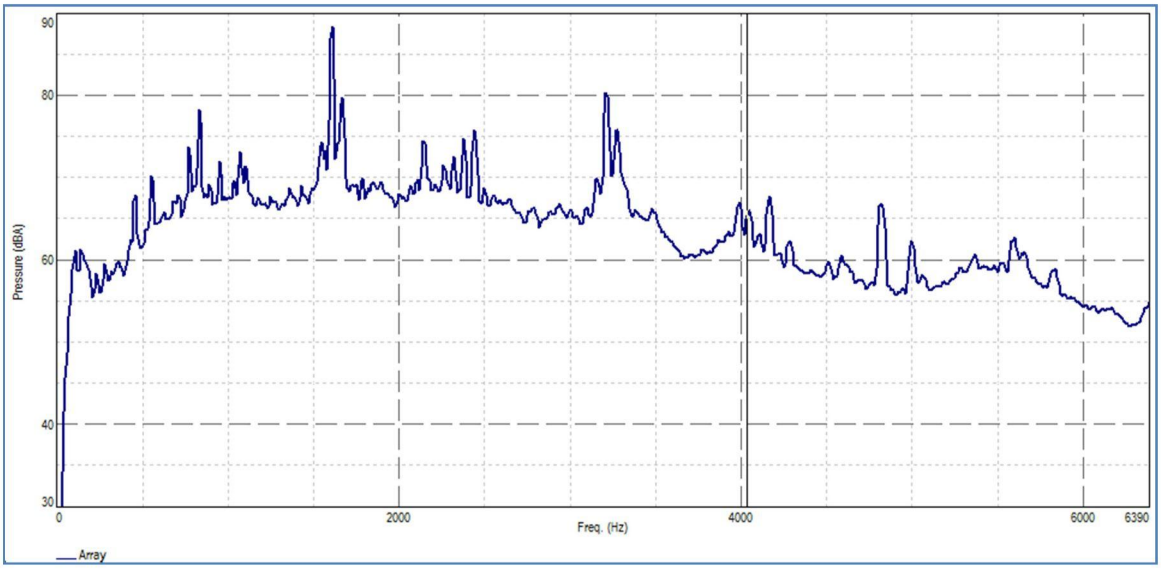


Рисунок 4.15 – Спектр акустического давления на 1-й передаче, 2200 об/мин

Здесь хорошо просматривается пик на частоте около 1610 Гц, что примерно совпадает с максимальной вибрацией для узлов «karter:23» и «kd:17» из таблицы 4.2 – 1600 Гц. Эта частота имеет хорошее совпадение с частотой собственной формы колебаний АКП трансмиссии, найденной выше. Это мода 2 с частотой

1596 Гц. К сожалению, для этих точек невозможно представить картину распределения акустического давления, так как указанные узлы находились при измерениях с другой стороны АКП трансмиссии по отношению к акустической решетке.

На этом же рисунке есть пик на частоте 3270 Гц, что близко к частоте собственной формы колебаний 3296 Гц. Логично предположить, что максимальные уровни звукового давления будут располагаться рядом с точками, где имеется максимум вибраций на частоте собственной формы колебаний. Но это лучше проверить на уровне частоты вращения 1800 об/мин, там, согласно таблице 4.2, наблюдается пик с частотой 3290 Гц. Ниже показан график спектра акустического давления для этого уровня частоты вращения. Курсором отмечен пик в районе частоты 3270 Гц.

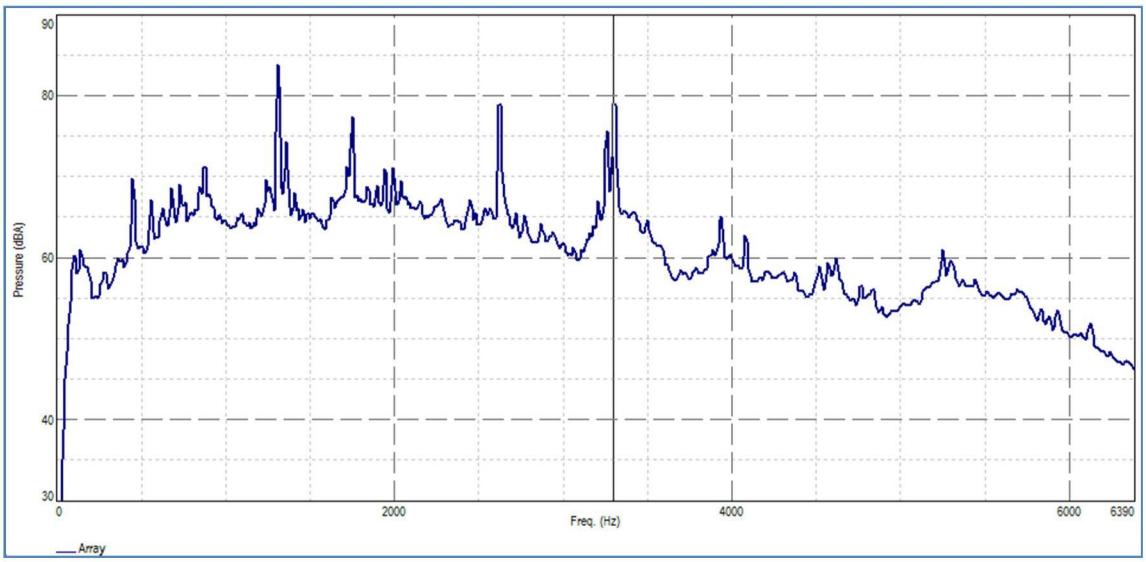


Рисунок 4.16 – Спектр акустического давления на 1-й передаче, 1800 об/мин

Ниже, на рисунке 4.17 показано распределение акустического давления для полосы частот 3200…3490 Гц.

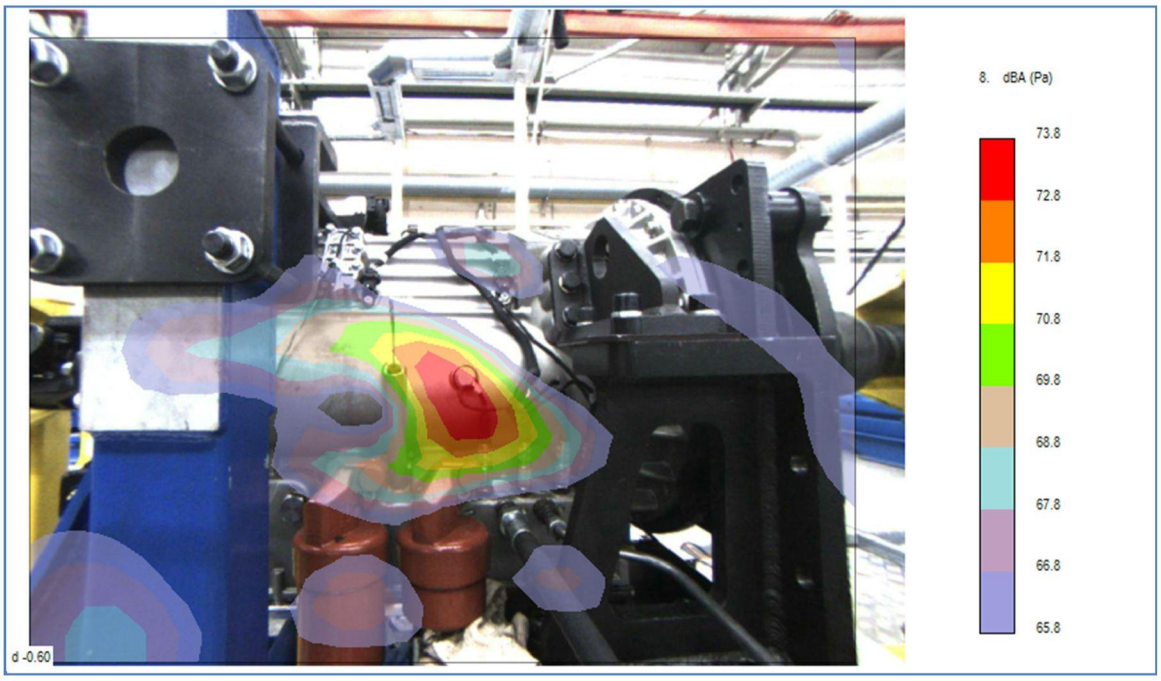


Рисунок 4.17 – Распределение акустического давления на 1-й передаче, 1800 об/мин, частота 3200…3490 Гц

Как видно из рисунка 4.17, узел «karter:51» располагается рядом с красной зоной – областью максимального давления. Он находится как выше отверстия, через который проходит кабель, так и выше штуцера, примерно в желтой или зеленой зоне распределения. Необходимо также обратить внимание, что левее штуцера находится область низкого шума, своеобразная тихая зона (черный цвет). Кроме того, вверху показана еще одна область шума, окрашенная в голубой и фиолетовый цвета (до 68,8 дБ). Это правая часть зоны оребрения, которая также является зоной локального максимума акустического шума.

Аналогичным образом обработанные результаты измерений для остальных передач приведены в Приложении Д.

4.4 Основные выводы по результатам испытаний

В результате выполненных экспериментальных работ получены виброакустические характеристики АКП трансмиссии на установившихся режимах при частоте вращения входного вала трансмиссии от 600 до 2200 об/мин с шагом 200 об/мин при нагрузке, соответствующей тягово-динамической характеристике автомобиля с учетом номера включенной передачи.

Полученные виброакустические характеристики могут использоваться при верификации расчетной модели перспективной АКП трансмиссии.

Наибольший уровень вибрации в частотной области практически на всех передачах, за исключением 6-ой, создается зацеплением шестерни входного вала с шестерней отбора мощности маслонасоса. Порядок этого зацепления соответствует количеству зубцов на шестерне входного вала, находящейся в зацеплении с шестерней отбора мощности на маслонасос – 45-й. Частота этого зацепления имеет в зависимости от частоты вращения и номера передачи, как правило, несколько гармоник, вплоть до 5-ой. Иногда наибольшую величину имеет не 1-я гармоника этого зацепления, а 2-я или 3-я. Это как раз соответствует тому факту, что на графиках порядковых спектров (цветовых карт) на режимах разгона-торможения наибольшие уровни вибраций имеют 45 и 90 порядок. Каждая из этих гармоник имеет несколько боковых пиков, разность между которыми соответствует оборотной частоте вала маслонасоса. Только на 6-ой передаче наибольший пик имела частота зацепления входного вала с промежуточным валом.

Хорошо просматриваются гармоники частоты зацепления промежуточного вала. На больших частотах вращения четко видны также несколько гармоник частоты вала маслонасоса, на относительно низких частотах вращения эта частота может быть и не видна.

Все характерные частоты, показанные в таблице 4.2, точно совпадают с пиками на спектрах и просматриваются на них.

Установлено, что при наложении частоты собственной формы колебаний на частоту 45-й или 90-ой гармоники при соответствующих уровнях частоты вращения происходит заметное усиление вибрации АКП трансмиссии. С целью снижения уровня вибрации на таких режимах будет целесообразно разнести частоты собственных форм колебаний, таких как 1548 Гц, 1596 Гц, 2959 Гц и 3296 Гц от вынужденной частоты колебаний АКП трансмиссии, например, повысив жесткость корпуса в районе гладкой поверхности, а также в районе уже имеющегося оребрения.

На некоторых режимах по частоте вращения на 1, 2, 4, 5 и 7 передачах определенна взаимосвязь между собственными формами колебаний и пиками на спектре акустического давления.

4.5 Верификация расчетной модели АКП трансмиссии по виброакустическим характеристикам

На основании анализа результатов обработки экспериментальных данных в программном продукте TestLab (рисунки 4.12-4.13, Приложение В) установлено, что нужно рассматривать вибрации не на конкретной (фиксированной) частоте, а в диапазоне частот. Это проявляется в виде широких вертикальных полос, и свидетельствует о наличии большого количества близких по характеру форм колебаний, что подтверждается определенными расчетным способом формами вынужденных колебаний. Например:

- на рисунках 4.18 – 4.21 приведены формы вынужденных колебаний крышки демультипликатора в диапазоне частот 1300-1520;
- на рисунках 4.22 – 4.25 приведены формы вынужденных колебаний боковой стенки картера в диапазоне частот 1480-1820;
- на рисунках 4.26 – 4.29 приведены формы вынужденных колебаний боковой стенки картера в диапазоне частот 3000-3480.

Таким образом, учитывая сделанные ранее выводы, в рамках проведения верификации вибраций, была составлена таблица 4.3, аналогичная таблице 4.2. Но вместо частот, полученных по результатам обработки экспериментальных данных, рассматривался широкий диапазон близких по характеру форм колебаний.

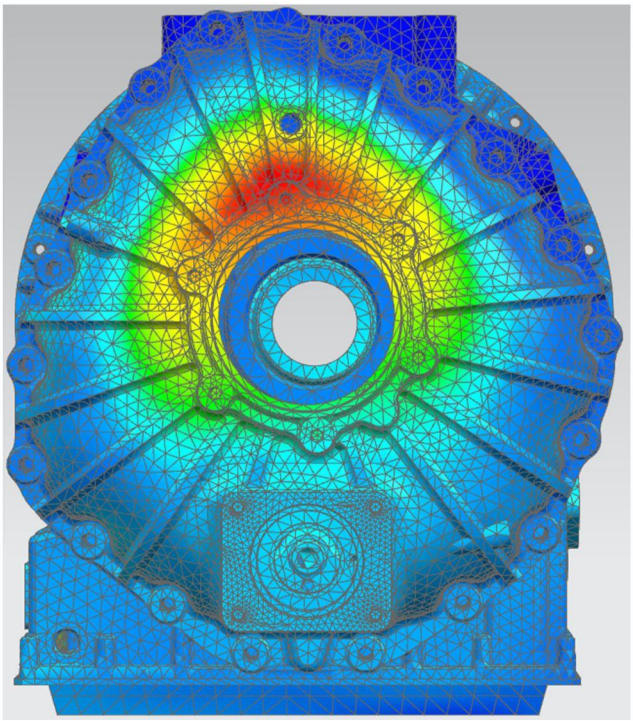


Рисунок 4.18 – Форма колебаний крышки демультипликатора на частоте 1300 Гц

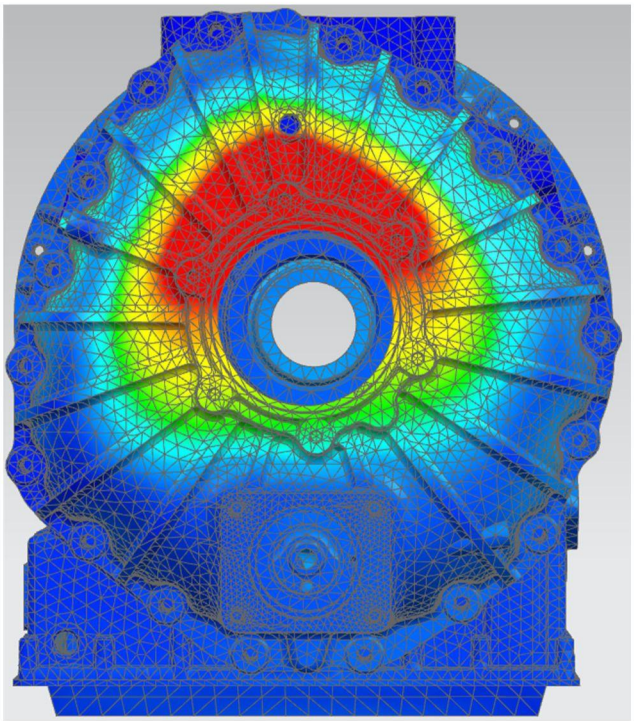


Рисунок 4.19 – Форма колебаний крышки демультипликатора на частоте 1380 Гц

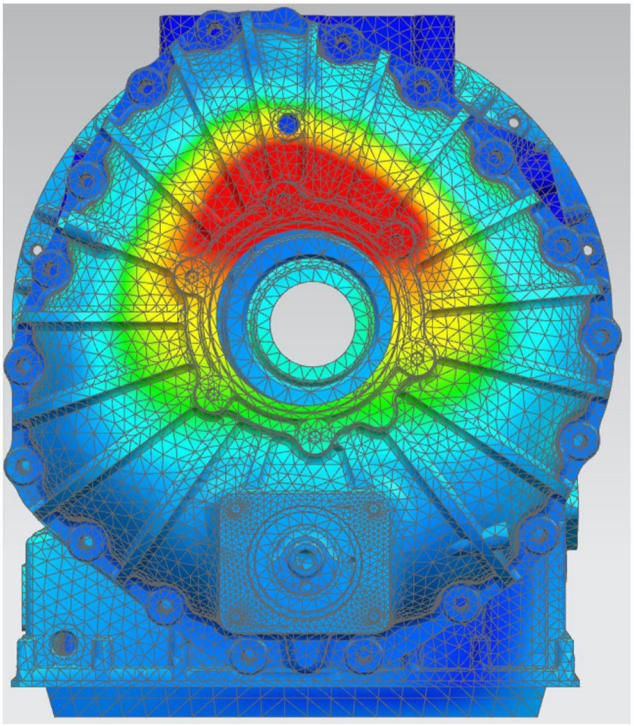


Рисунок 4.20 – Форма колебаний крышки демультипликатора на частоте 1460 Гц

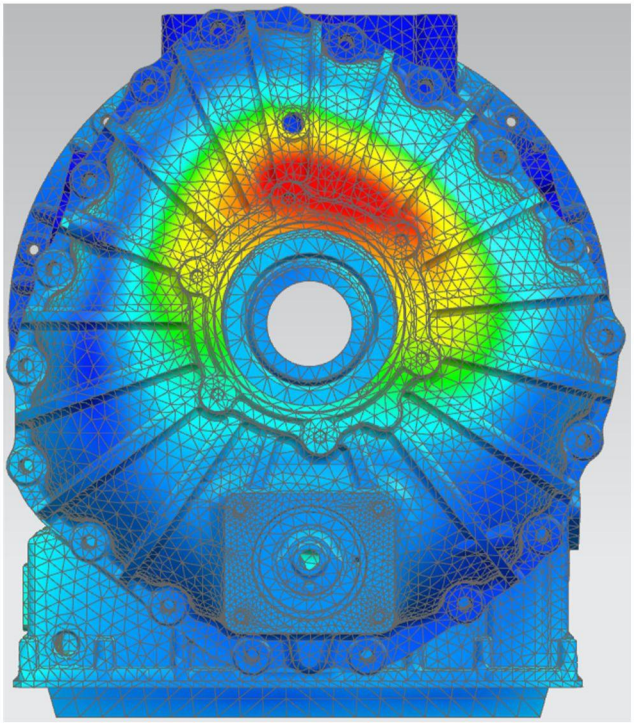


Рисунок 4.21 – Форма колебаний крышки демультипликатора на частоте 1520 Гц

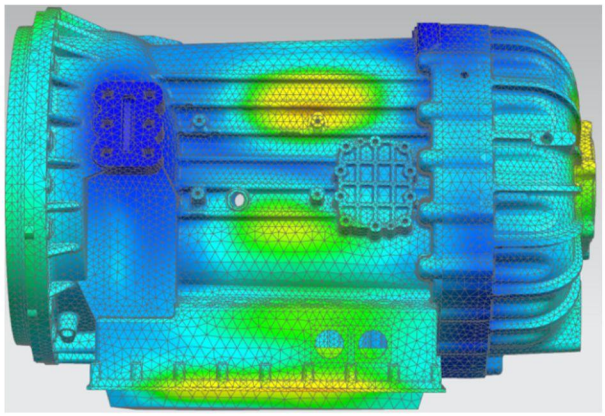


Рисунок 4.22 – Форма колебаний боковой стенки картера на частоте 1480 Гц

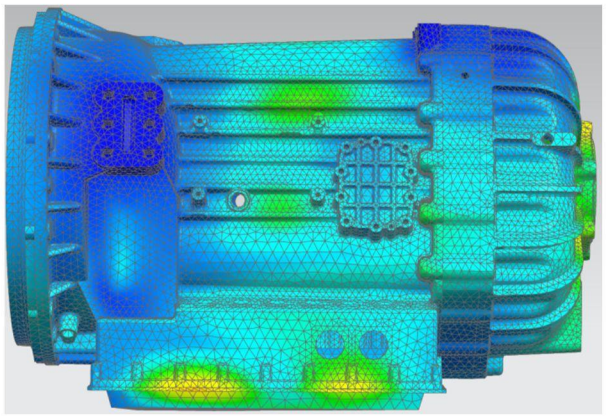


Рисунок 4.23 – Форма колебаний боковой стенки картера на частоте 1600 Гц

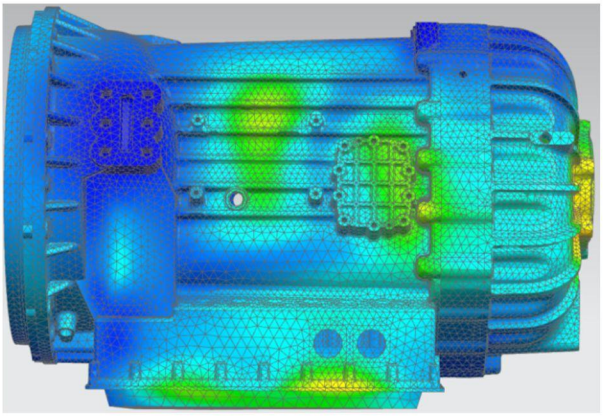


Рисунок 4.24 – Форма колебаний боковой стенки картера на частоте 1700 Гц

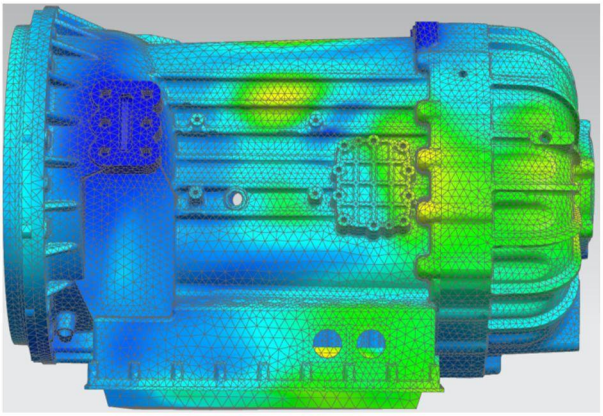


Рисунок 4.25 – Форма колебаний боковой стенки картера на частоте 1820 Гц

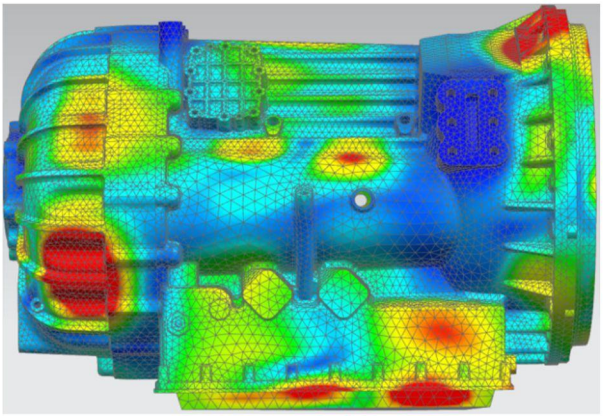


Рисунок 4.26 – Форма колебаний боковой стенки картера на частоте 3000 Гц

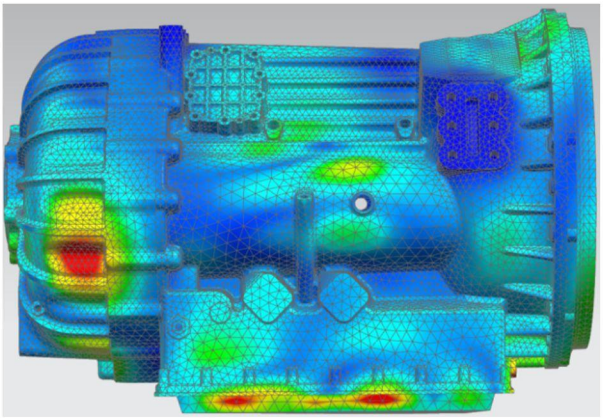


Рисунок 4.27 – Форма колебаний боковой стенки картера на частоте 3160 Гц

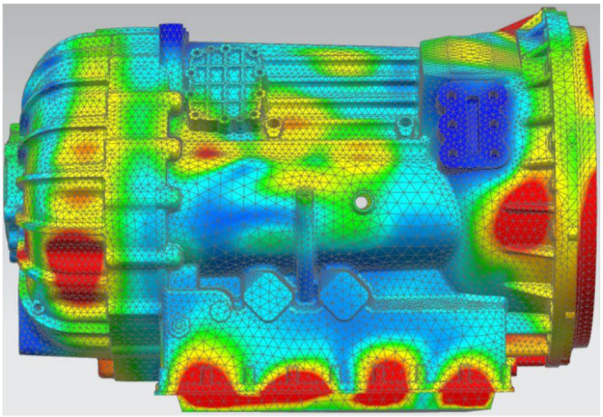


Рисунок 4.28 – Форма колебаний боковой стенки картера на частоте 3320 Гц

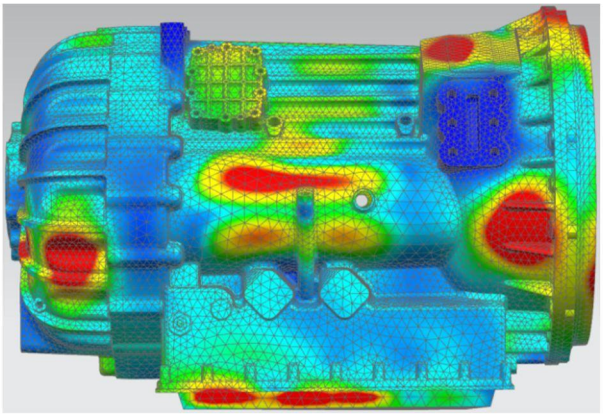


Рисунок 4.29 – Форма колебаний боковой стенки картера на частоте 3480 Гц

Таблица 4.3 – Верификация форм колебаний по амплитуде виброускорений

№ передачи АКП	Параметры	Наименование узла геометрической модели										
		karter: 3	karter: 18	karter: 23	karter: 32	karter: 42	karter: 49	karter: 51	karter: 55	kd: 8	kd: 17	sc: 11
1	Частота, Гц	1320	1400	1500	3180	1340	1400	3320	3200	1200	1500	1400
	Амплитуда, g	0,66	0,43	1,93	1,18	0,41	0,52	2,08	0,61	0,74	0,56	1,80
	Обороты, об/мин	1742	1742	2134	2134	1742	1742	1742	2134	1742	2134	1742
2	Частота, Гц	3000	1480	1480	2640	1480	1480	3200	3100	1400	1480	3100
	Амплитуда, g	0,47	1,47	1,85	1,64	2,27	1,22	0,83	0,76	0,82	1,11	1,28
	Обороты, об/мин	1930	2109	2109	1726	2109	2109	2109	2109	1930	2109	2109
3	Частота, Гц	2880	1440	1500	2800	1320	1380	3140	1440	1420	1840	1940
	Амплитуда, g	1,56	3,13	5,96	1,68	2,10	0,84	2,84	1,93	1,00	0,60	0,74
	Обороты, об/мин	1901	1901	1901	1901	1901	1901	1716	1901	1901	1901	1901
4	Частота, Гц	2920	1480	1520	2860	1480	1520	3220	2860	1360	1580	3220
	Амплитуда, g	1,44	0,90	2,03	1,40	1,84	0,67	8,47	2,20	0,58	0,55	3,08
	Обороты, об/мин	1915	2109	2109	1915	2109	2109	2109	1915	1915	2109	2109
5	Частота, Гц	2900	1500	1440	3220	1340	1500	3220	4020	1460	2540	3080
	Амплитуда, g	3,95	4,22	8,28	5,47	2,89	0,99	6,99	0,95	1,49	0,93	3,89
	Обороты, об/мин	1928	1928	1928	2122	1928	2122	2122	2122	1928	1733	2122
6	Частота, Гц	2860	1380	1400	2940	1480	1440	1440	2920	1400	2600	2340
	Амплитуда, g	3,60	2,47	6,83	3,87	4,02	1,54	2,64	2,65	1,83	1,35	7,17
	Обороты, об/мин	1940	2051	1940	1940	2051	2051	2051	1940	2051	1940	1746
7	Частота, Гц	3020	1640	1640	3300	740	2140	3220	3920	2440	2240	2020
	Амплитуда, g	2,00	2,24	3,37	1,46	1,13	0,91	2,55	0,89	0,53	1,19	2,08
	Обороты, об/мин	1357	1357	1166	1466	1466	1466	1466	1466	1357	1466	1357
8	Частота, Гц	1820	1760	1380	1440	2840	2160	1760	2900	1700	2160	2900
	Амплитуда, g	0,47	1,62	3,11	1,10	1,02	0,71	2,19	2,14	0,84	1,37	2,09
	Обороты, об/мин	777	777	972	972	972	972	777	972	777	972	972
9	Частота, Гц	1680	1740	1540	1440	760	2280	1460	740	1480	2280	2260
	Амплитуда, g	1,86	1,60	3,09	0,95	1,67	0,95	2,47	0,58	1,31	0,51	2,81
	Обороты, об/мин	757	757	757	757	757	757	757	757	757	757	757

Выделение зеленым цветом свидетельствует об удовлетворительной сходимости амплитуд вибрации, полученных расчетным и экспериментальным путем для характерных точек конструкции, при соблюдении принципа рассмотрения схожих форм колебаний.

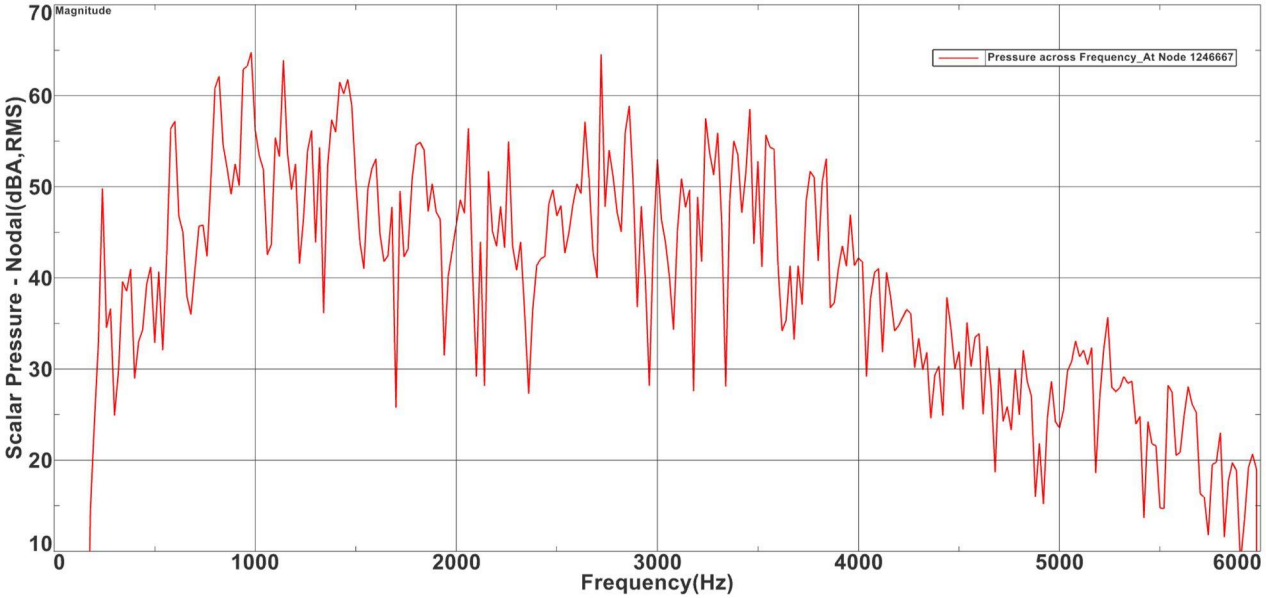
Высокая сходимость амплитуд вибраций узлов наблюдается на 5-7 передачах. На остальных передачах наблюдается ухудшение сходимости в соответствии с порядком перечисления передач – 1, 3, 8, 9, 2, 4.

Основной причиной расхождения результатов полученных экспериментальным и расчетным способом, является отсутствие данных по характеристикам жесткости и демпфирования подшипников, установленных в АКП трансмиссии.

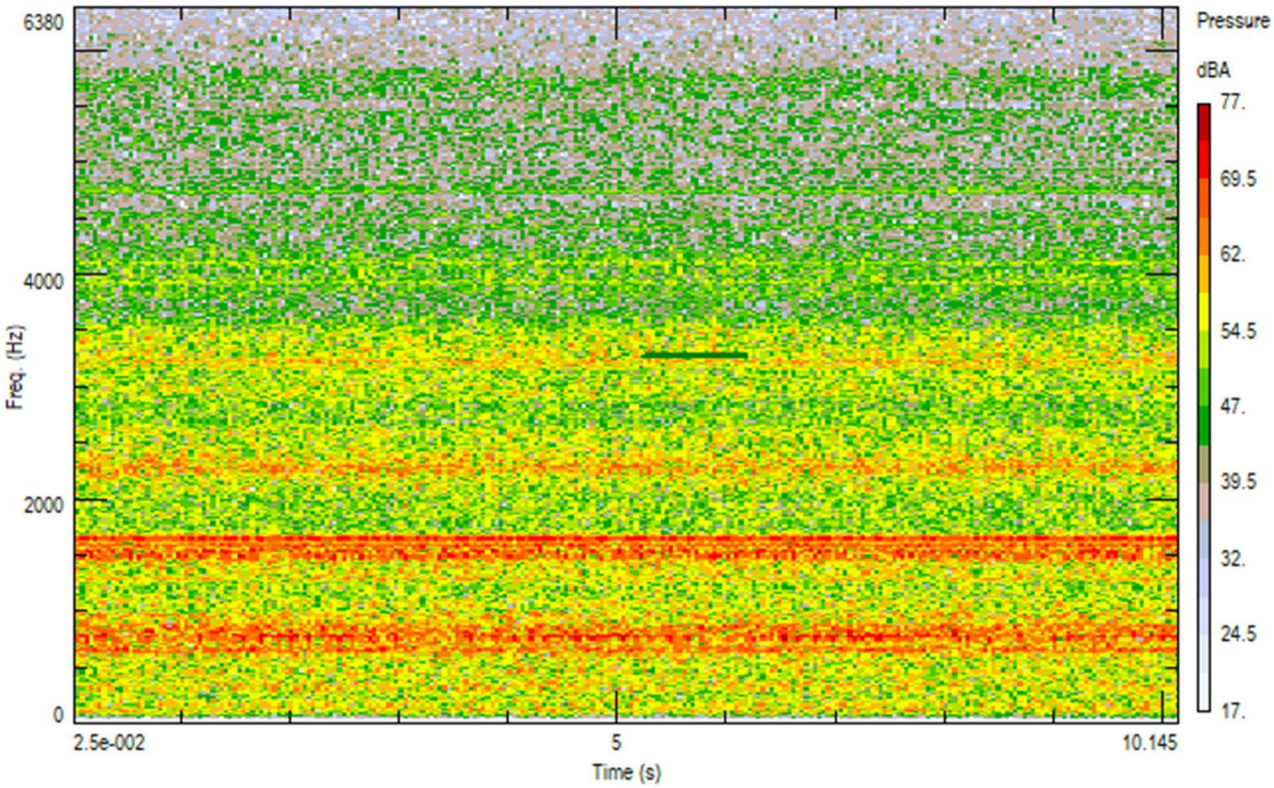
Верификация по акустическим характеристикам проводилась путем сопоставления результатов теоретического и экспериментального исследования акустического излучения АКП трансмиссии – рисунок 4.30, Приложение Е. Рассмотрим процесс на примере 1-й передачи, при частоте вращения коленчатого вала двигателя 2134 об/мин. В диапазоне частот от 600 до 1000 Гц, в экспериментальных данных наблюдаются сразу три горизонтальные линии с высоким уровнем звукового давления, что соответствует трем пикам полученным расчетным способом. Аналогичные выводы можно сделать и для других диапазонов – 1400-1700 Гц, 2200-2600 Гц, 3000-3600 Гц. При верификации делался упор на совпадение областей пиковых значений, а не на их количественные показатели.

На основе сопоставления результатов теоретического и экспериментального исследования АКП трансмиссии (рисунок 4.30 и Приложение Е) установлено, что акустическое излучение со значительными амплитудами (больше 60 dBA) соответствует диапазону частот от 200 до 4000 Гц. При этом очевидно, что во всем диапазоне частот наибольший вклад в акустическое излучение вносят вибрации боковых поверхностей картера и поддона. Например, для 4-й передачи на рисунках 4.31 – 4.36 в частях А) приведено распределение акустического давления на боковой стенке картера. В частях Б) приведены соответствующие формы колебаний корпуса, возбуждаемые на данном режиме нагружения. Как следует из рисунков, доминирующими частотами излучения являются следующие: 1100 Гц, 1500 Гц, 2100 Гц, 2800 Гц и 3540 Гц. При этом в диапазоне от 200 до 600 Гц идентифицировать принадлежность акустического излучения не удалось. Это может быть связано с общей зашумленностью места проведения эксперимента. При этом, используя верифицированную расчетную модель можно

предположить существенный вклад в общий уровень акустического излучения крышки сцепления, а так же подтвердить значительный вклад в общий уровень акустического излучения поддона во всем диапазоне частот.

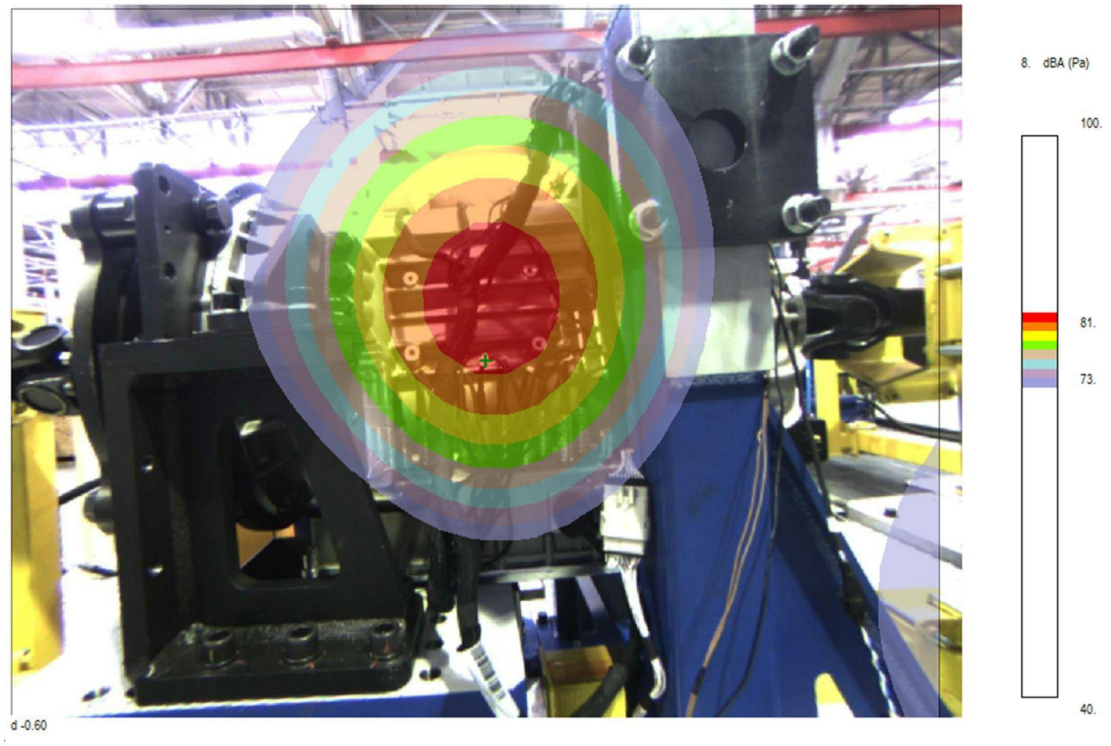


А) – расчетное значение

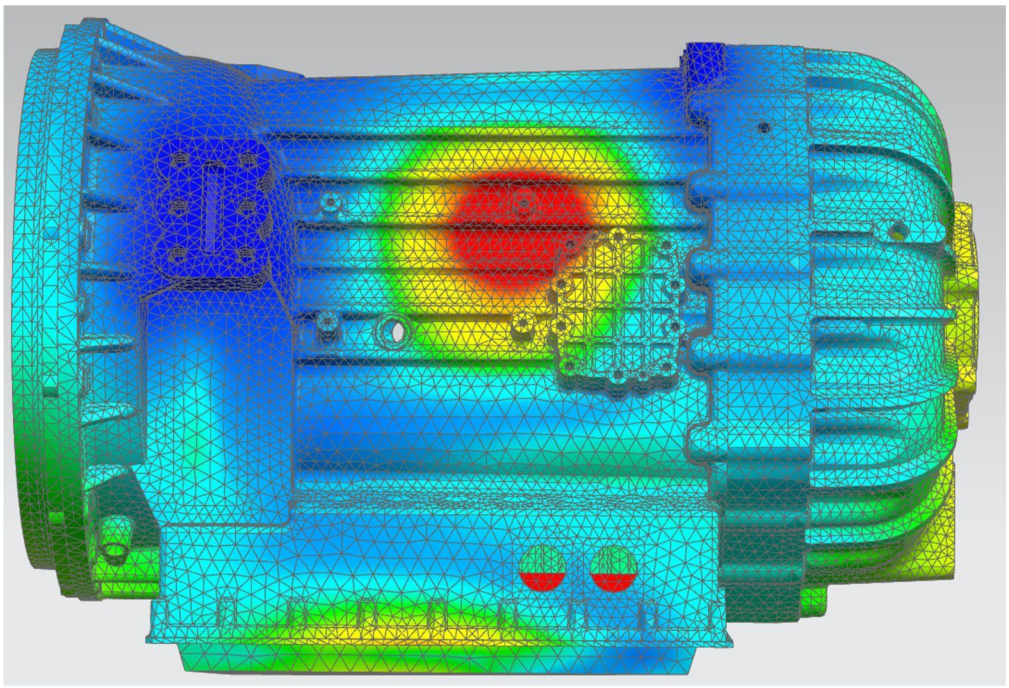


Б) – экспериментальное значение

Рисунок 4.30 – Спектр акустического давления на 1-й передаче, 2134 об/мин

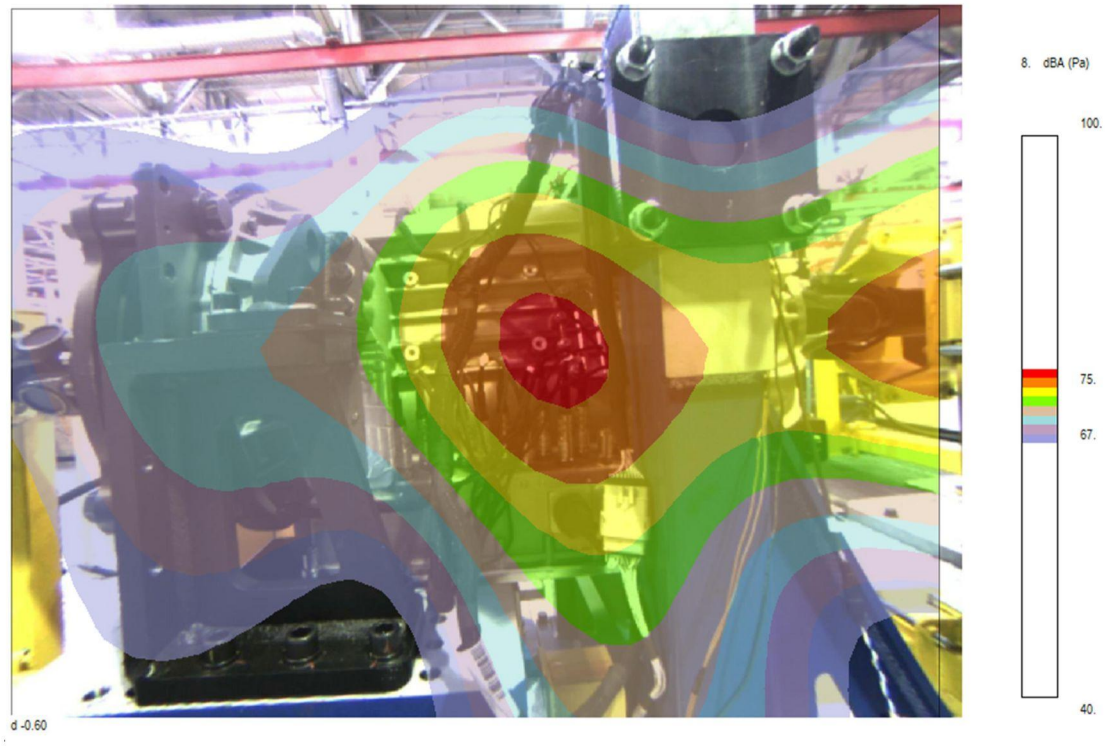


А) – локализация акустического излучения на поверхности картера

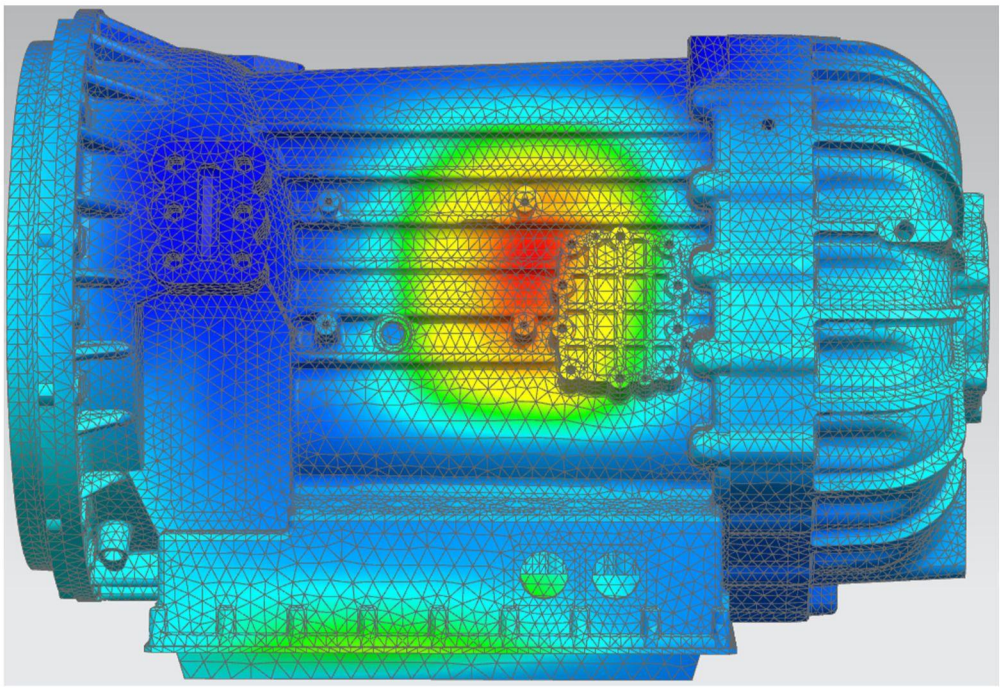


Б) – соответствующая доминирующая вынужденная форма колебаний на боковой поверхности картера

Рисунок 4.31 – Частота 1100 Гц, 5-я передача, n= 2200 об/мин

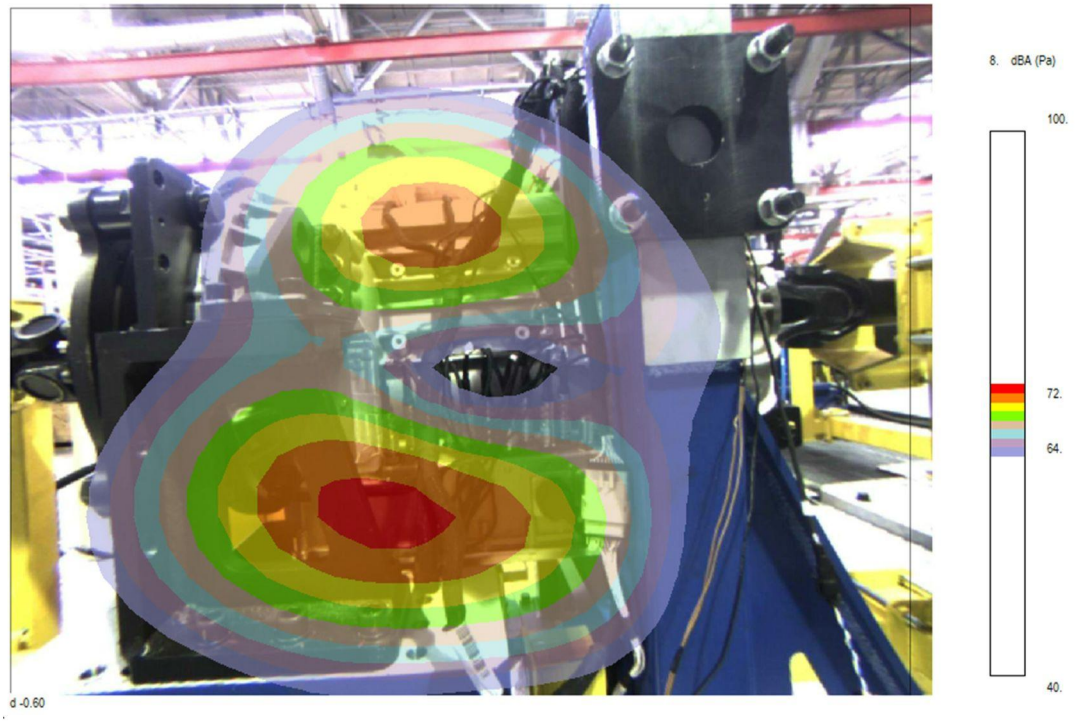


А) – локализация акустического излучения на поверхности картера;

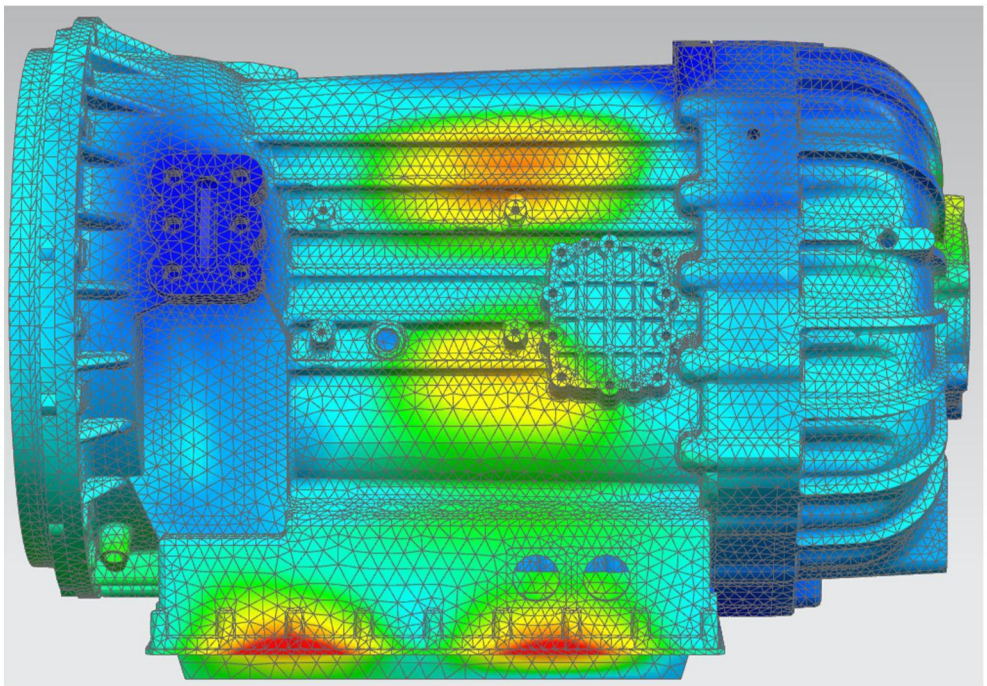


Б) – соответствующая доминирующая вынужденная форма колебаний на боковой поверхности картера

Рисунок 4.32 – Частота 1100 Гц, 4-я передача, n= 2000 об/мин

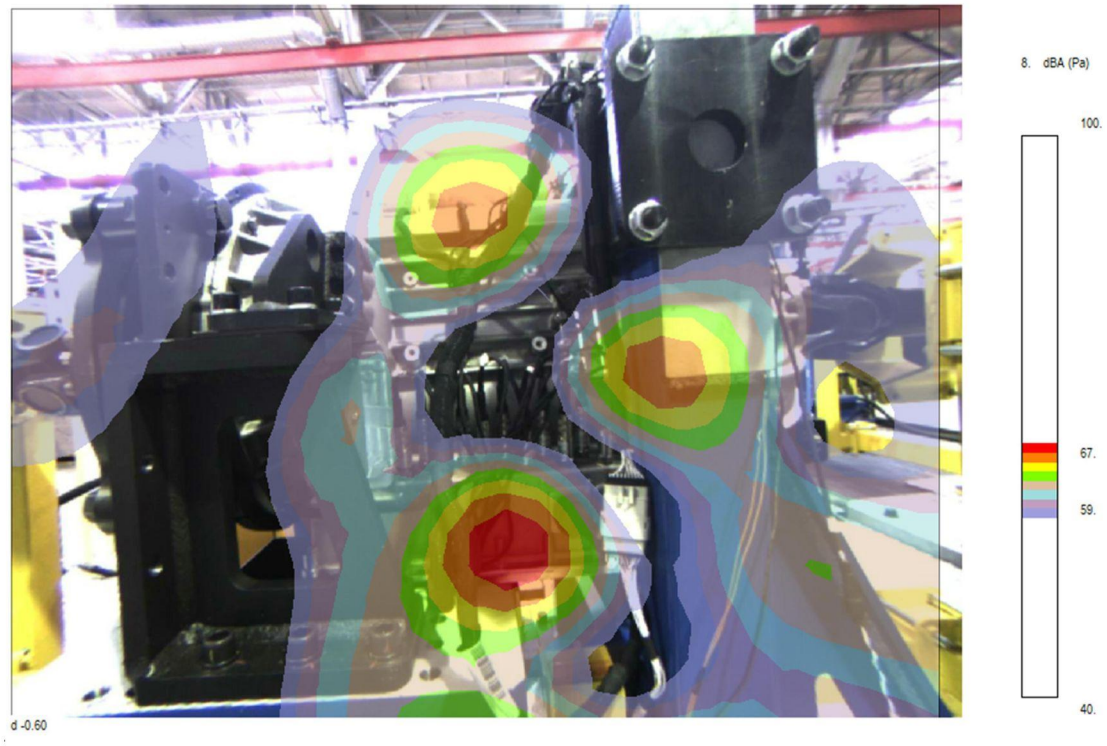


А) – локализация акустического излучения на поверхности картера

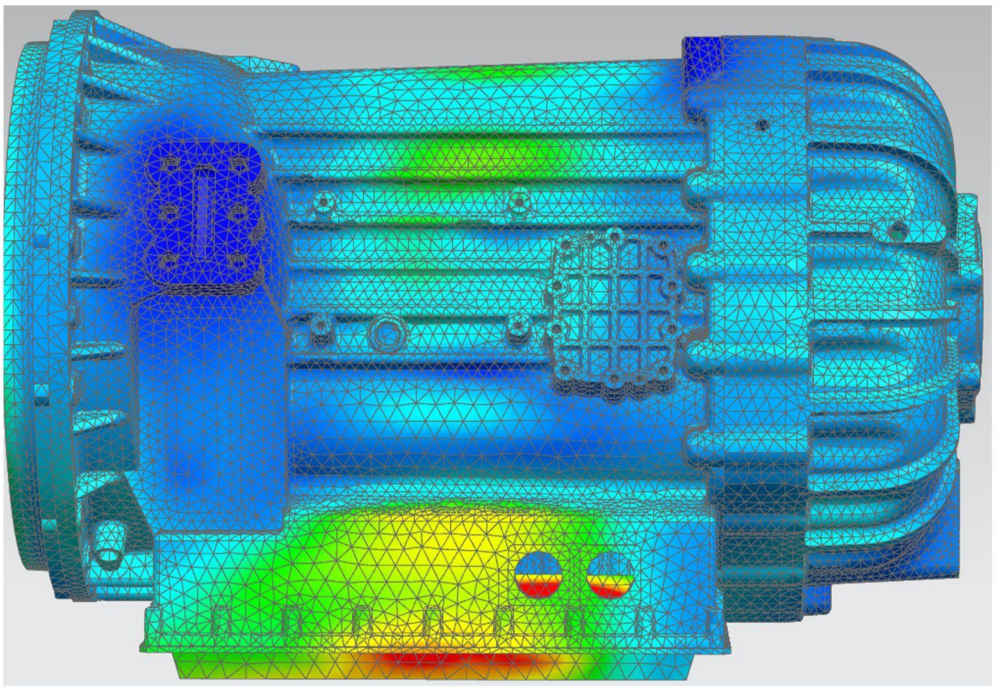


Б) – соответствующая доминирующая вынужденная форма колебаний на боковой поверхности картера

Рисунок 4.33 – Частота 1500 Гц, 4-я передача, n= 2000 об/мин

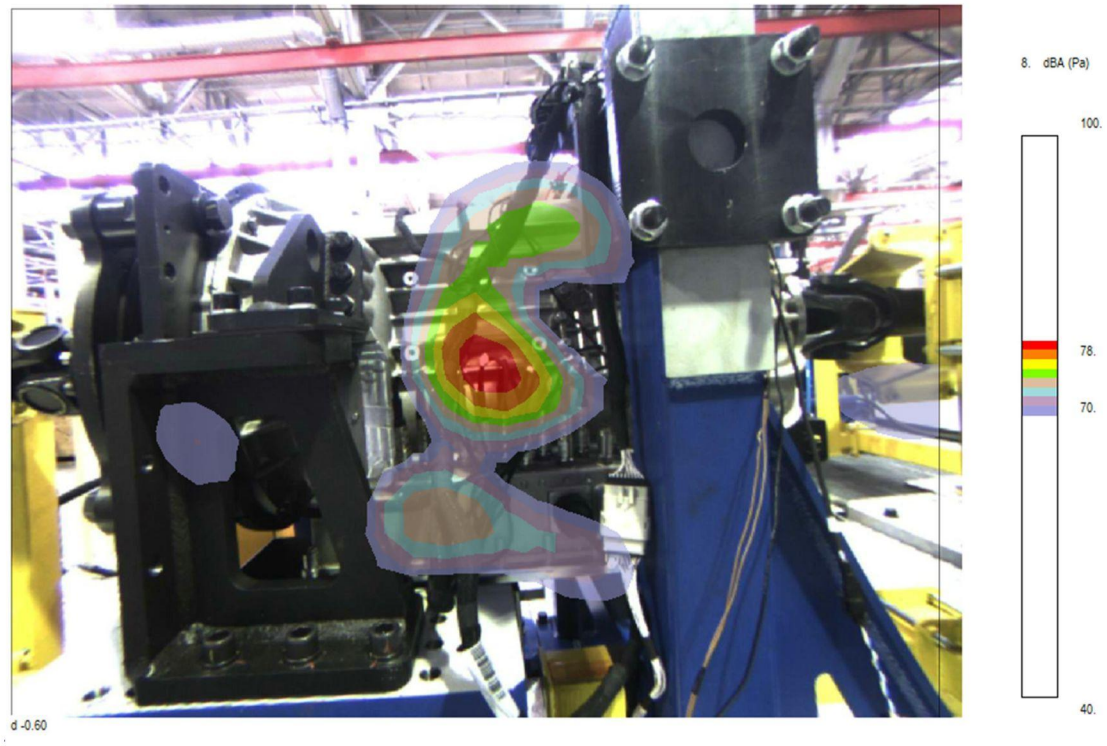


А) – локализация акустического излучения на поверхности картера

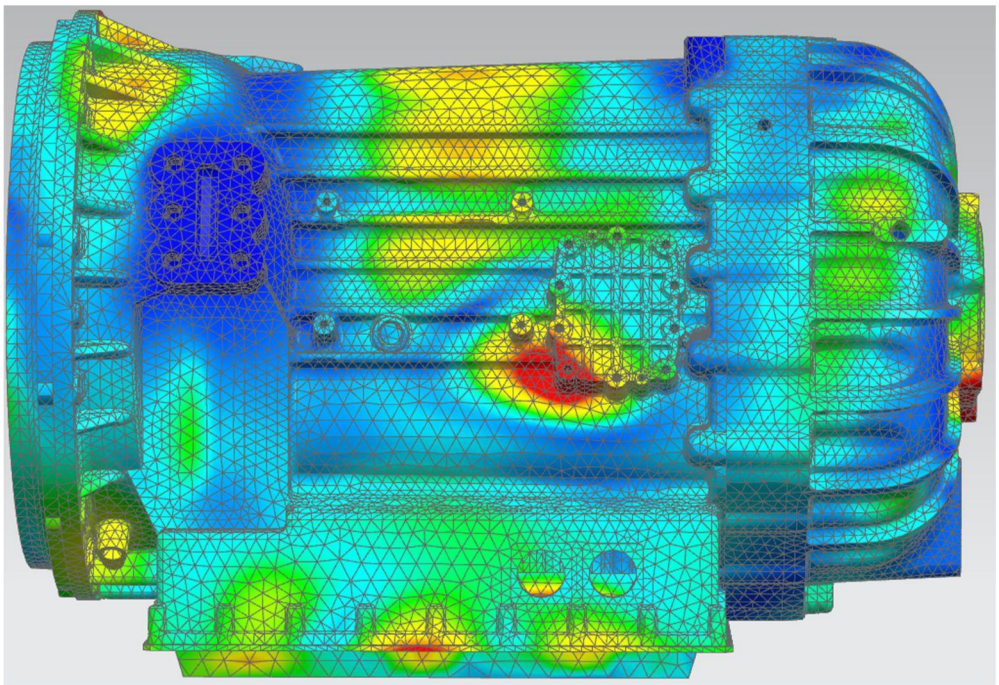


Б) – соответствующая доминирующая вынужденная форма колебаний на боковой поверхности картера

Рисунок 4.34 – Частота 2100 Гц, 4-я передача, n= 2000 об/мин

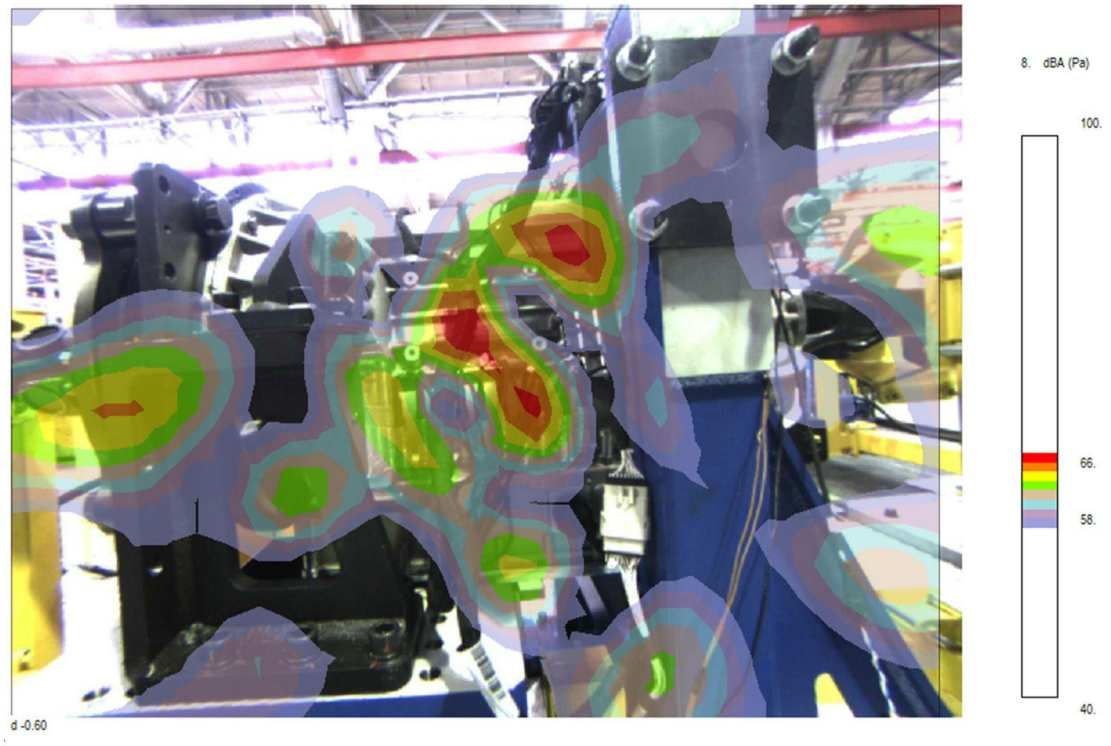


А) – локализация акустического излучения на поверхности картера

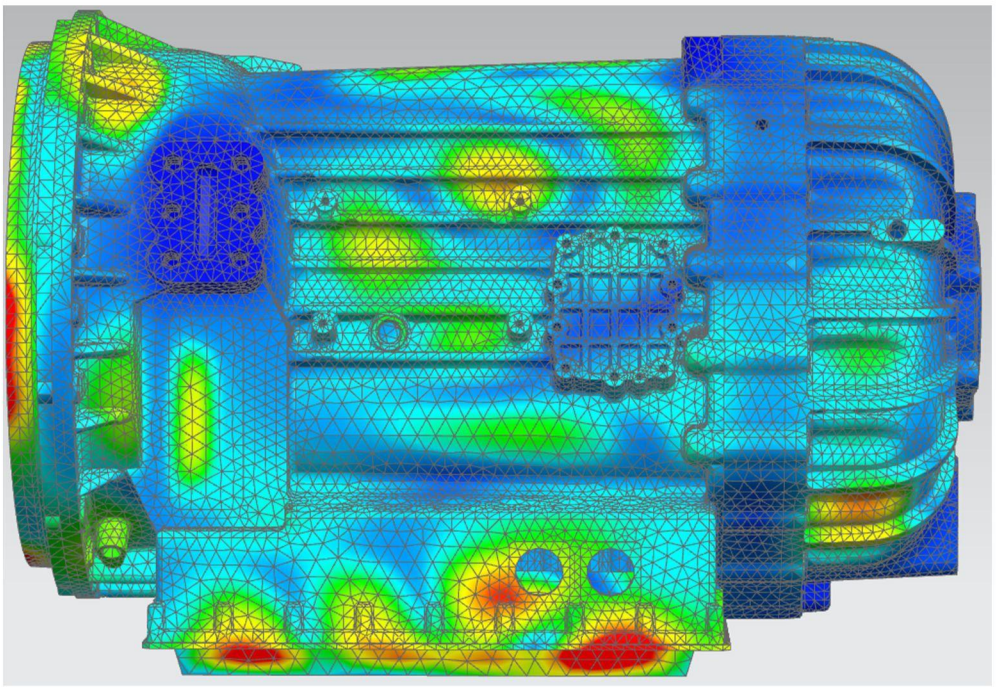


Б) – соответствующая доминирующая вынужденная форма колебаний на боковой поверхности картера

Рисунок 4.35 – Частота 2800 Гц, 4-я передача, n= 2000 об/мин



А) – локализация акустического излучения на поверхности картера



Б) – соответствующая доминирующая вынужденная форма колебаний на боковой поверхности картера

Рисунок 4.36 – Частота 3545 Гц, 4-я передача, n= 2000 об/мин

Разработанные модели для оценки виброакустических параметров трансмиссии позволяют с удовлетворительной точностью прогнозировать уровень вибраций и акустического излучения. Точность расчетов во многом определяется полнотой и достоверностью исходных данных.

4.6 Разработка рекомендаций по снижению уровня вибраций и шума АКП трансмиссии

На основе анализа результатов теоретического исследования (моделирования) и экспериментальных данных было установлено, что основным источником акустического излучения являются боковые стенки картера. Кроме того, расчетные исследования показали высокоамплитудные вынужденные колебания поддона во всем рассматриваемом диапазоне частот на всех режимах нагружения. Для снижения уровня акустического излучения предложено несколько вариантов оребрения как картера (рисунок 4.37), так и поддона (рисунок 4.38).

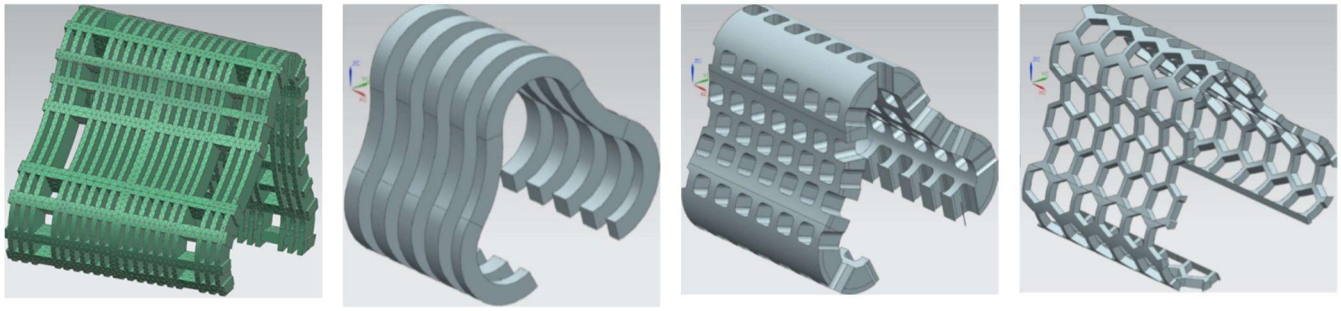


Рисунок 4.37 – Варианты оребрения картера АКП трансмиссии

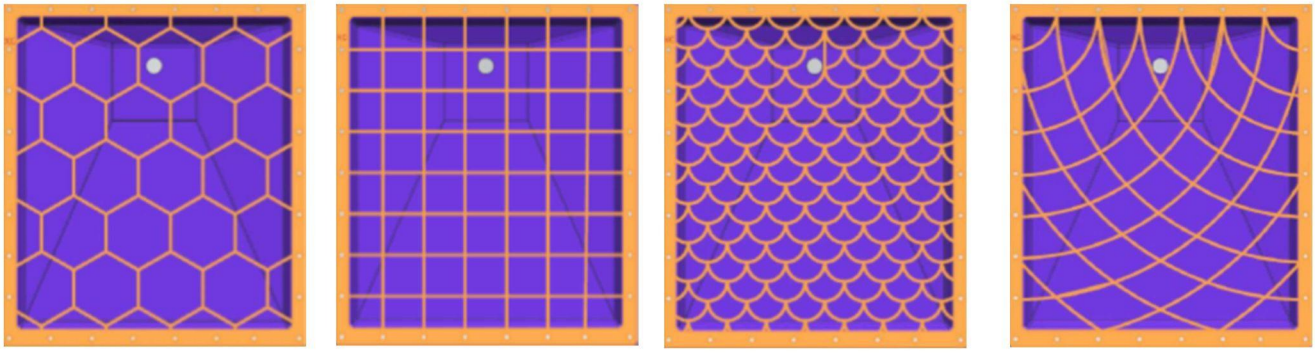


Рисунок 4.38 – Варианты оребрения поддона АКП трансмиссии

На основании оценочного моделирования, заключающегося в сравнении уровней звукового давления в точках измерения, различных вариантов изменения конструкции были подобраны рекомендуемые параметры оребрения картеры и толщины поддона (это оказалось эффективнее, чем оребрение). Важно отметить, что рассматривались различные варианты оребрения (не только форм, но и толщины ребер, высоты ребер и шага ребер). При этом решалась задача не только достижения требуемых показателей звукового давления, но уничтожения наиболее значимых вынужденных колебаний.

Сравнительные результаты приведены на рисунке 4.39. Красным отображается уровень звукового давления до внесения изменений в конструкцию, синим – после.

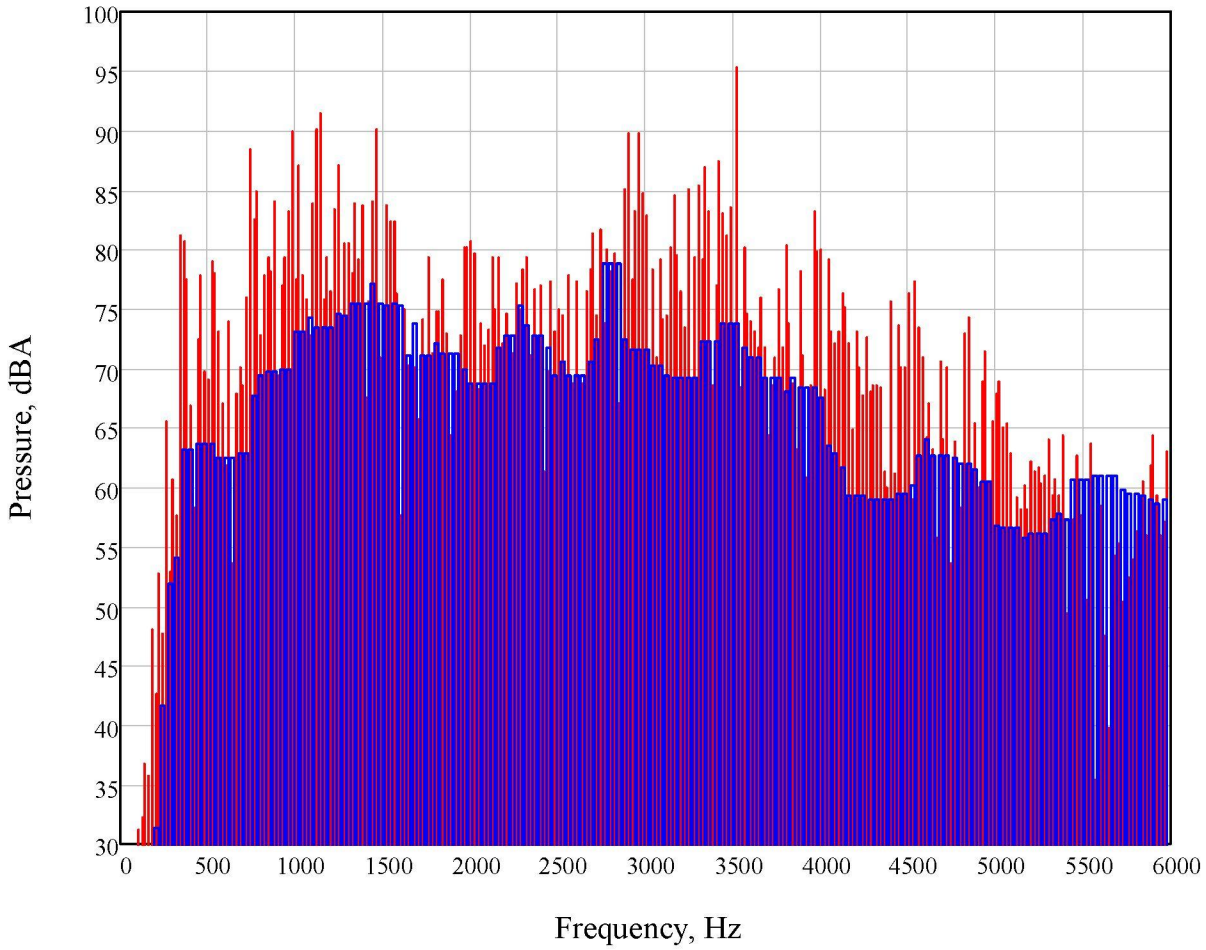


Рисунок 4.39 – Спектр акустического давления

Как видно из рисунка 4.39, уровень звукового давления, после внесения изменений в конструкцию не превышает 78 дБА на расстоянии 1 метра от боковой стенки картера и лишь в некоторых диапазонах превысил изначальный. Таким образом, на основе расчетной оценки эффективности предложенных мероприятий можно сделать о снижении интегрального уровня звукового давления во всем диапазоне от 2 до 10 дБА.

На рисунках 4.40 – 4.43, приведены формы колебаний АКП трансмиссии, соответствующие основным пикам на рисунке 4.39, слева – до внесения изменений в конструкцию, справа – после. Важно отметить, что несмотря на разрушение наиболее значимых форм колебаний и достижение целевых показателей по уровню акустического излучения, на отдельных формах сохранились вибрации в области боковых стенок и крыши картера, но их амплитуды снизились по сравнению с существовавшими до введения изменений в конструкцию. Для некоторых режимов очаги вибрации сместились в зону юбки картера, крышки демультипликатора и крышки сцепления.

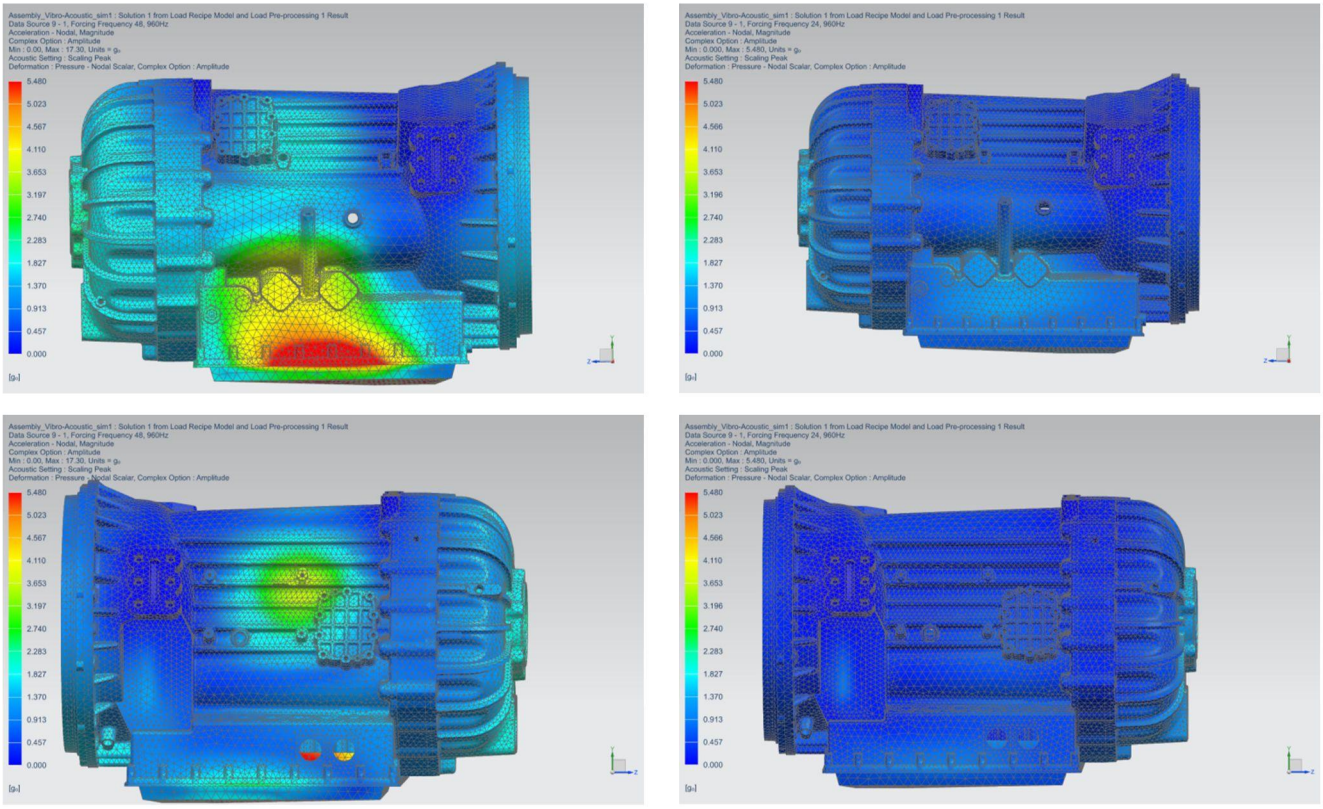


Рисунок 4.40 – Форма колебаний АКП трансмиссии на частоте 960 Гц

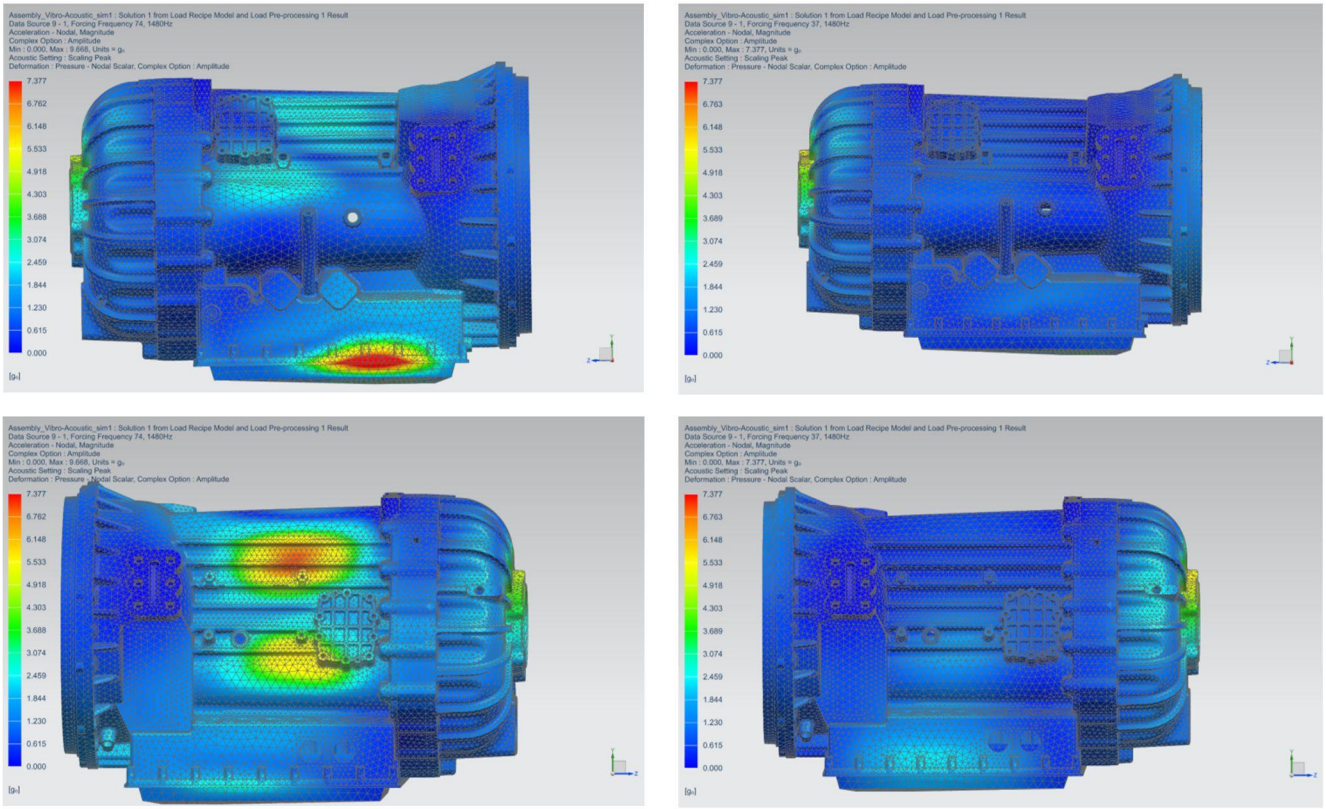


Рисунок 4.41 – Форма колебаний АКП трансмиссии на частоте 1480 Гц

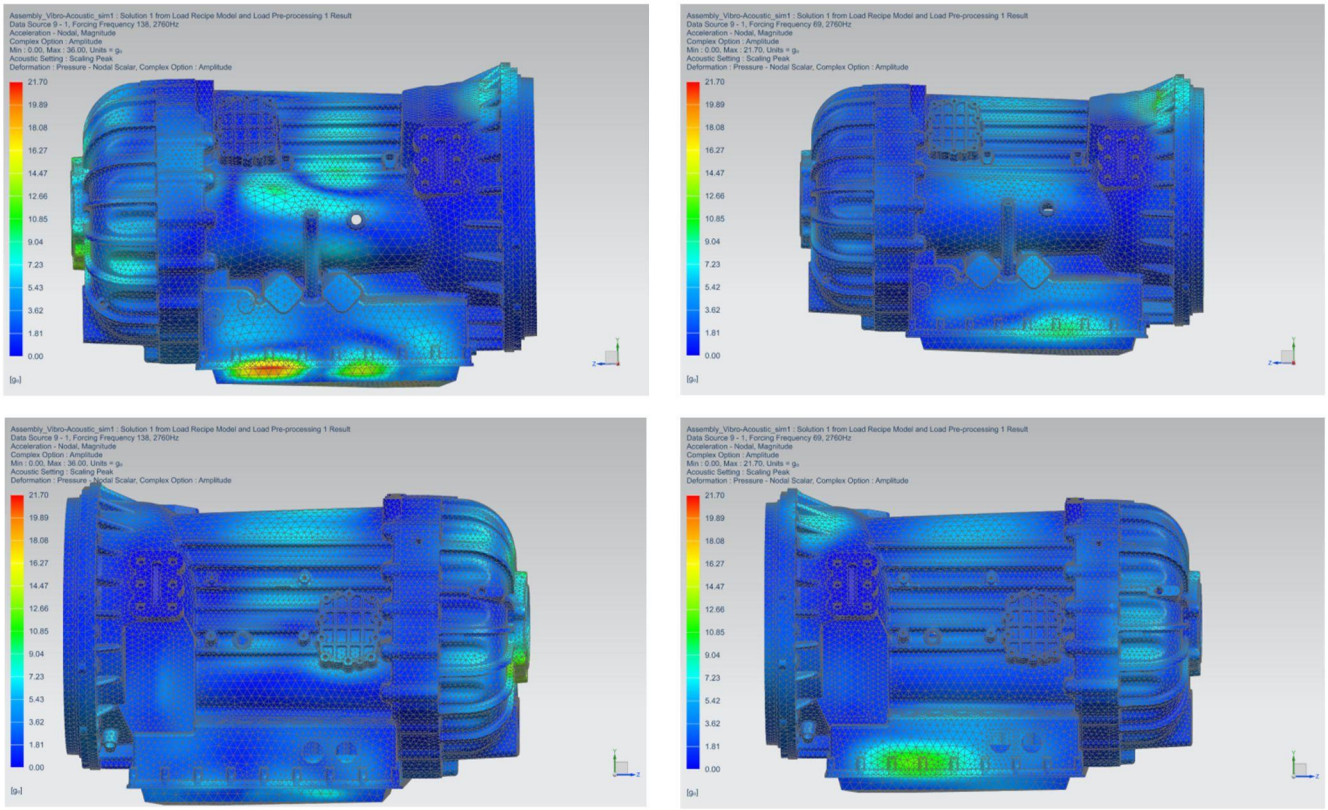


Рисунок 4.42 – Форма колебаний АКП трансмиссии на частоте 2760 Гц

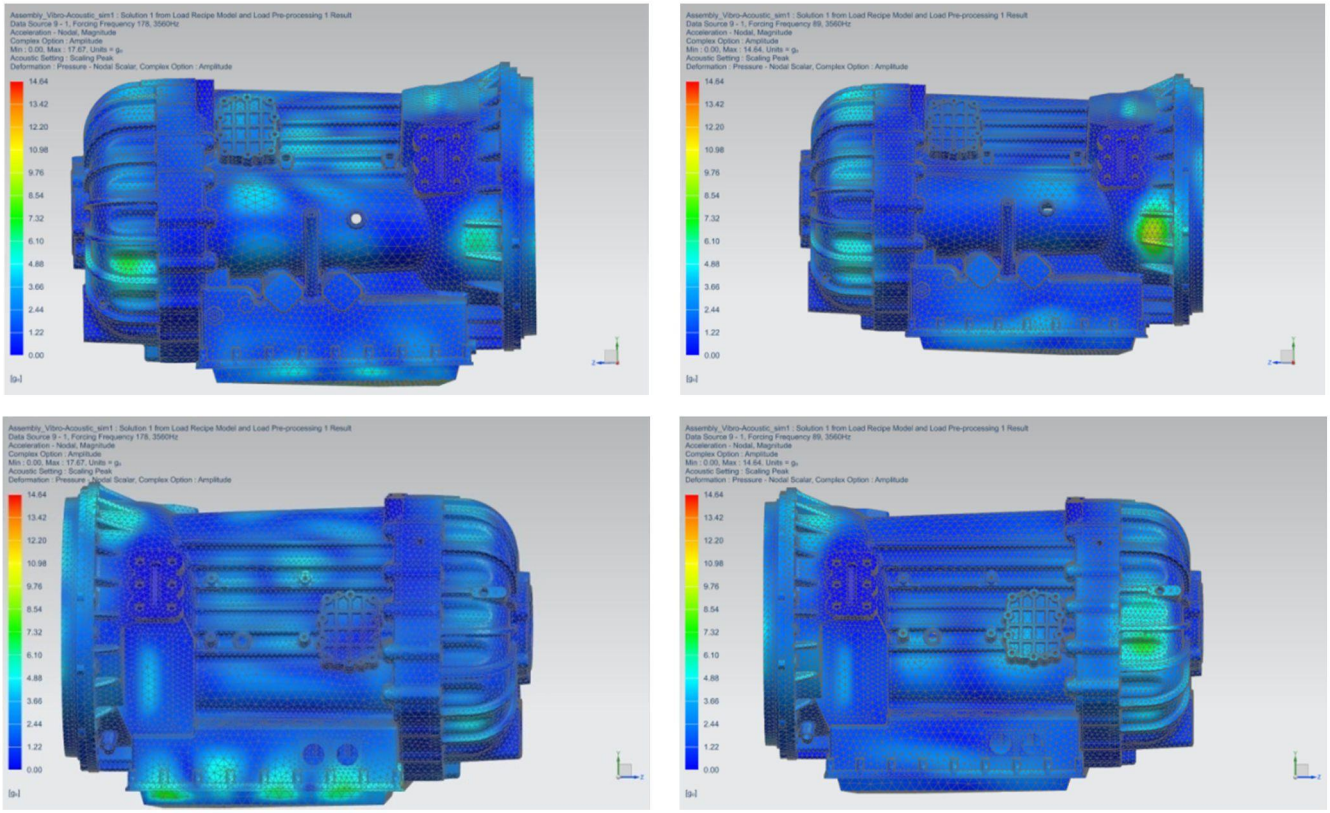


Рисунок 4.43 – Форма колебаний АКП трансмиссии на частоте 3560 Гц

4.8 Выводы по главе

В рамках 4 главы рассмотрены и проанализированы результаты экспериментального исследования. Установлено, что наибольшими амплитудами в порядковых спектрах обладают 45-я и 90-я гармоники от частоты вращения входного вала и определен их источник – зацепление шестерни входного вала с шестерней отбора мощности маслонасоса АКП трансмиссии. Для некоторых режимов определена взаимосвязь между собственными формами колебаний и пиками на спектре акустического давления.

Выполнена верификация разработанной модели виброакустического поведения АКП трансмиссии.

На основании оценочного моделирования предложены рекомендации по снижению уровня вибрации и шума АКП трансмиссии.

Изложенный выше подход к прогнозированию виброакустического поведения трансмиссии позволяет существенно снизить трудовые и экономические затраты, избежать оценочно-вероятностного характера исследования, получить достоверные показатели вибрации и акустического излучения трансмиссии.

Предлагаемая структура решения задачи уменьшения шума при проектировании на основе системного подхода показана на рисунке 4.44. Реализация такой структуры возможна при качественном проведении экспериментального исследования, полноте и достоверности исходных данных для расчетного исследования.

Данный подход может быть распространен и на другие трансмиссии, а также редукторные узлы.

Рисунок 4.44 – Предлагаемая структура решения задачи уменьшения шума транспортной машины при проектировании

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе решена научная задача прогнозирования и снижения виброакустической нагруженности трансмиссий колесных машин на основе совершенствования их модальных свойств, разработаны научно обоснованные технические решения применительно к АКП трансмиссии перспективных автомобилей категорий N2, N3. По результатам выполненных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Разработана модель формирования динамических нагрузок, возбуждающих виброакустическое излучение, **отличающаяся** учетом неравномерности передачи моментов в зубчатых зацеплениях, а также динамических нагрузок, возникающих вследствие проявления нелинейных эффектов в гидросистеме управления трансмиссией, определяемых экспериментально, и других элементах конструкции;

2. Разработаны верифицированные модальные модели трансмиссии перспективной колесной машины, **отличающиеся** рассмотрением в качестве модальных характеристик не только собственных частот, форм колебаний и коэффициентов демпфирования, а также частотных функций и модальных вкладов, позволяющие обеспечить точность определения модальных свойств не хуже 15%;

3. Разработан комплекс методик расчетно-экспериментального исследования необходимый для верификации модальных моделей трансмиссий перспективных колесных машин;

4. Получены новые экспериментальные данные, позволившие внести обоснованные коррективы в модель формирования динамических нагрузок за счет учета трудно формализуемых газогидродинамических процессов, приводящих к возникновению возмущения не только основного порядка зубчатого зацепления, но и кратных ему (применительно к объекту исследования от 15 до 90 – порядков);

5. Разработанные научно-обоснованные технические решения по совершенствованию NVH параметров при проектировании трансмиссии перспективной колесной машины позволили снизить интегральный уровень акустического давления во всем диапазоне от 2 до 10 дБА.

Список использованных источников

1. Белоцерковский С.В. Автомобильные глушители: современные требования, тенденции развития, методы расчета и испытаний / С.В. Белоцерковский, В.Е. Тольский // Техническая акустика. – 2001. – Т. 1. – С. 30-37.
2. ГОСТ 12.1.003-2014. ССБТ Шум. Общие требования безопасности.
3. ГОСТ 33555-2015 Автомобильные транспортные средства. Шум внутренний. Допустимые уровни и методы испытаний.
4. ГОСТ Р 53187-2008 Акустика. Шумовой мониторинг городских территорий.
5. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Прогнозирование динамической нагруженности гидромеханических трансмиссий транспортных машин. Екатеринбург: УрО РАН, 2010.
6. Машиностроение. Энциклопедия. Ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др. – М.: Машиностроение. Колесные и гусеничные машины. Т. IV-15 / В.Ф. Платонов, В.С. Азаев, Е.Б. Александров и др.; Под общ. ред. В.Ф. Платонова. – 1997. – 688 с., ил. ISBN 5-214-01956-5
7. Надарейшвили Г.Г. Научные основы создания комплексных систем обеспечения современных экологических и акустических показателей двигателей внутреннего сгорания: дис. на соискание ученой степени д-ра. техн. наук: 05.04.02: защищена 24.03.2021: утв. 20.07.2021 / Надарейшвили Гиви Гурамович. – Москва, 2021. – 467 с.
8. Пальтов И.П., Попов Е.П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем. – М:Государственное издательство физико-математической литературы, 1960. – 792 с.
9. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов В 3 т. / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Г.И. Гладов, Л.Ф. Жеглов, В.Н. Зузов, Г.О. Котиев, А.А. Полунгян, А.Б. Фоминых; Под ред. А. А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 1480 с.: ил. ISBN 978-5-7038-3040-6

10. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / Под общ. ред. А.И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с., ил
11. Руководство пользователя «LMS Test.Lab ImpactTesting» v.18.2.
12. Руководство пользователя «LMS Test.Lab Modal Analysis» v. 18.2
13. Руководство пользователя для ScadasMobile & Recorder v. 2.1
14. Руководство пользователя для ScadasXS v. 2.1
15. Сапожников С. Б. Экспериментальное исследование и численное моделирование виброакустических систем со звукопоглощающими покрытиями / С. Б. Сапожников, В. В. Мокеев // Известия Челябинского научного центра УрО РАН. – 2007. – № 1. – С. 72-76
16. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки.
17. Тольский В.Е. К проблеме нормирования вибрации автотранспортных средств / В.Е. Тольский, С.М. Воеводенко, Е.Ц. Ставский // Труды НАМИ. – 2013. – № 252. – С. 94-106.
18. Тольский В.Е. Нормирование структурного шума автомобильного двигателя / В.Е. Тольский // Автомобильная промышленность. – 2012. – № 2. – С. 27-29.
19. Тольский В.Е. Особенности характеристик виброакустики и вибронагруженности некоторых российских автомобилей и автобусов / В.Е. Тольский, С.М. Воеводенко // Журнал автомобильных инженеров. – 2008. – № 2(49). – С. 44-47.
20. Тольский В.Е. Расчетно-экспериментальное исследование вибрации грузового автомобиля / В.Е. Тольский, Г.В. Латышев // Труды НАМИ. – 2015. – № 262. – С. 4-15.
21. Тольский В.Е. Снижение вибрации автобуса ЛИАЗ-5256 за счет улучшения виброизоляционных свойств подвески силового агрегата / В.Е. Тольский, Г.В. Латышев // Труды НАМИ. – 2013. – № 253. – С. 118-123.
22. Тольский В.Е. Факторы, влияющие на образование структурного шума автомобильного дизеля / В.Е. Тольский, А.Д. Конев // Автомобильная промышленность. – 2012. – № 5. – С. 21-23.

23. Тольский В.Е. Экспериментальное исследование вибрации автомобилей при работе двигателя внутреннего сгорания (часть 1) / В.Е. Тольский // Труды НАМИ. – 2015. – № 263. – С. 5-24.
24. Тольский В.Е. Экспериментальное исследование вибрации автомобилей при работе двигателя внутреннего сгорания Часть 2 / В.Е. Тольский // Труды НАМИ. – 2016. – № 264. – С. 142-159.
25. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет. Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / И.П. Ксеневич, В.В. Гуськов, Н.Ф. Бочаров и др.; Под общ. ред. И.П. Ксеневича. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.: ил. ISBN 5-217-01394-X
26. Трусевич И.А., Тараторкин И.А., Держанский В.Б., Тараторкин А.И. Повышение динамической устойчивости фрикционных дисков трансмиссий транспортных машины Инновации и исследования в транспортном комплексе. Материалы второй международной научно-практической конференции. – Курган, 2014. – с. 280 – 288.
27. Трусевич И.А., Абдулов С.В., Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Тараторкин А.И., Волков А.А. Алгоритм оптимизации вибрационных нагрузок, формируемых зубчатыми зацеплениями перспективной коробки передач грузового автомобиля, Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2021. – Т. 21, № 4. – с. 5-14
28. Трусевич И.А., Абдулов С.В., Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Тараторкин А.И., Волков А.А. Верификация модальной модели трансмиссии с целью прогнозирования NVH параметров, Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2021. – Т. 21, № 3. – с. 61-68
29. Трусевич И.А., Тараторкин И.А., Держанский В.Б., Тараторкин А.И. Абдулов С.В. Расчетно-экспериментальная оптимизация виброакустических параметров изделия МКСМ-800. Актуальные проблемы защиты и безопасности: Труды XXII Всероссийской научно-практической конференции РАРАН, Санкт-Петербург, 01–04 апреля 2019 года. – Санкт-Петербург: Российская академия ракетных и артиллерийских наук, 2019. – С. 51-57.

30. Трусевич И.А., Тараторкин И.А., Держанский В.Б., Тараторкин А.И., Анищенко Г.А. Структурная оптимизация виброакустических параметров при разработке ТРАНСМИССИИ транспортной машины, Актуальные проблемы защиты и безопасности: Труды XX Всероссийской научно-практической конференции. Т.3. (3–6 апреля 2018 г.). Издание ФГБУ «Российская академия ракетных и артиллерийских наук». Москва – 2018. С. 42-47.
31. Трусевич И.А., Тараторкин И.А., Держанский В.Б., Тараторкин А.И., Анищенко Г.А. Управление акустическим излучением трансмиссии посредством корректировки модальных показателей ее картера, Актуальные вопросы машиноведения. – 2018. – Т. 7. – С. 36-39. ISSN 2306-3084.
32. Хейлен В., Ламменс С., Сас П. «Модальный анализ: теория и испытания», перевод с английского под ред. В.И.Смыслова, ООО «Новатест», 2010 г
33. Abbes M.S., Fakhfakh T., Haddar M., Maalej A. Effect of transmission error on the dynamic behaviour of gearbox housing, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2007, 34, 211-218. DOI:10.1007/s00170-006-0582-7
34. Abe T., Felice M. J. Driving the next generation of Powertrain NVH Refinement through Virtual Design, Ford Motor Company, ISMA, Leuven, 2010.
35. Acevedo Giraldo D., Botero Bolivar L., Munera-Palacio D., García-Navarro J. Aerodynamic Evaluation of Different Car Carrier Devices for Drag Reduction Using CFD, Journal of Aerospace Technology and Management, 2018, 10. DOI:10.5028/jatm.v10.971
36. AGMA 1012: Gear Nomenclature, Definition of Terms with Symbols, no. 2005
37. Al-Akam A., Ali I. Improvement of Aerodynamics Characteristic of Heavy Trucks, 3rd International Conference on Trends in Mechanical and Industrial Engineering (ICTMIE'2013), 2013, 246-255
38. Al-Saadi A. Analysis of Novel Techniques of Drag Reduction and Stability Increase for Sport Utility Vehicles using Computational Fluid Dynamics, 2019. DOI:10.13140/RG.2.2.15580.74880

39. Allemang R.J., The Modal Assurance Criterion — Twenty Years of Use and Abuse, Sound and Vibration, August 2003
40. Alt N., Steffens C., Nussmann C. Low Noise Engine Development, Proceedings of the ASME 2006 Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference (ICES2006), Aachen, Germany. May 7–10, 2006. pp. 625-632. DOI:10.1115/ICES2006-1429
41. Aneja H., Tripathi M., Singh H., Parmar A. Approaches of NVH Improvements for Fuel Pump Noise Issues, SAE Technical Paper 2017-01-0442, 2017, DOI:10.4271/2017-01-0442
42. Automotive Engineering Book. Crolla D. ISBN: 978-0-470-97402- 5. 4101
43. AUTOMOTIVE INDUSTRY STANDARD, Driver-Perceived Noise Level of Agricultural Tractors – Method of Measurement, REGD. NO. D. L.-33004/99
44. Avinash R., Mohammad Rafiq B A., Sanjeev A., KC V. Development of Torque Damper for Passenger Car Engine. FISITA World Automotive Congress 2018, Chennai, India, October 2018.
45. Bartosch T., Macher H., Kastreuz B., Kauermann K., Fankhauser C. Optimize the Acoustic Concept using SEA Vibro-Acoustic Potential Analysis, 4th Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress, Graz, Austria, 15-17 November, 2006.
46. Bartosch T., Müller G. GENERATION AND VALIDATION OF ACOUSTIC 3D WBT MODELS OF A SUV DRIVER COMPARTMENT FROM SEA MODELS, 14th International Congress on Sound & Vibration, Cairns, Australia, 9-12 July 2007
47. Beidl C., Rust A., Rasser M. Key Steps and Methods in the Design and Development of Low Noise Engines, SAE Technical Paper 1999-01-1745, 1999. DOI:10.4271/1999-01-1745
48. Bergmann M. Mechanism of Noise Generation by Vehicles Rolling on Wet Road [DER MECHANISMUS DER GERAEUSCHENTSTEHUNG BEIM ROLLEN VON KRAFTFAHRZEUGEN AUF BENETZTER STRASSE], Acustica, 1981, 47, 185-191

49. Breig W., Oliver L., Klein D., Iler, G. A Practical Method to Predict NVH in an Automotive Hydraulic System, SAE Technical Paper 2005-01-1816, 2005, DOI:10.4271/2005-01-1816
50. Cai Y. Simulation on the rotational vibration of helical gears in consideration of the tooth separation phenomenon (a new stiffness function of helical involute tooth pair). Journal of Mechanical Design 117.3, pp. 460-469, 1995
51. Cai Y., Hayashi T. The linear approximated equation of vibration of a pair of spur gears (theory and experiment). Journal of Mechanical Design 116.2, pp. 558-564, 1994
52. Came T.G., Dohrmann C. R. A modal test design strategy for model correlation, International Modal Analysis Conference, Nashville, TN, 13-16 February 1995
53. Cara J, Juan J., Alarcón E., Reynders E., De Roeck G. Modal contribution and state space order selection in operational modal analysis, Mechanical Systems and Signal Processing, 2013, vol. 38, issue 2, 276–298. DOI:10.1016/j.ymssp.2013.03.001
54. Cerone, C., Neto, D., Duque, E., Riedel, L. et al. Optimization of a Clutch Disc Torsional Damping System Design, SAE Technical Paper 2002-01-3389, 2002
55. Chanaud R.C., Muster D. Aerodynamic Noise from Vehicles, The Journal of the Acoustical Society of America, January 1973, 53(1):317. DOI:10.1121/1.1982294
56. Dupont J., Aydoun R., Bouvet P. Simulation of the Noise Radiated by an Automotive Electric Motor: Influence of the Motor Defects, SAE Int. J. Alt. Power. 3(2):310-320, 2014. DOI:10.4271/2014-01-2070
57. Esfandiari A., Bakhtiari-Nejad F., Sanayei M., Rahai A. Structural finite element model updating using transfer function data, Computers & Structures, Volume 88, Issues 1–2, 2010, 54-64. DOI:10.1016/j.compstruc.2009.09.004
58. Ewins D.J. Modal Testing: Theory, Practice and Application, Second Edition, Research Studies Press LTD., Baldock, England, 2000
59. Ewins D.J. Model validation: Correlation for updating. Sadhana 25, 2000, 221–234. DOI:10.1007/BF02703541
60. Farshidianfar A., Ebrahimi M.K., Bartlett H. Hybrid modelling and simulation of the torsional vibration of vehicle driveline systems. Proceedings of The Institution of

Mechanical Engineers, Part D-journal of Automobile Engineering, 2001,volume 215, issue 2, pp. 217-229. DOI:10.1243/0954407011525593

61. Friswell M.I., Mottershead, J.E. Finite Element Model Updating in Structural Dynamics, Kluwer Academic Publishers, 1995
62. Ganesha B., Umesh K.N., Setty G.R., Naik S. Dynamic Vibration Analysis of Gear Box Casing using Ansys Software, International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, Vol. 6, Issue 7, 2017, 13354-13362. DOI:10.15680/IJIRSET.2017.0607128
63. Gao Y.-L., Xu J.-J., Cai X.-R., Sun Y.-H. Impact of engine cooling fan on vehicle interior NVH, 2015, 36, 53-56. DOI:10.13949/j.cnki.nrjgc.2015.01.009
64. Ghazaly N.M. Study on Automotive Disc Brake Squeal Using Finite Element Analysis and Design of Experiments, PhD. Thesis, Department of Mechanical Engineering, Anna University, 2011
65. Hammond S., Aspelund C., Rennison D., Norris T., Garinther G. Experimental Quiet Sprocket Design and Noise Reduction in Tracked Vehicles, 1981, 240
66. Han B., Zhou Y., Li R. Modal acoustic contribution analysis of tractor cab, Journal of Jiangsu University (Natural Science Edition), 2018, 39, 6, 634-639. DOI:10.3969/j.issn.1671-7775.2018.06.003
67. Handbook of Noise and Vibration Control. / M.J. Crocker, D.R. Houser, R.B. Randall, J. Tůma, etc. Edited by M.J. Crocker. John Wiley & Sons, Inc, 2007 – 1594 pp. Online ISBN: 9780470209707 Print ISBN: 9780471395997 DOI:10.1002/9780470209707
68. He J., Fu Z.F. Modal Analysis, Butterworth-Heinemann, 2001
69. Helsen J., Cremers L., Mas P., Sas, P. Global static and dynamic car body stiffness based on a single experimental modal analysis test. Proceedings of ISMA2010 International Conference on Noise and Vibration Engineering including USD2010, Leuven, Belgium, 20 – 22 September, 2010. pp. 2505–2521
70. Heckl M. Tyre noise generation, Wear, Volume 113, Issue 1, 1986, 157-170 pp. DOI:10.1016/0043-1648(86)90065-7

71. Hedges, J.L. and Butler, K.J. A CAD System for the Analysis of vehicle Driveline Noise, IMECH, C121/79, pp 39-46, 1979
72. Heylen W., Janter T. Applications of the modal assurance criterion in dynamic model updating, American Society of Mechanical Engineers, Design Engineering Division (Publication) DE, 1989, 18, 289-294
73. Heylen W., Janter T. Extensions of the Modal Assurance Criterion. ASME. *J. Vib. Acoust*. October 1990; Volume 112, Issue 4, 468–472. DOI:10.1115/1.2930130
74. Hou H. Coupled Fluid-Structure Analysis for Exhaust System NVH, SAE Technical Paper 2014-01-0020, 2014. DOI:10.4271/2014-01-0020
75. Ibrahim R. A. Friction-induced vibration, chatter, squeal and chaos. Part II: dynamics and modelling. Trans. ASME, Appl. Mech. Rev.,1994,47, 227-259
76. Inoue K., Townsend D.P., Coy J.J. Optimum Design of a Gearbox for Low Vibration. Journal of Mechanical Design, December 1993; 115(4): 1002–1007. DOI:10.1115/1.2919247
77. Interleuvenlaan N.V., Dascotte E. MODEL UPDATING FOR STRUCTURAL DYNAMICS: PAST, PRESENT AND FUTURE OUTLOOK, 2007
78. ISO 21771, Gears - Cylindrical Involute Gears and Gear Pairs - Concepts and Geometry, International Organization for Standardization, 2007.
79. ISO 6336-1, Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors, 2006.
80. Joe Y.G., Cha B.G., Sim H. J. Analysis of disc brake instability due to frictioninduced vibration using a distributed parameter model, Int. J. Auto. Technol., 2008, 9 (2), 161-171
81. John Britto V., Sidram Hatti K., Sankaranarayana S., Sadasivam S. et al. Air Intake System NVH Performance Development for Commercial Vehicle, SAE Technical Paper 2014-01-0019, 2014. DOI:10.4271/2014-01-0019
82. Kerns E., Masterson EA, Themann CL, Calvert GM. Cardiovascular conditions, hearing difficulty, and occupational noise exposure within US industries and occupations. American Journal of Industrial Medicine. 61 (6): 477–491 June 2018

83. Killada M. Road Noise – A Study of Road and Tire Interaction, ASCE Los Angeles Section – 3rd International Engineering and Construction Conference, California State University, Fullerton, CA, USA, 2004.
84. Kinkaid N.M., Reilly O.M., Papadopoulos P. Automotive disc brake squeal. J.Sound Vibr., 2003, 267, 105-166.
85. Kumar A. Vibration Based Failure Analysis of Heavy Vehicle Truck Transmission Gearbox Casing Using FEA, 2014
86. Kumar A. Vibration Diagnosis of Heavy Vehicle Truck Transmission Gearbox Casing Using FEA, 2014
87. Kumar A., Patil P. Dynamic Vibration Analysis of Heavy Vehicle Truck Transmission Gearbox Housing Using FEA. Journal of Engineering Science and Technology Review, 2014, 7, 66-72. DOI:10.25103/jestr.074.11
88. Kumar A., Patil P.P. Modal analysis of heavy vehicle truck transmission gearbox housing made from different materials, Journal of Engineering Science and Technology, 2016, Vol. 11, No. 2, 252-266
89. Kumar S., Talwar H. Optimization of Radiator Fan for NVH Improvement, SAE Technical Paper 2017-26-0210, 2017. DOI:10.4271/2017-26-0210
90. Kuo Y.-C., Lin W.-W., Xu S. New Methods for Finite Element Model Updating Problems, AIAA Journal, 2006, 44(6), 1310-1316. DOI:10.2514/1.15654
91. Lauwagie T., Van Assche R., Van der Straeten J., Heylen W. A Comparison of Experimental, Operational, and Combined Experimental–Operational Parameter Estimation Techniques, Proceedings of ISMA2006 International Conference on Noise and Vibration Engineering Volume 1, Leuven, Belgium, 18 – 20 September, 2006. pp. 2997–3006
92. Li S.Q., Zhang Z., Liu S., Zhang H. Mass and Stiffness Matrices Updating Using the First Modal Data, Applied Mechanics and Materials, 2016, 851, 834 – 839. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.851.834
93. Liu P., et al. Analysis of disc brake squeal using the complex eigenvalue method, Applied Acoustics, 2007, 68, 603-615

94. Liu R., Hao Z., Xu Z., Xiong F., Yang W., Jiang J. The partially-coupled modal contribution assumption of noise radiation and the dominant noise-contribution mode. Journal of Sound and Vibration, 2016, 389. DOI:10.1016/j.jsv.2016.10.046
95. Liu Z.S., Lu C., Low Y.M., Lim T.H., Yap P.H. INTERIOR NOISE PREDICTION OF THE TRACKED VEHICLE, Structural Stability and Dynamics, 2003, 608-613. DOI:10.1142/9789812776228_0089
96. Lou G., Wu T.W., Bai Z. Disk brake squeal prediction using the ABLE algorithm. Journal of Sound and Vibration, 2004,272, 731-748
97. Lukić J. An Approach to an NVH Investigation of Vehicle Hydraulic Pumps, Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control, 2011, Vol. 30, issue 2, 137-147 pp. DOI:10.1260/0263-0923.30.2.137
98. Mccallen R., Salari K., Ortega J., Castellucci P., Pointer W., Browand F., Ross J., Storms B. DOE Project on Heavy Vehicle Aerodynamic Drag, 2007. DOI:10.2172/1036846
99. Mcdermott P.E., Bonvin D., Mellichamp D.A., Chang H.-C. Eigenvalue spectra and modal contributions for counterflow reactor models, Chemical Engineering Communications, 1984, 31, 263-287. DOI:10.1080/00986448408911155
100. Modrzejewski B., Fernholz C. Application of DOE Methods to RPM-Domain Data for Hydraulic Steering Pump NVH Improvement, SAE Technical Paper 2003-01-1431, 2003, DOI:10.4271/2003-01-1431
101. Mottershead J.E., Chan S. N. Flutter instability of circular discs with frictional follower forces. Trans. ASME, J. Vibr. Acoust.,1995,117 (1), 616-163
102. Mottershead J.E., Link M., Friswell M.I. The sensitivity method in finite element model updating: A tutorial, Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 25, Issue 7, 2011, 2275-2296 pp. DOI:10.1016/j.ymssp.2010.10.012
103. Münzel T., Kröller-Schön S., Oelze M., Gori T., Schmidt FP., Steven S., Hahad O., Röösli M., Wunderli J-M., Daiber A., Sørensen M. Adverse Cardiovascular Effects of Traffic Noise with a Focus on Nighttime Noise and the New WHO Noise Guidelines. Annual Review of Public Health Vol. 41:309-328, April 2020

104. Münzel T., Schmidt FP., Steven S., Herzog J., Daiber A., Sørensen M. (February 2018). Environmental Noise and the Cardiovascular System. Journal of the American College of Cardiology. 71 (6): 688–697.

105. Murakami H., Tsunada N., Kitamura T. A study concerned with a mechanism of disc-brake squeal, 1984, SAE paper841233

106. Napolitano K.L., Blelloch P.A., Automated Selection of Shaker Locations for Modal Tests, International Modal Analysis Conference on Structural Dynamics, Kissimmee, FL, February 2003.

107. Norris T., Hare R., Galaitsis A., Garinther G. Development of Advanced Concepts for Noise Reduction in Tracked Vehicles, 1977, 82.

108. Nussmann C., Steffens C., Atzler M. Modern Tools and Methods for Low Noise Engine Development, FEV, ISMA, Leuven, 2010.

109. Ouyang H., Mottershead J. E. Friction induced parametric resonances in disc: effect of a negative friction–velocity relationship. J. Sound Vibr.,1998,209 (2), 251264

110. Passchier-Vermeer W., Passchier W.F. Noise exposure and public health. Environmental Health Perspectives. 108 Suppl 1 123–131. March 2000

111. Pástor M., Binda M., Harčarik T. Modal Assurance Criterion, Procedia Engineering, Volume 48, 2012, 543–548 pp. DOI:10.1016/j.proeng.2012.09.551

112. Peters H., Kessissoglou N., Marburg S. Modal contributions to sound radiated from a fluid loaded cylinder, The Journal of the Acoustical Society of America, 2013, 133, 3385. DOI:10.1121/1.4805849

113. Pfliegel P., Augusztinovicz F., Granát J. Noise analysis and noise reduction of small DC motors, Proceedings of the International Seminar on Modal Analysis, KU, Leuven, 2000

114. Plunt J. Finding and fixing vehicle NVH problems with transfer path analysis, Sound and vibration, November 2005, 39, 11, 12-17

115. Plunt J., Kamph E., Fothergill D. Dynamic Analysis and Acoustic Optimization of the Volvo Multi-Link Rear Suspension, SAE Technical Paper 891142, 1989 DOI:10.4271/891142

116. Prasad J., Damodar N., and Naidu T. Clutch Hysteresis Maximization for Elimination of Gear Rattle in a Passenger Bus. SAE Technical Paper 2013-26-0100, 2013

117. Raemdonck G., Van tooren M. Numerical and Wind Tunnel Analysis Together with Road Test of Aerodynamic Add-Ons for Trailers, Proceedings of the international conference on aerodynamics of heavy vehicles III: Trucks, buses and trains, 2016, 237-252. DOI:10.1007/978-3-319-20122-1_15

118. Raemdonck G., Van tooren M., Gandert V., Michel V. Design of an Aerodynamic Aid for the Underbody of a Trailer within a Tractor-Trailer Combination, 2008, 20-24.

119. Reese T., Denker D., Muller G., Zoglowek D. Design features of low-noise tire treads, 1984, 86, 261-264.

120. Reinhart T. Diesel Engine Noise Control Webinar, Course ID WB1041

121. Rhee, S. K., Tsang, P. H. S., and Wang, Y. S. Friction- induced noise and vibration of disc brakes. Wear, 1989,133, 39-45

122. Rosu P.-V., Mihaila M., Canarache R., Dascotte E. Correlation between Numerical and Experimental Analysis Using Model Updating Techniques, Key Engineering Materials, 2014, Vol. 601, 137–140 pp. DOI:10.4028/www.scientific.net/kem.601.137

123. RunFang L., Zeguang T., Jiaoteng L., etc. Mechanical Transmission 2001, 25(2):1-3. InChinese.

124. Schmiedeberg J., Turner K., Norris T., Garinther G. Development of Advanced Technology for Quiet Vehicles Experimental Quiet Roadarm Design, 1984, 67.

125. Schröder K. Advanced model updating strategies for structural dynamic systems, Hannover: Gottfried Wilhelm Leibniz Universität, Diss., 2018, xxiii, 156 S. DOI:10.15488/3557

126. Setty G.R., Irfan A.G., Totar D., Naik S. Modeling and Dynamic Analysis of Gear Box Casing Using Finite Element Analysis, International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, Vol. 5, Issue 6, June 2016, 11835 - 11847. DOI:10.15680/IJIRSET.2016.0506303

127. Shehata A., AsifAdnan M., Mohammed O.D. Modeling the effect of misalignment and tooth microgeometry on helical gear pair in mesh, Engineering Failure Analysis, December 2019, vol. 106, pp. 104–190. DOI:10.1016/j.engfailanal.2019.104190
128. Shenfang L., Zengjun L., Rongjiang T., Enyong X., Zhe F., Guangsheng L. Optimization of wind resistance in commercial vehicles with consideration of sunroof buffeting noise, AIP Advances August 2021 11(8): DOI:10.1063/5.0056327
129. Shinde G., Rajamanickam R., Karanth N., Pande D. Quantification of NVH Parameters in DC Electric Motors Used for Automobile Application, SAE Technical Paper 2017-26-0209, 2017, DOI:10.4271/2017-26-0209
130. Shivam S., Virendra K., Ninad A P., Prashant R P., M.S. J. Active Control of Automotive Structural Vibration Through Smart Materials. FISITA World Automotive Congress 2018, Chennai, India, October 2018.
131. Siavoshani S., Stickler M., Nehme H., Krajewski B. Analytical and Experimental Techniques in Solving the Plastic Intake Manifold NVH, SAE Technical Paper 2001-01-1544, 2001. DOI:10.4271/2001-01-1544
132. Singh R., Lim T.C. A review of gear housing dynamics and acoustics literature, The Ohio State University, Columbus, Ohio, 1989, 82 pp.
133. Sinou, J.-J., Thouverez, F., and Je´ze´quel, L. Analysis of friction and instability by the centre manifold theory for a non-linear sprag–slip model. J. Sound Vibr.,2003,265, 527559
134. Snoeys R., Sas P., Heylen W., Van der Auweraer H. Trends in experimental modal analysis, Mechanical Systems and Signal Processing, January 1987, vol. 1, issue 1, pp. 5–27. DOI:10.1016/0888-3270(87)90080-X
135. Stücklschwaiger W., Hargreaves N.M., Beidl C. NVH Considerations to Make Modern Diesel Engines an Attractive Alternative for SUV Powertrains, SAE Technical Paper 1999-01-1772, 1999. DOI:10.4271/1999-01-1772
136. TAKAHASHI H., IWAGASE T. The relationship between tire pattern noise and acceleration, The Proceedings of Mechanical Engineering Congress, Japan, 2016, J1030204. DOI:10.1299/jsmemecj.2016.J1030204

137. Tandogan O., Yapici T., Doganli M., Sevginer C. Refinement of vehicle interior noise by reduction of driveline vibrations, The Journal of the Acoustical Society of America, 2010, 127, 1795. DOI:10.1121/1.3384011
138. Thompson D. Chapter 8 – Aerodynamic Noise, Editor(s): D. Thompson, Railway Noise and Vibration, Elsevier, 2009, 281-314. ISBN 9780080451473 DOI:10.1016/B978-0-08-045147-3.00008-6.
139. Trusevich I.A., Khomichev A.S. Finite element method application to calculate the friction discs of the hydromechanical transmission control system, MATEC Web of Conferences Volume 224, 2018. DOI:10.1051/matecconf/201822402025
140. Trusevich I.A., Taratorkin A.I., Belevich A.V., Taratorkin I.A. Strategy for optimizing the NVH parameters of the transport vehicle powertrain during its design, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Vol. 971, 2020. DOI:10.1088/1757-899X/971/5/052085
141. Trusevich I.A., Taratorkin I.A., Taratorkin A.I. Theoretical and experimental optimization of vibroacoustic parameters of MKSM-800 loader, IOP Conference Series Materials Science and Engineering, Volume 709, Issue 2, 2020. DOI:10.1088/1757-899X/709/2/022112
142. Tůma J. Vehicle Gearbox Noise and Vibration: Measurement, Signal Analysis, Signal Processing and Noise Reduction Measures, John Wiley & Sons, Ltd, 21 February 2014 – 243 pp. Print ISBN: 9781118359419 Online ISBN: 9781118797563 DOI:10.1002/9781118797563
143. Umezawa K., Suzuki T. Vibration of Power Transmission Helical Gears (Approximate Equation of Tooth Stiffness).Bulletin of JSME, 1986, 29(251):1605-1611
144. US8606547B2 Cavallotti, G. Method and system for measuring the aerodynamic noise of a vehicle, December 2013.
145. U.S. Patent 5,090,774
146. Vedmar L. On the design of external involute helical gears, 1981.

147. Wang J.-P., Chang S., Liu G., Wu L.-Y., Chang L. Gearbox noise reduction based on modal acoustic contributions, Journal of Vibration and Shock, 2015, 34, 50-57. DOI:10.13465/j.cnki.jvs.2015.17.009

148. Watkins S. 10 – Aerodynamic noise and its refinement in vehicles, Editor(s) X. Wang, Vehicle Noise and Vibration Refinement, Woodhead Publishing, 2010, 219-234. ISBN 9781845694975 DOI:10.1533/9781845698041.3.219

149. Weber C., Banaschek K., Niemann G. Formänderung und Profilrücknahme bei geradund schrägverzahnten Rädern, 1955

150. Wyckaert K., Augusztinovicz F., Sas P. Vibro-acoustical modal analysis: Reciprocity, model symmetry, and model validity. Journal of The Acoustical Society of America, 1996, vol. 100, issue 5, pp. 3172–3181. DOI:10.1121/1.417127

151. Yang J., Ouyang H., Zhang J. A new method of updating mass and stiffness matrices simultaneously with no spillover, Journal of Vibration and Control, 2014, vol. 22, issue 5, 1181 – 1189 pp. DOI:10.1177/1077546314535278

152. Yong C., Wangxin X., Lijun C. Laboratory Test and Spectrum Analysis Method of Tire Noise, International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation, 2009. DOI:10.1109/ICMTMA.2009.483

153. Yu F., Li Y., Sun D., Shen W., Xia W. Analysis for the Dynamic Characteristic of the Automobile Transmission Gearbox, Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology, 2013, 4, 1449-1453. DOI:10.19026/rjaset.5.4886

154. Yuan Y. A study of the effects of negative friction speed slope on brake squeal, Proc. ASME Design Engg Tech Conf, 3, part A, 1135-1162

155. Zhang L., Wu P., Wu D., Hong W.-R. Study on pressure fluctuation control of a regenerative pump for fuel system, Chinese Journal of Engineering Design, 2017, 24, 395-402. DOI:10.3785/j.issn.1006-754X.2017.04.005

156. Zhou W., Liao R.-D. Study on diesel engine block dynamic response based on mode contribution factors, 2013, 34, 24-28

157. Ziegler P., Eberhard P. COMPUTER METHODS IN APPLIED MECHANICS AND ENGINEERING, 2008, 0197(052): 4653~4662

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

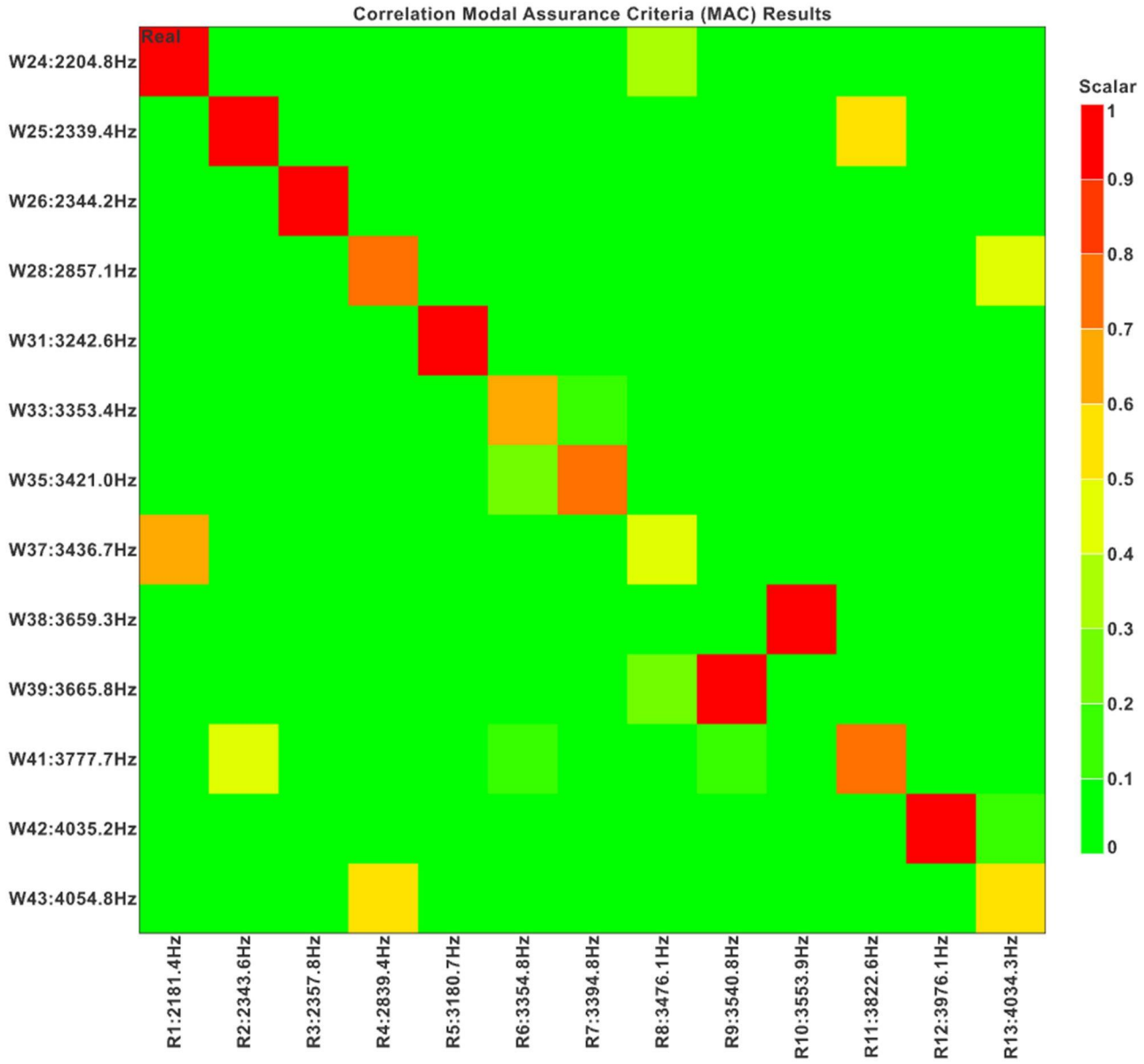


Рисунок 1 – Критерий модальной достоверности крышки сцепления в диапазоне частот 2000-4100 Гц

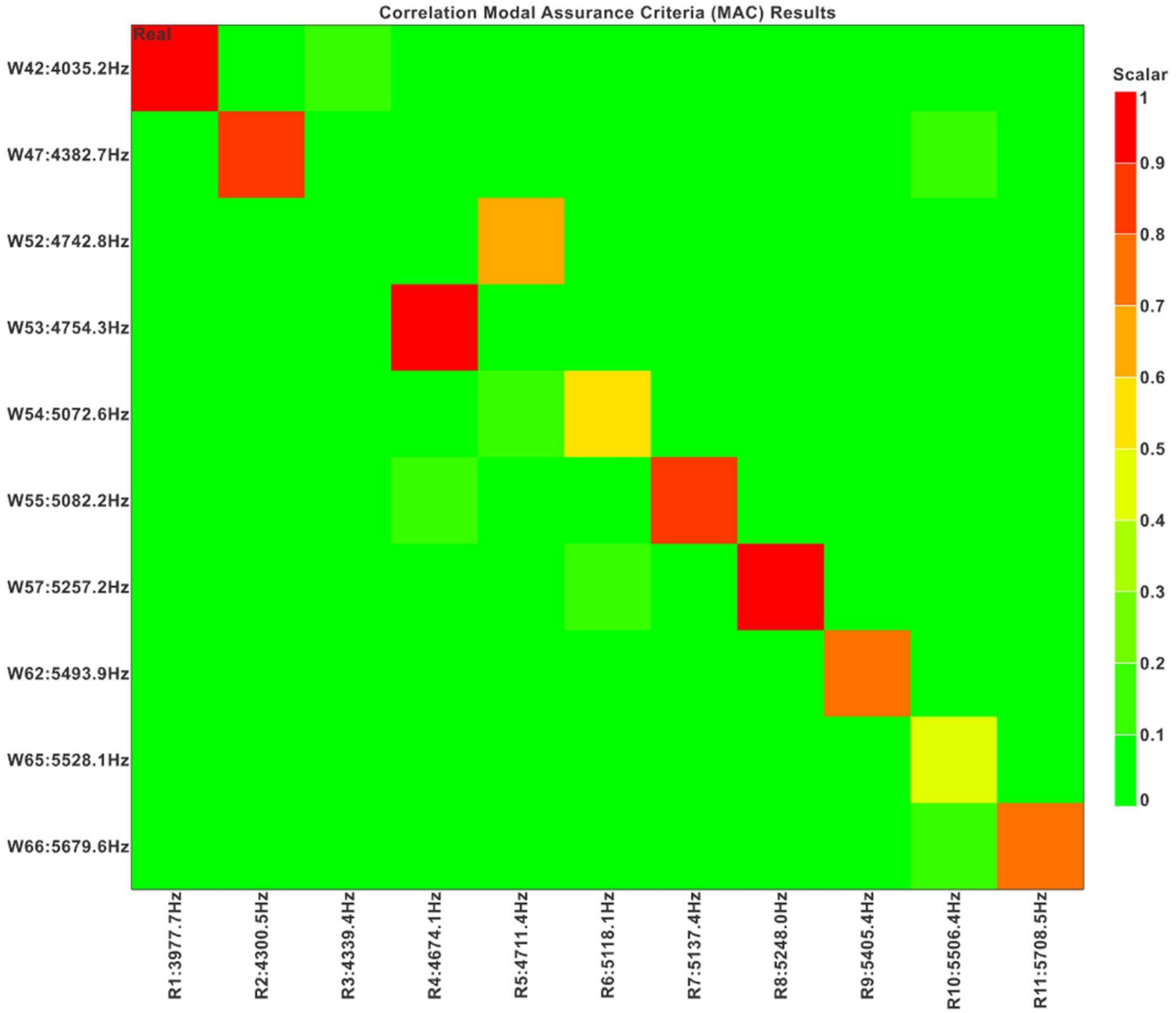


Рисунок 2 – Критерий модальной достоверности крышки сцепления в диапазоне частот 4100-5860 Гц

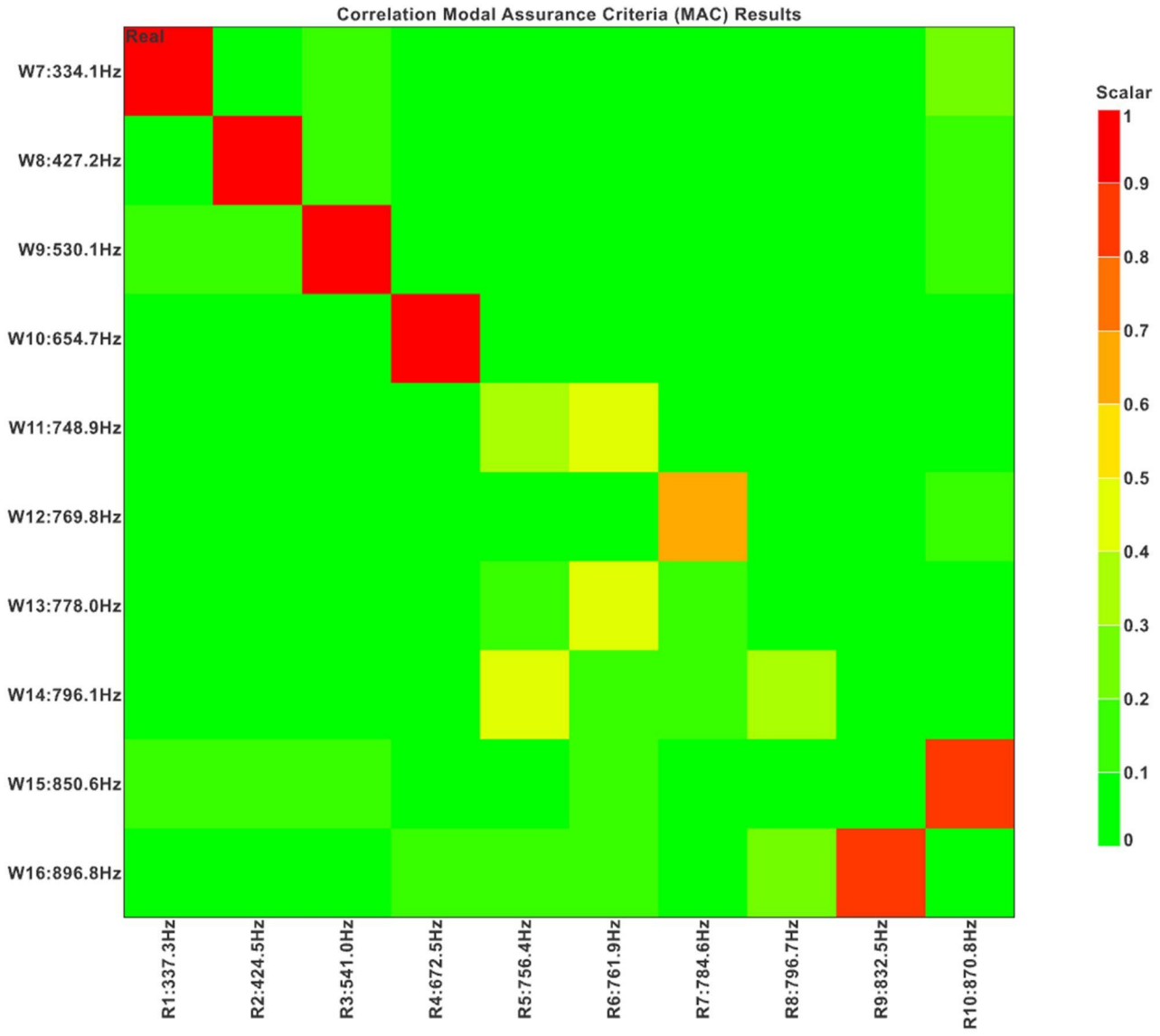


Рисунок 3 – Критерий модальной достоверности картера в диапазоне частот 60-970 Гц

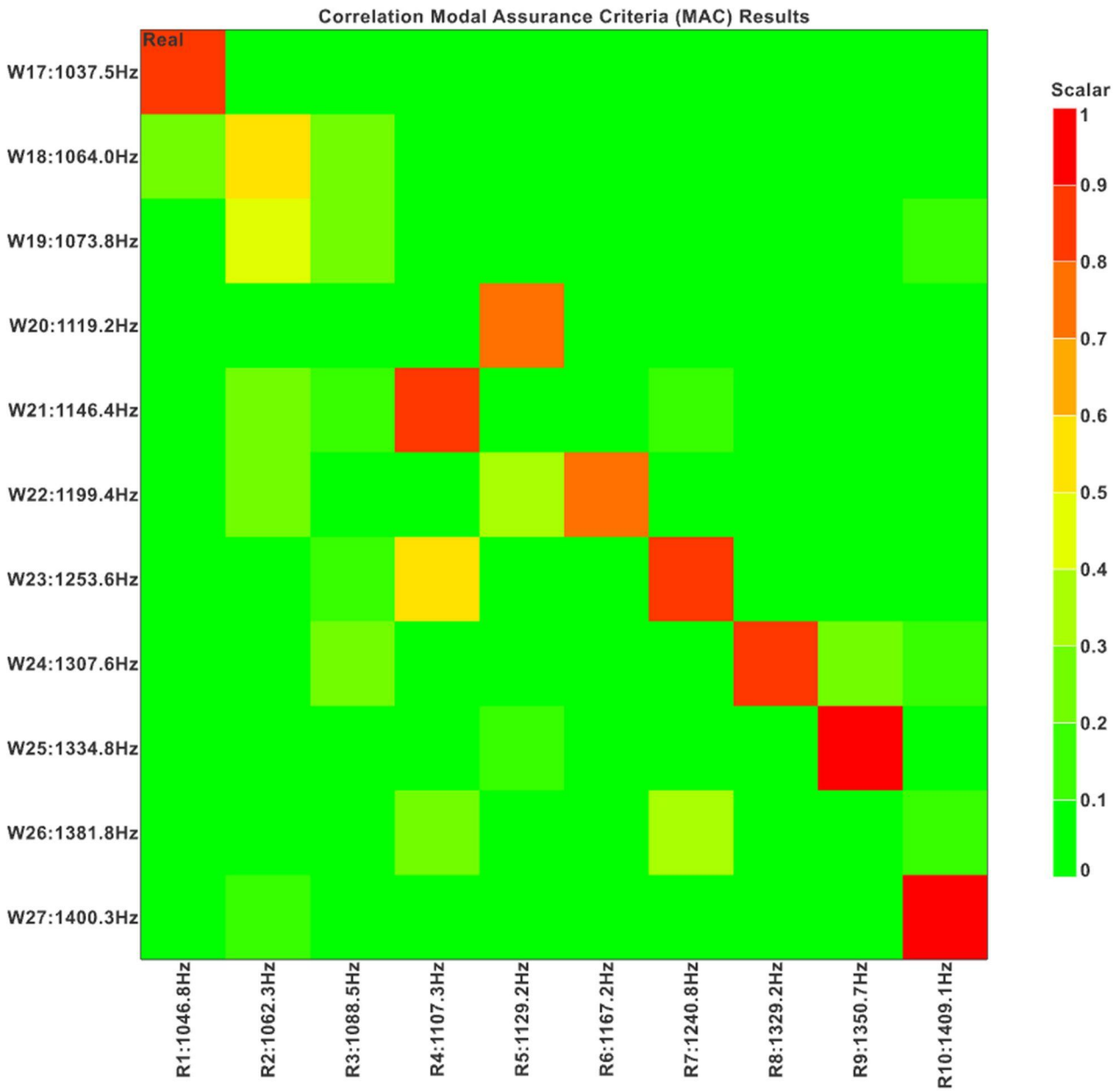


Рисунок 4 – Критерий модальной достоверности картера в диапазоне частот 970-1430 Гц

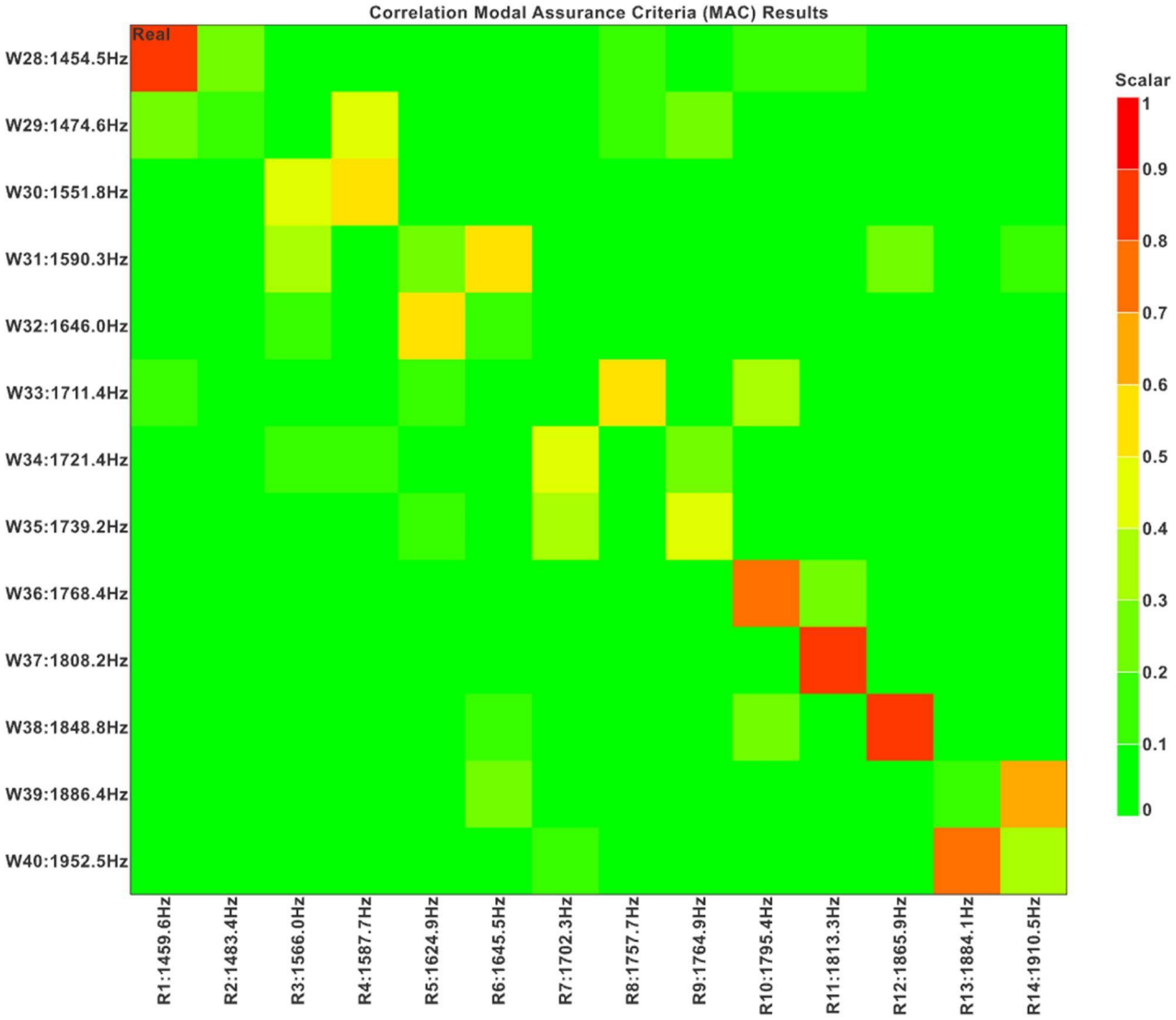


Рисунок 5 – Критерий модальной достоверности картера в диапазоне частот 1430-1970 Гц

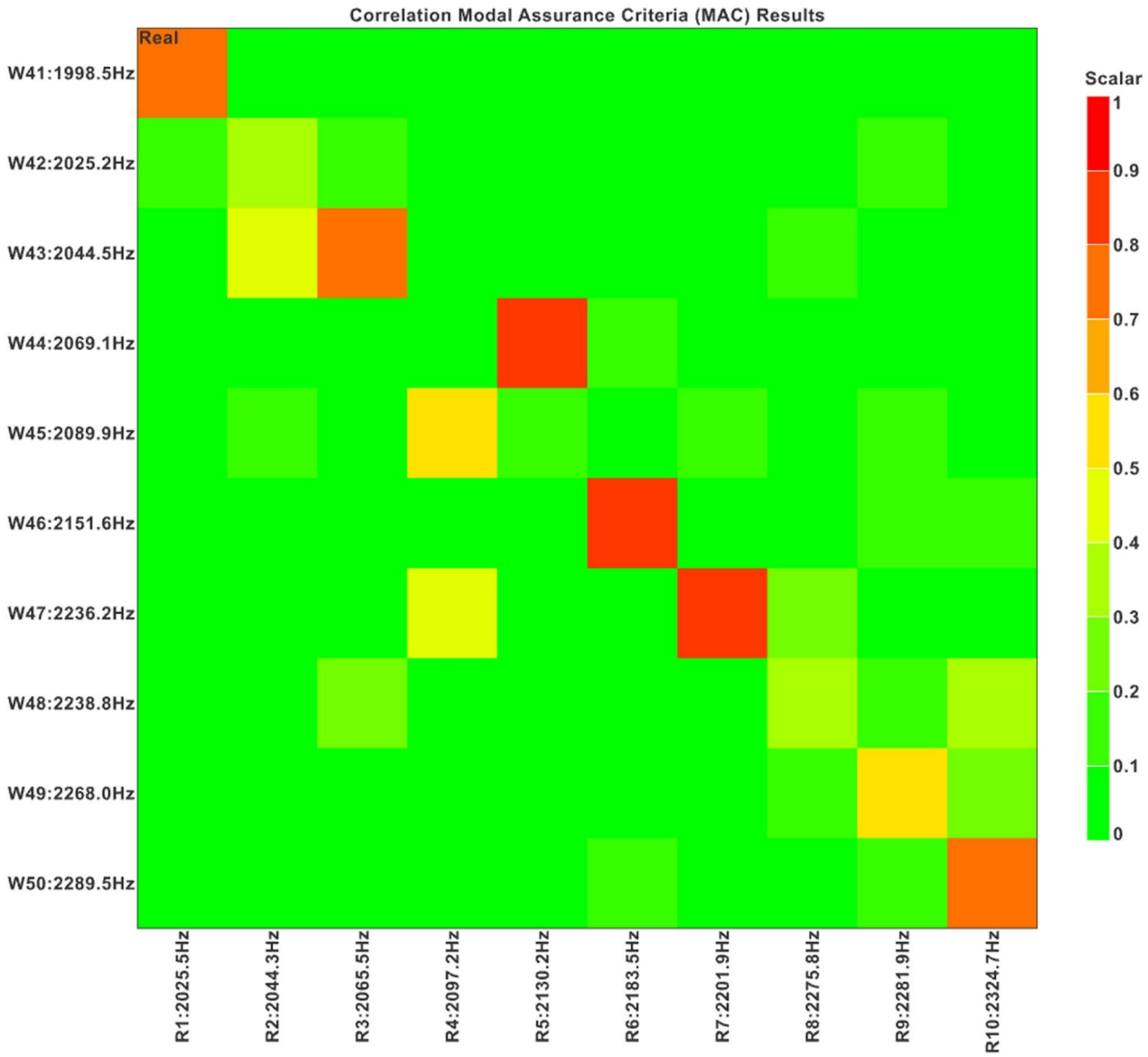


Рисунок 6 – Критерий модальной достоверности картера в диапазоне частот 1970-2340 Гц

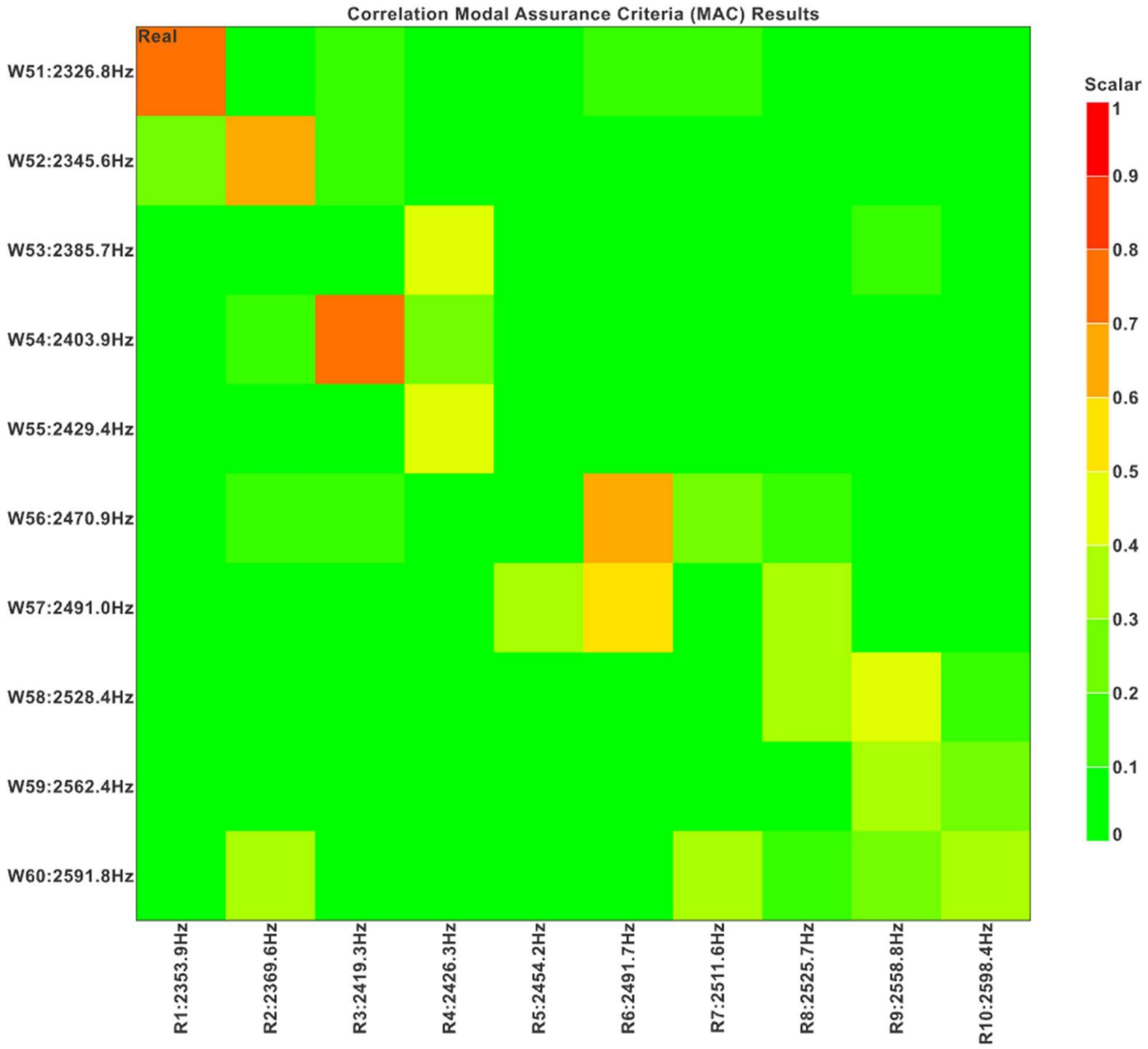


Рисунок 7 – Критерий модальной достоверности картера в диапазоне частот 2340-2628 Гц

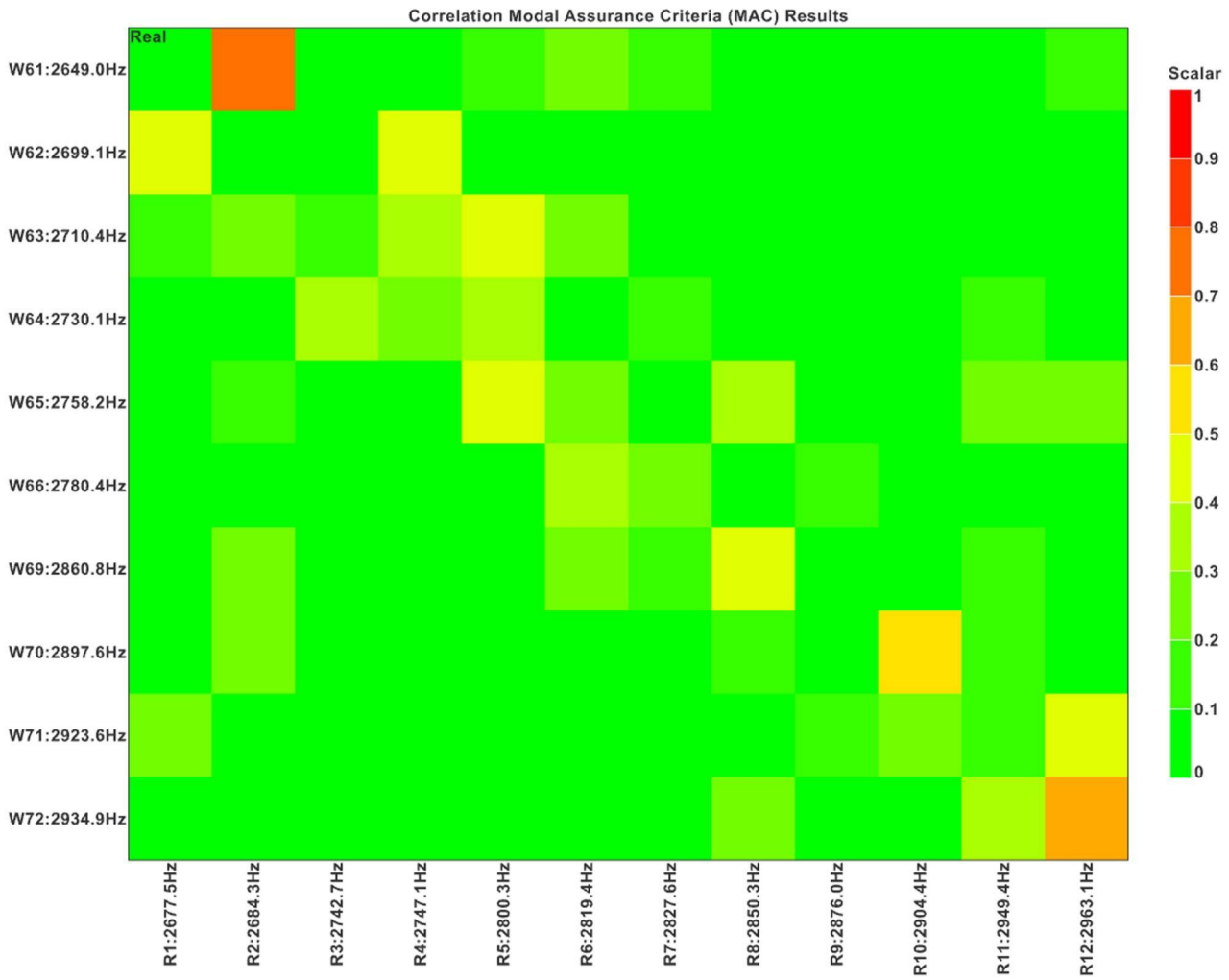


Рисунок 8 – Критерий модальной достоверности картера в диапазоне частот 2628-2996 Гц

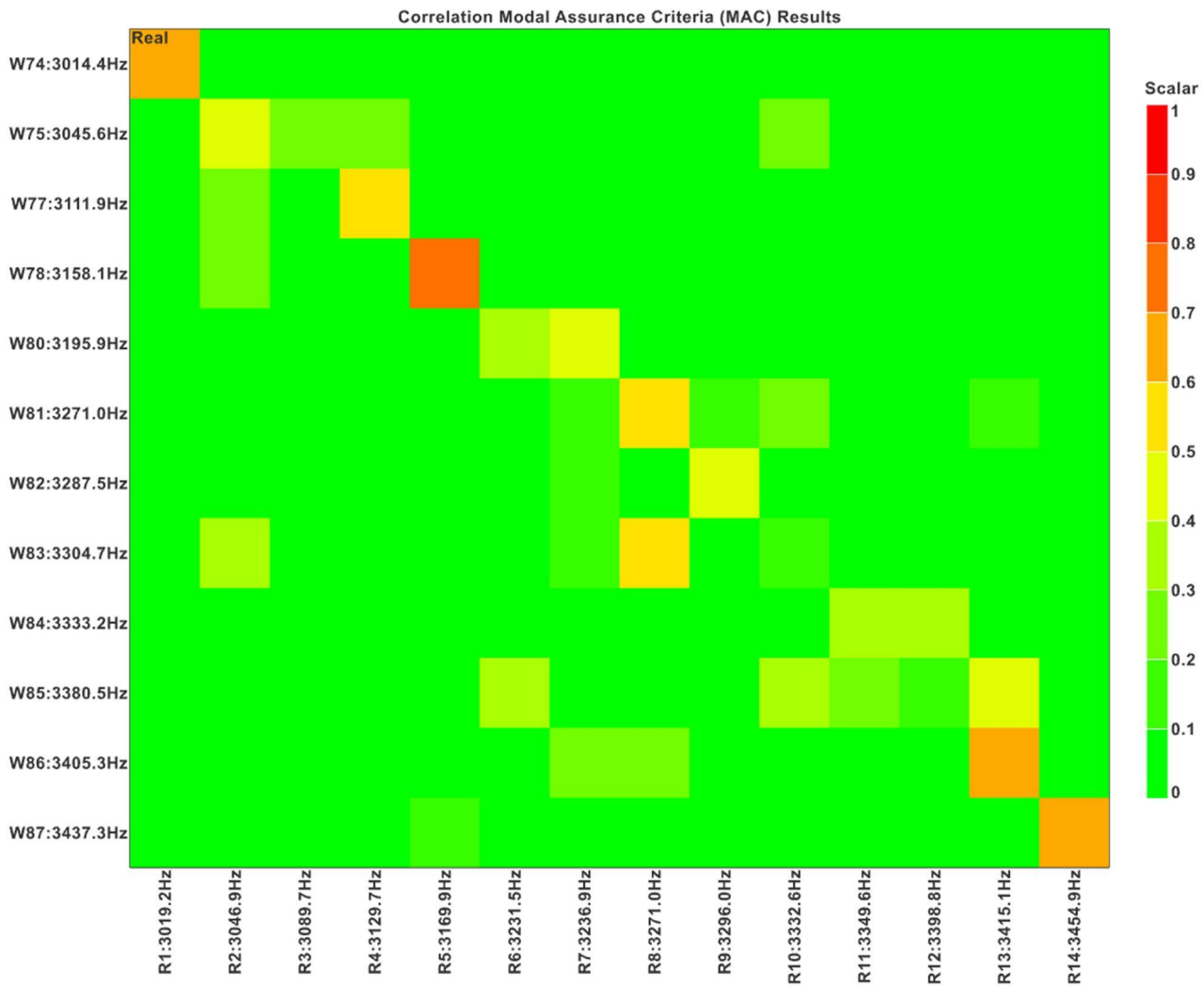


Рисунок 9 – Критерий модальной достоверности картера в диапазоне частот 2996-3520 Гц

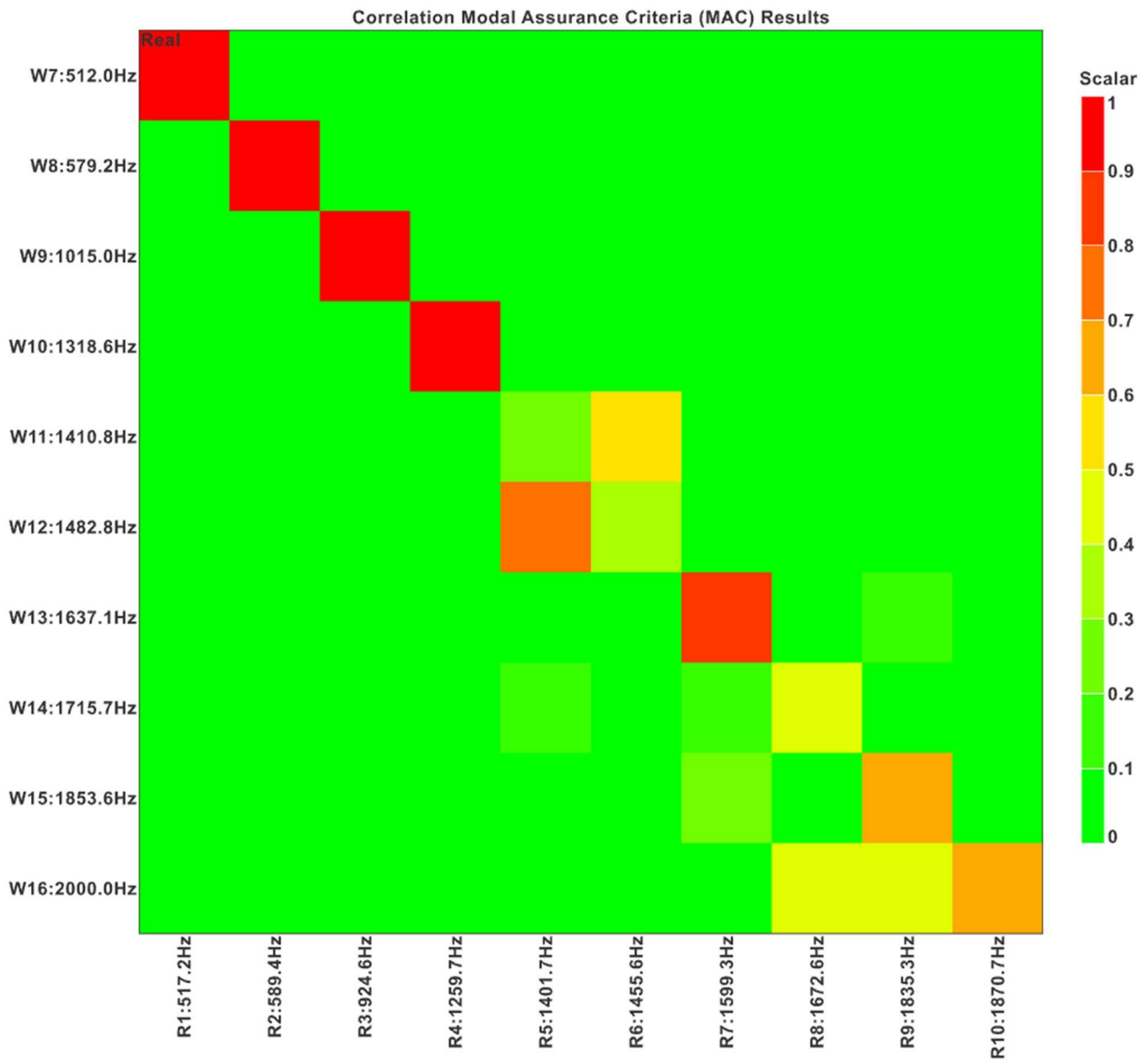


Рисунок 10 – Критерий модальной достоверности проставки в диапазоне частот 300-2070 Гц

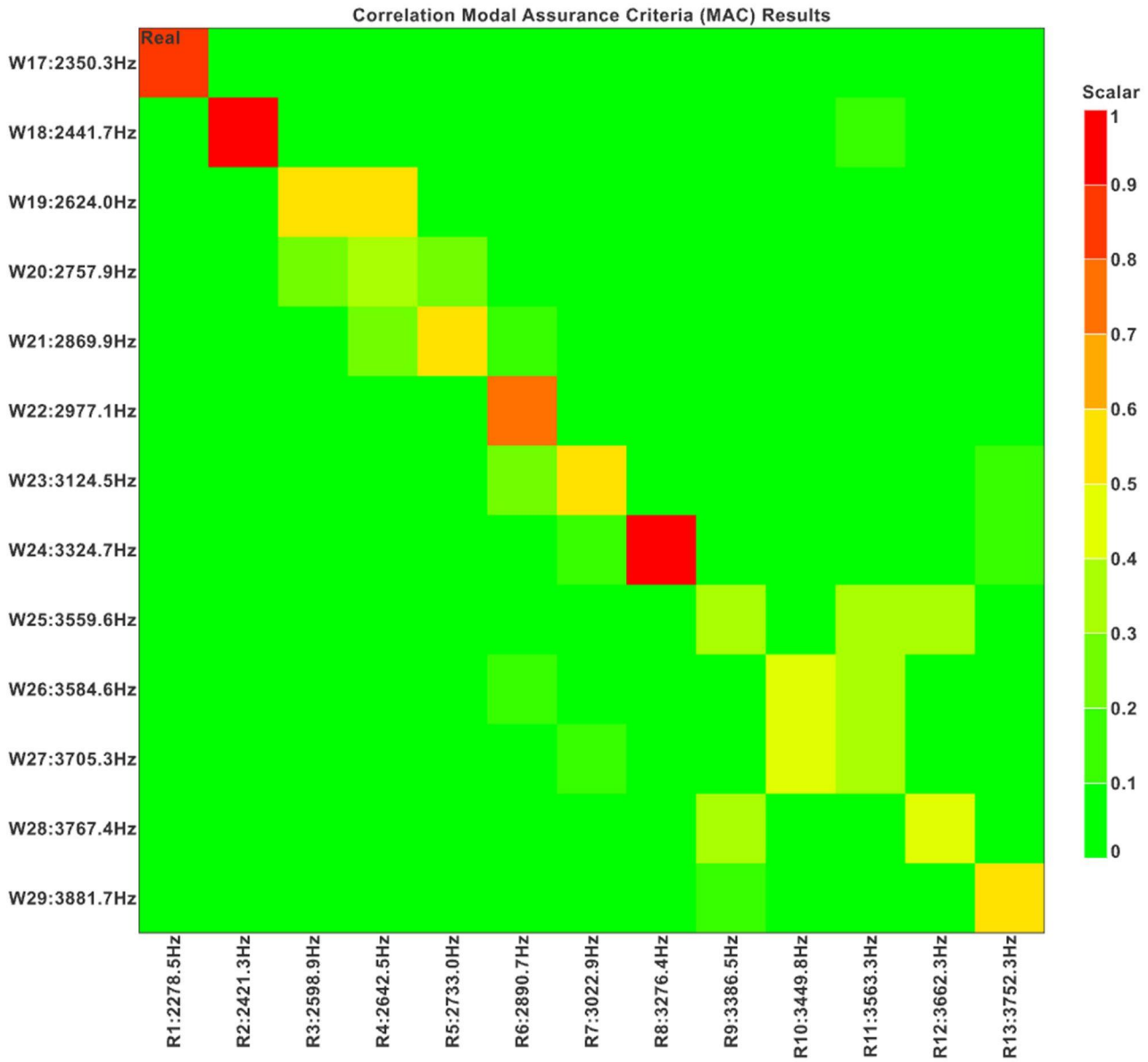


Рисунок 11 – Критерий модальной достоверности проставки в диапазоне частот 2070-3840 Гц

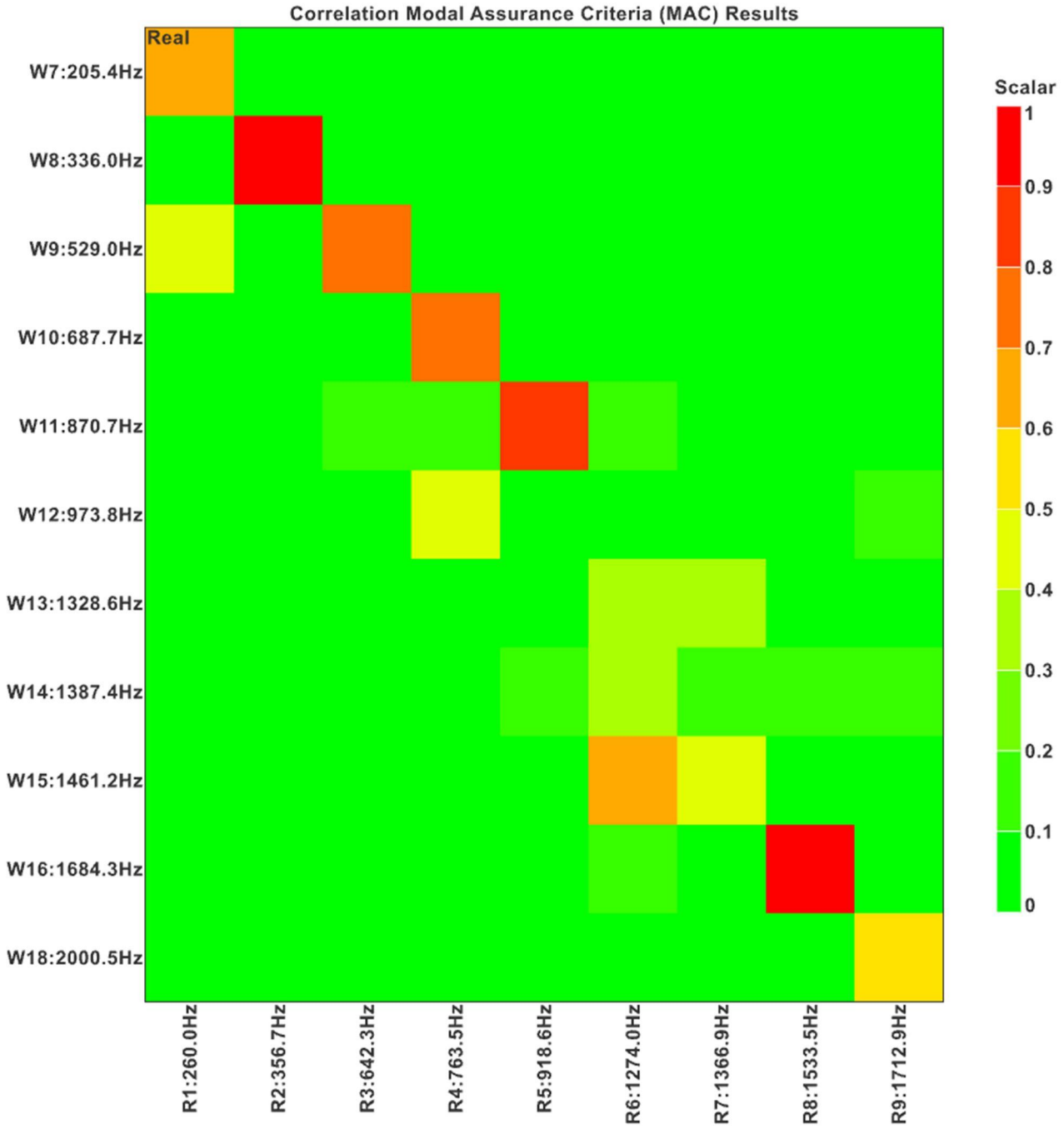


Рисунок 12 – Критерий модальной достоверности крышки демультипликатора в диапазоне частот 60-1800 Гц

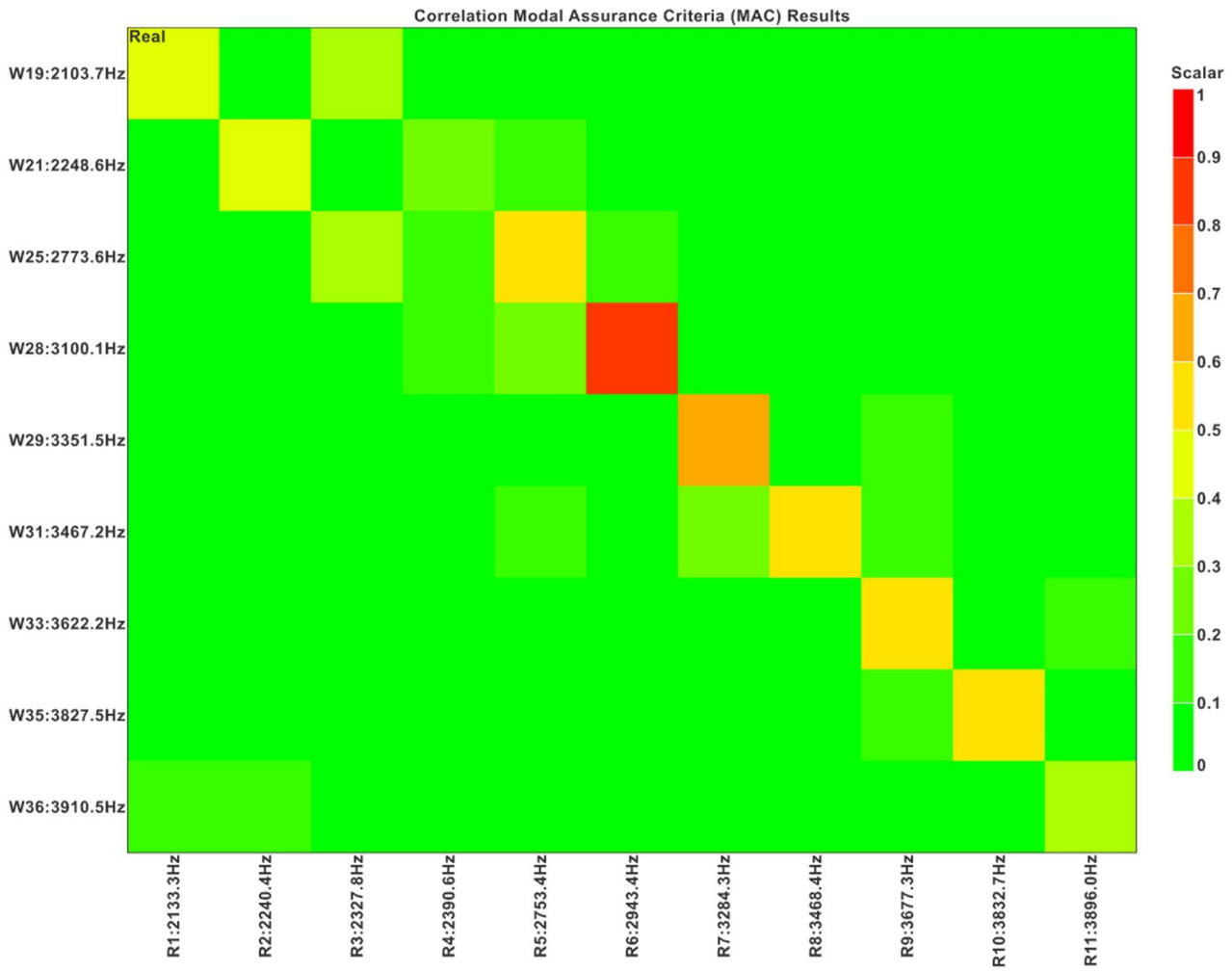


Рисунок 13 – Критерий модальной достоверности крышки демультипликатора в диапазоне частот 1800-3970 Гц

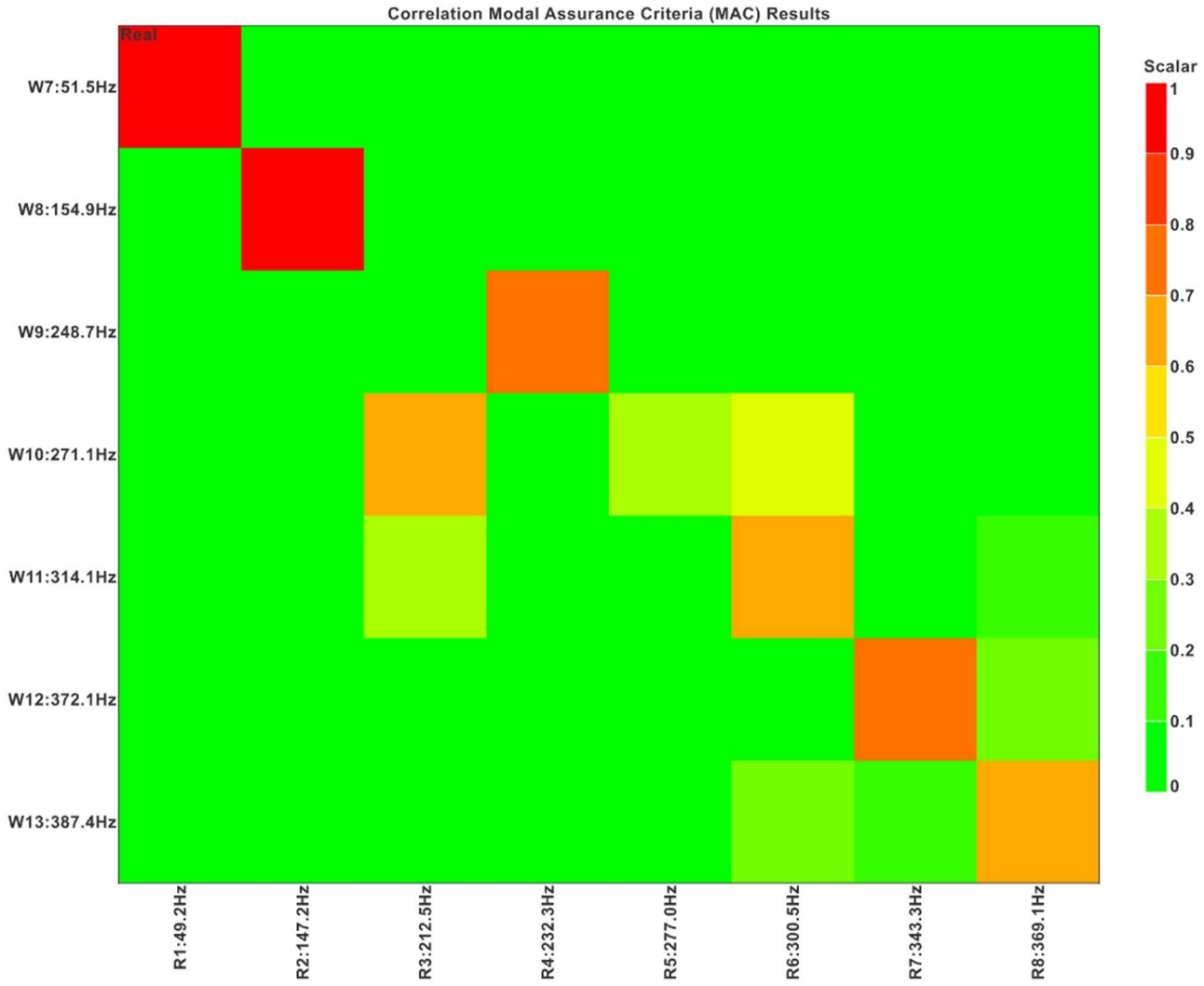


Рисунок 14 – Критерий модальной достоверности поддона в диапазоне частот 30-400 Гц

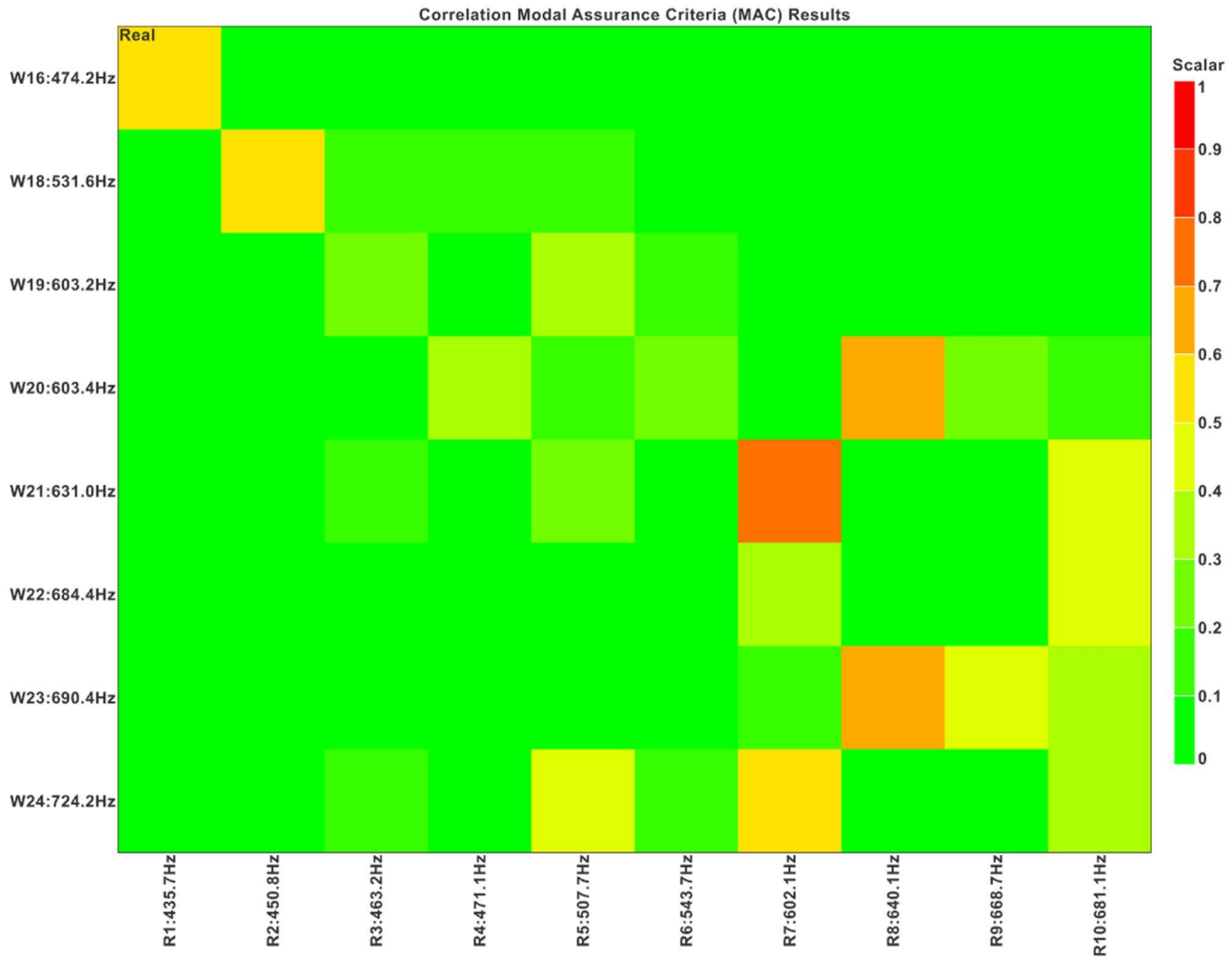


Рисунок 15 – Критерий модальной достоверности поддона в диапазоне частот 400-700 Гц

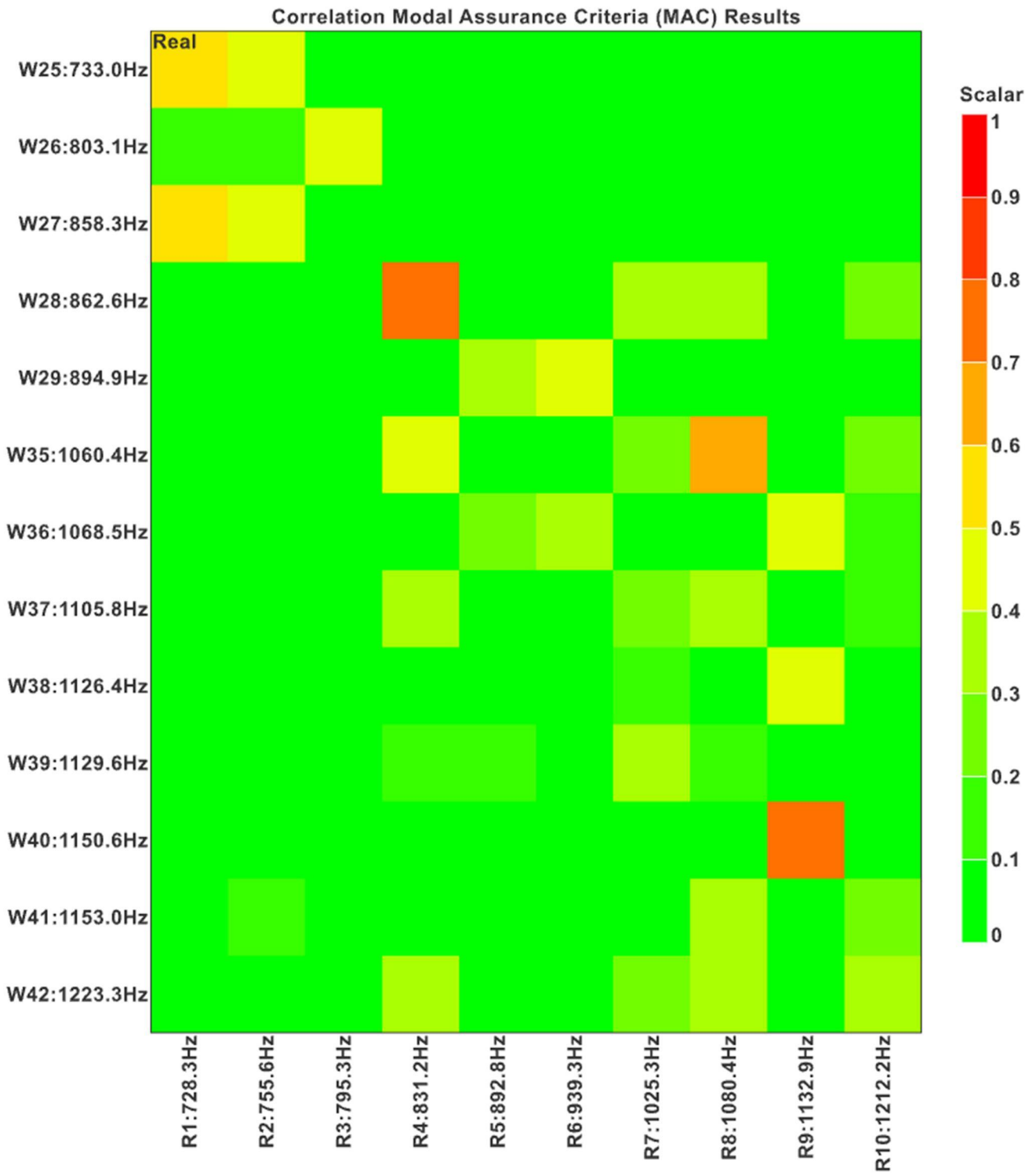


Рисунок 16 – Критерий модальной достоверности поддона в диапазоне частот 700-1245 Гц

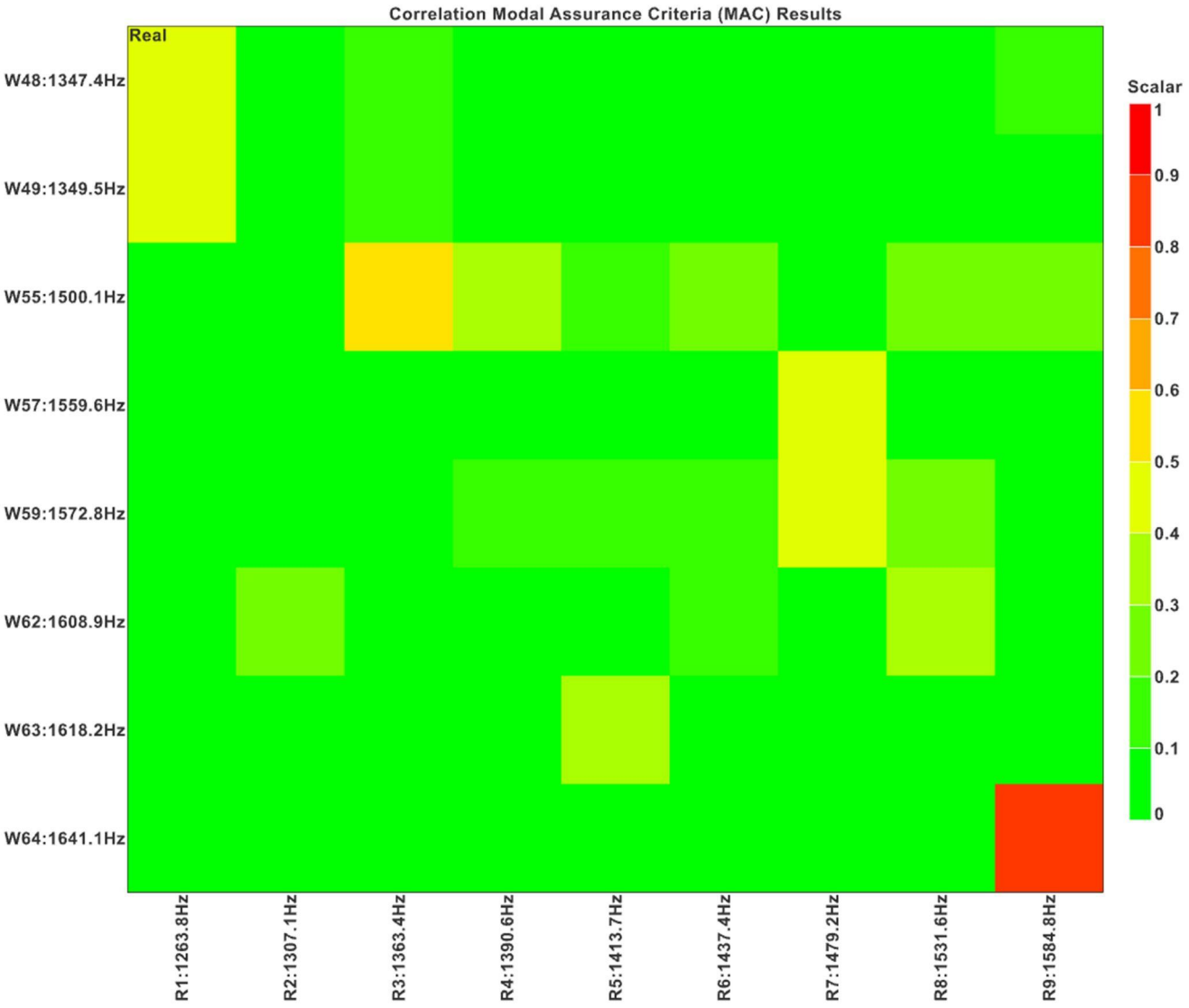
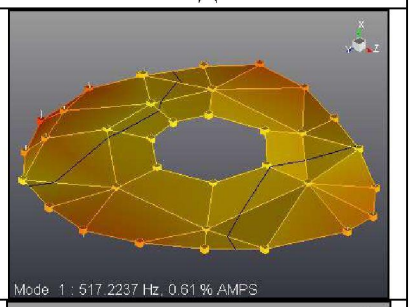
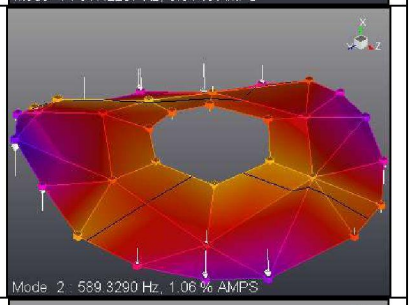
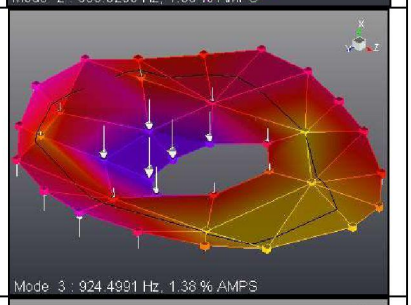
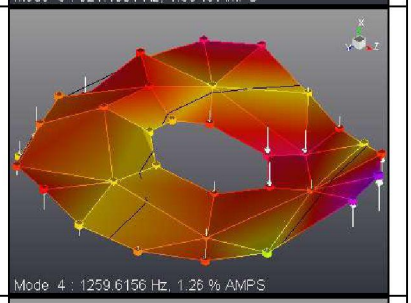
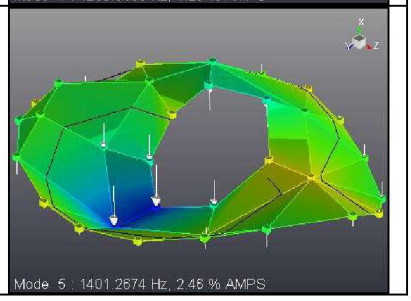
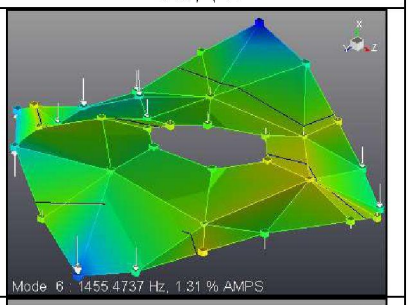
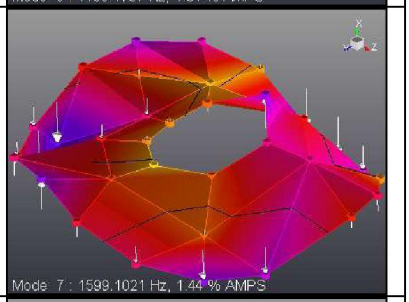
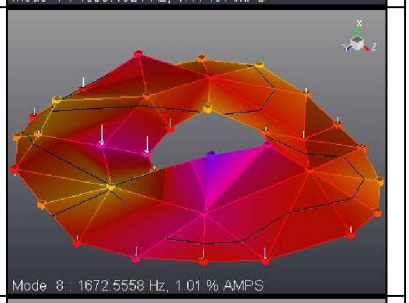
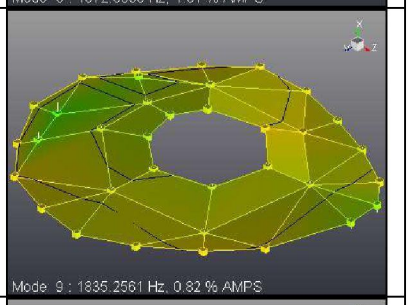
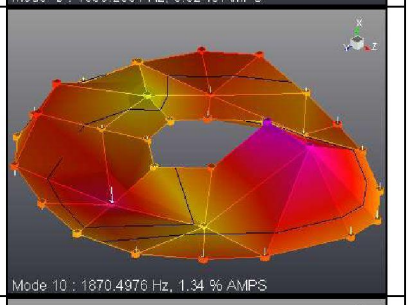
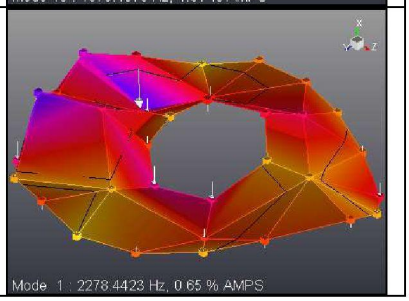


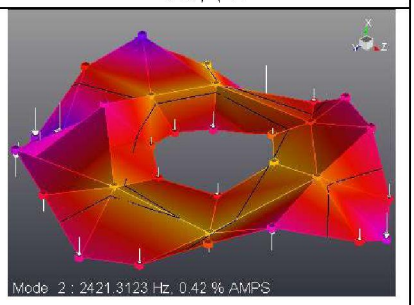
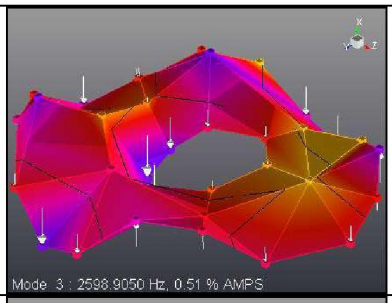
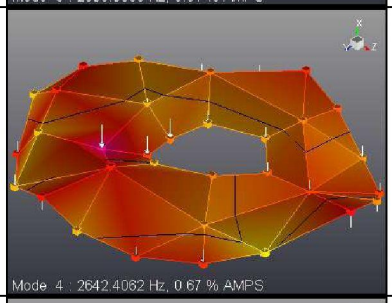
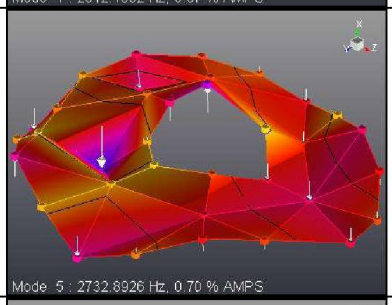
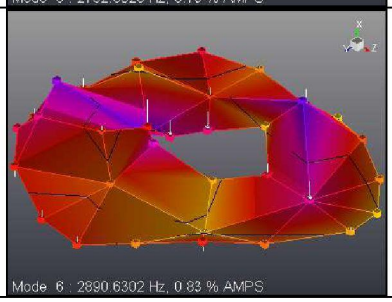
Рисунок 17 – Критерий модальной достоверности поддона в диапазоне частот 1245-1612 Гц

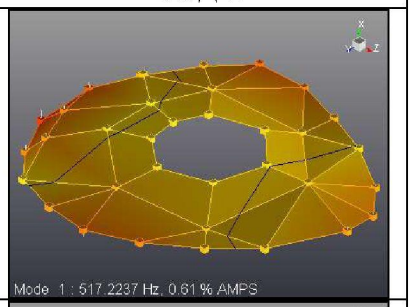
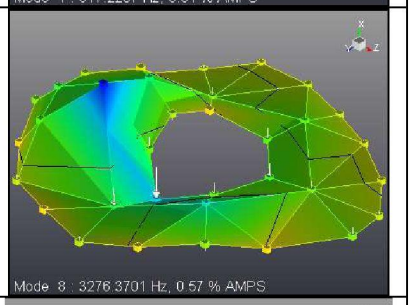
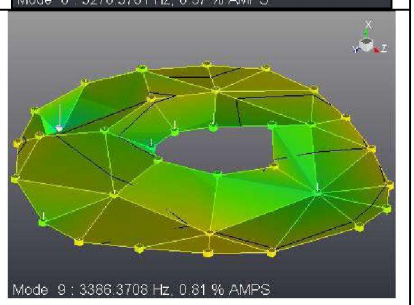
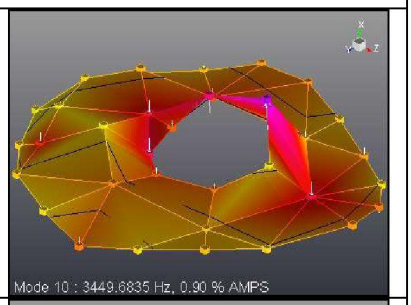
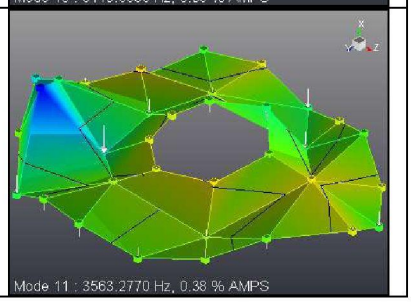
Приложение Б

Таблица 1 – Моды проставки

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
1	517	0,61	
2	589	1,06	
3	924	1,38	
4	1259	1,26	
5	1401	2,46	

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
6	1455	1,31	
7	1599	1,44	
8	1672	1,01	
9	1835	0,82	
10	1870	1,34	
11	2278	0,65	

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
12	2421	0,42	
13	2598	0,51	
14	2642	0,67	
15	2732	0,70	
16	2890	0,83	

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
17	3022	0,62	
18	3276	0,57	
19	3386	0,81	
20	3449	0,90	
21	3563	0,38	

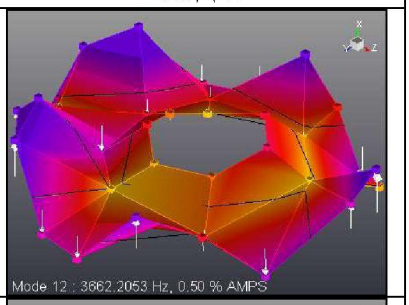
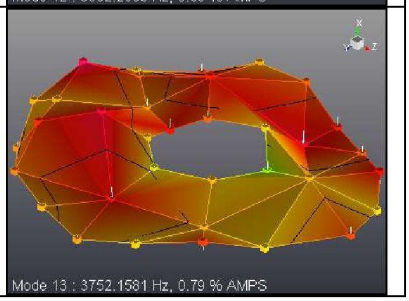
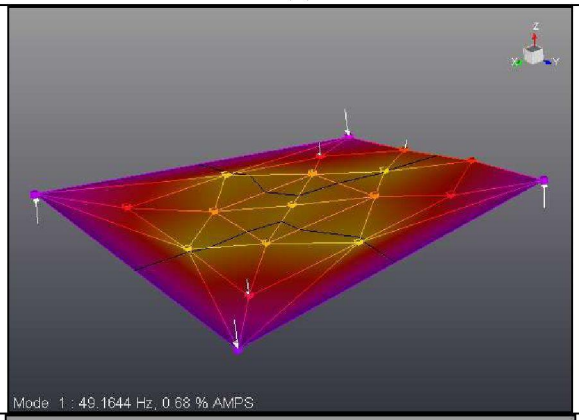
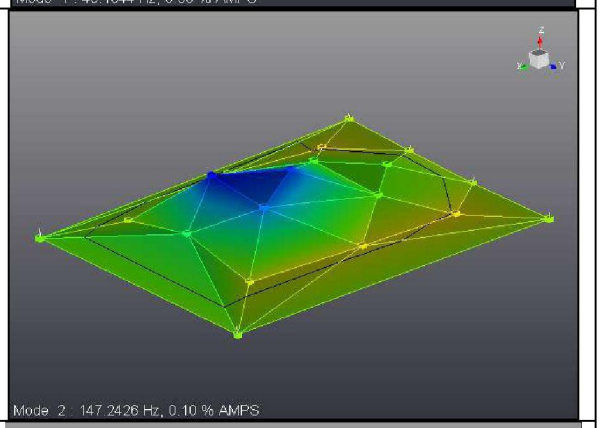
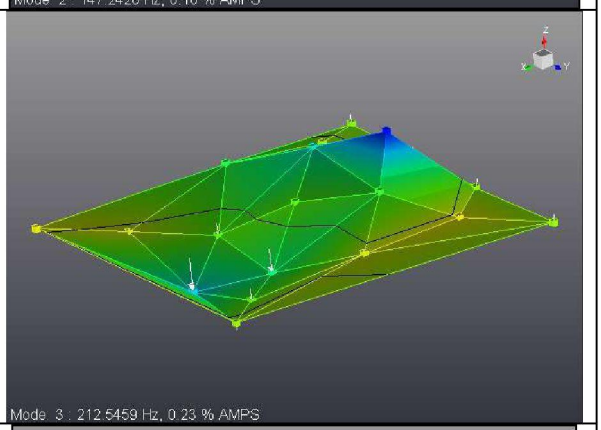
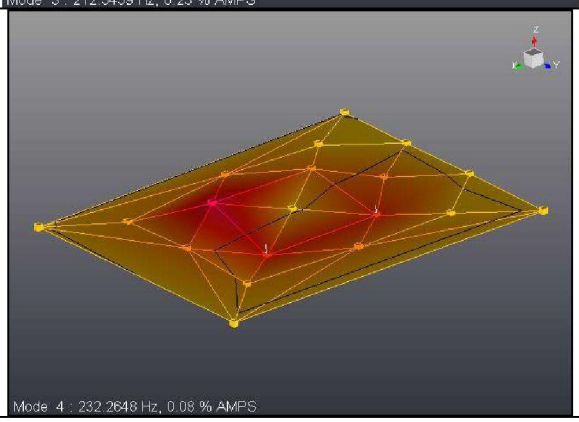
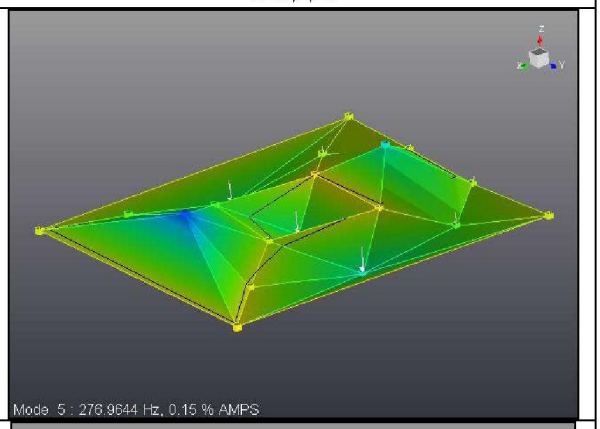
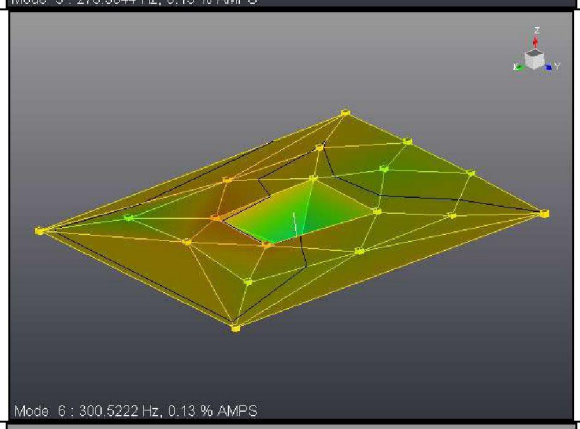
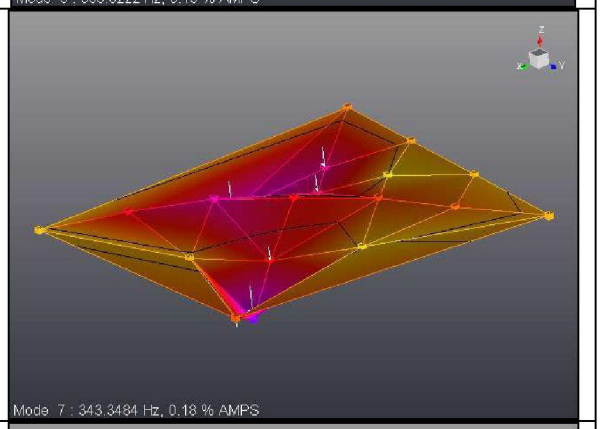
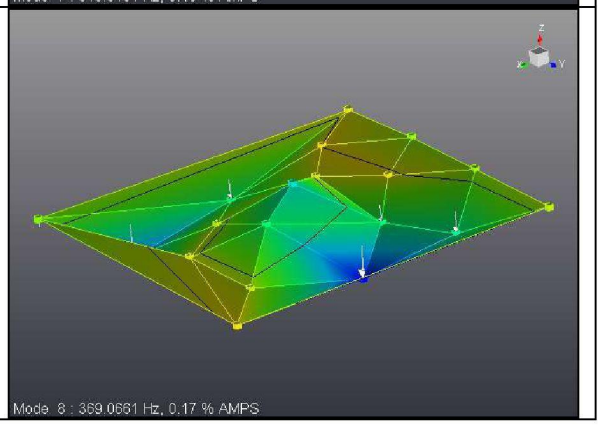
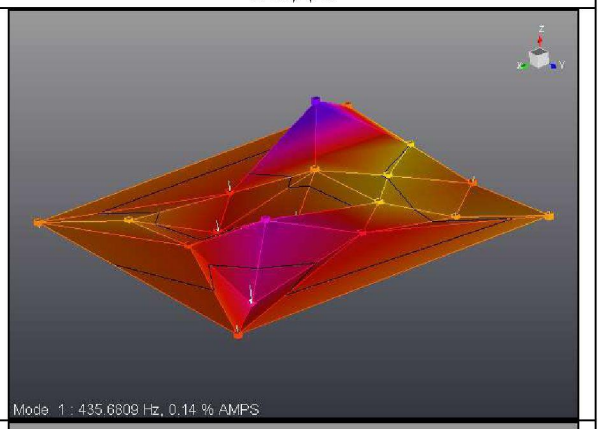
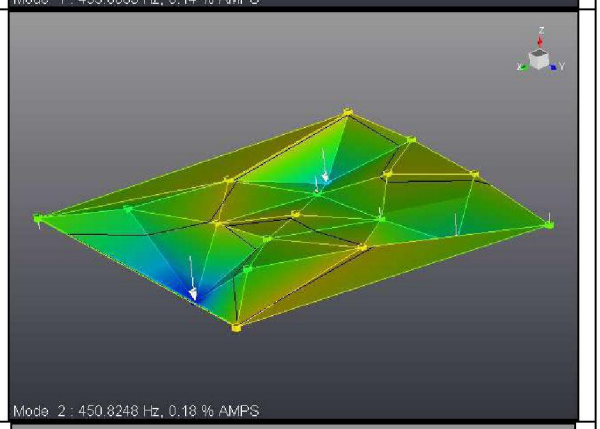
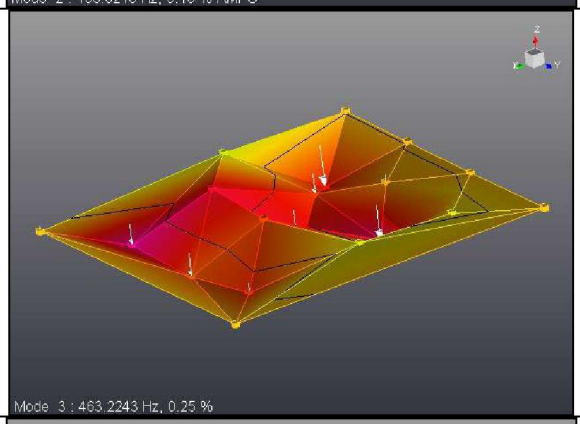
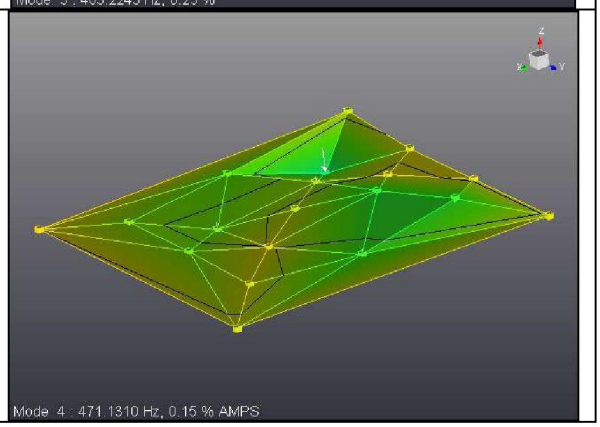
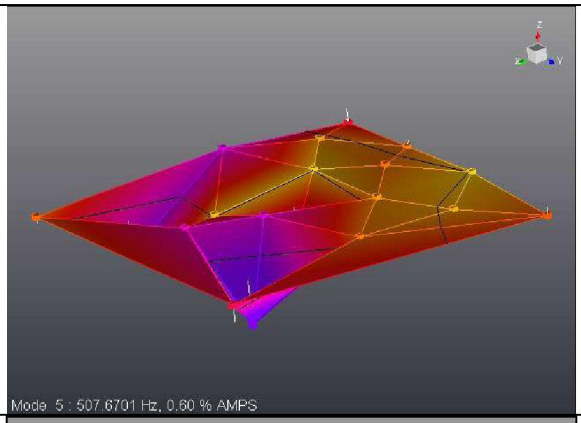
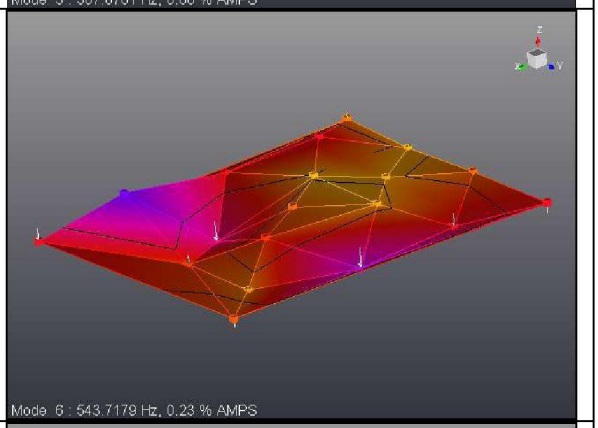
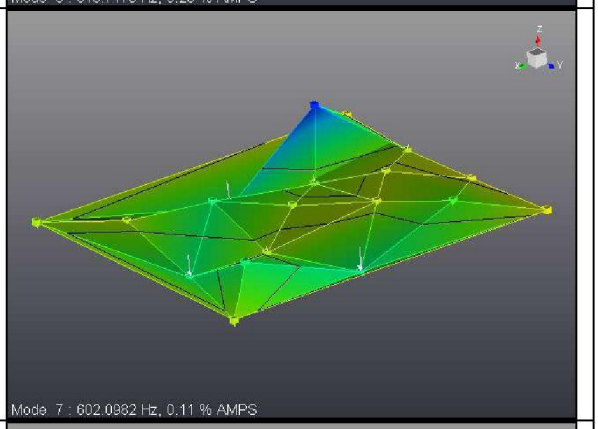
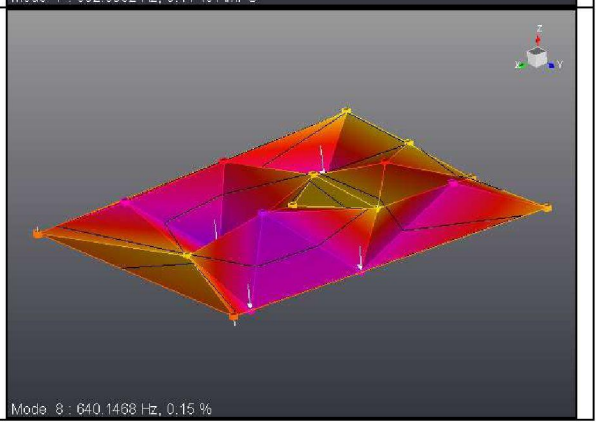
№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
22	3662	0,50	
23	3752	0,79	

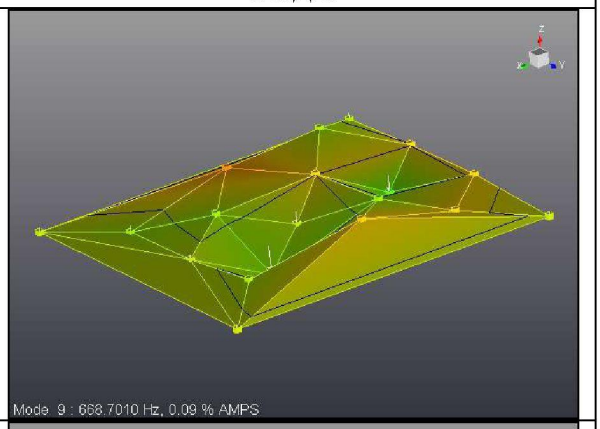
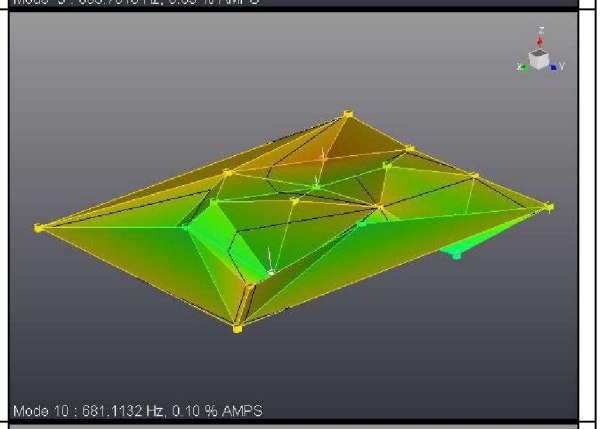
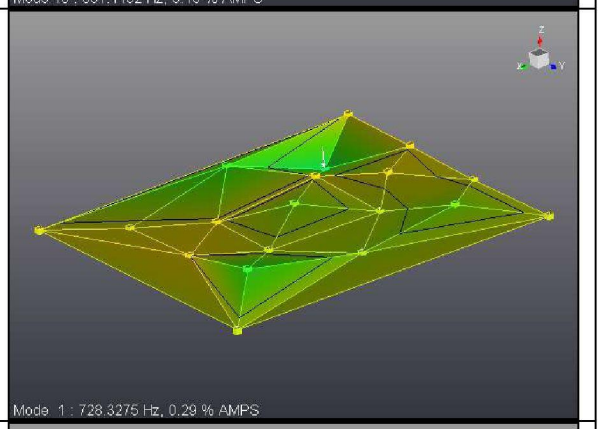
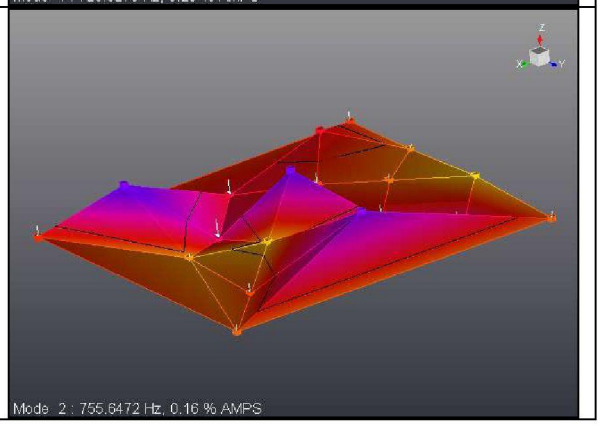
Таблица 2 – Моды поддона

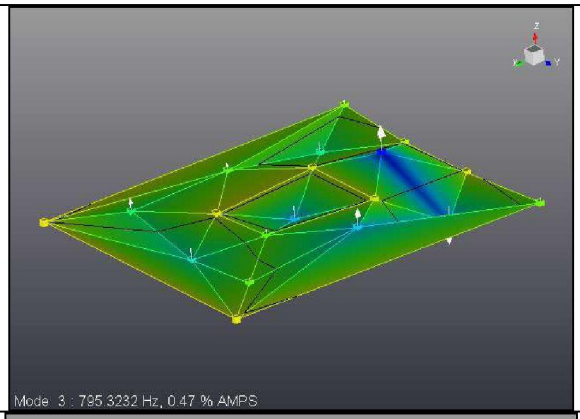
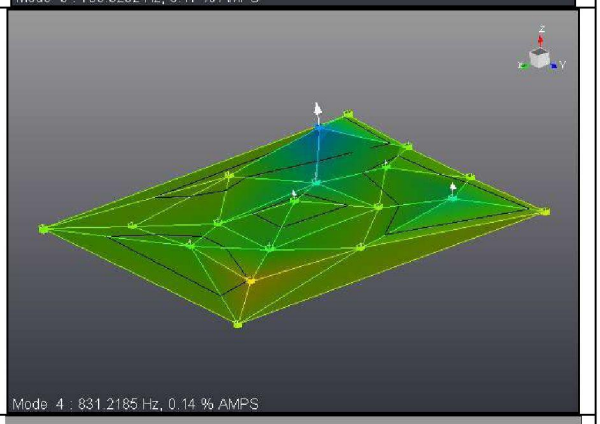
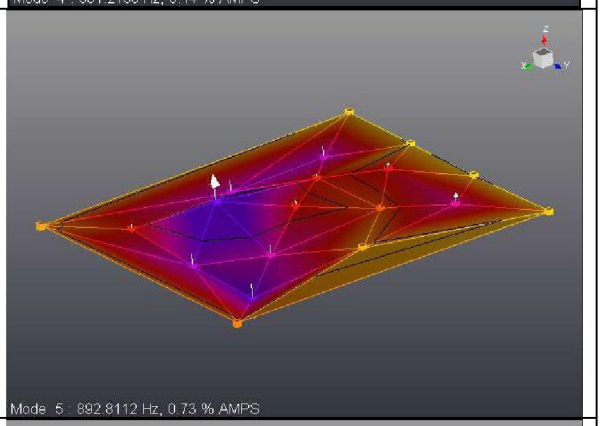
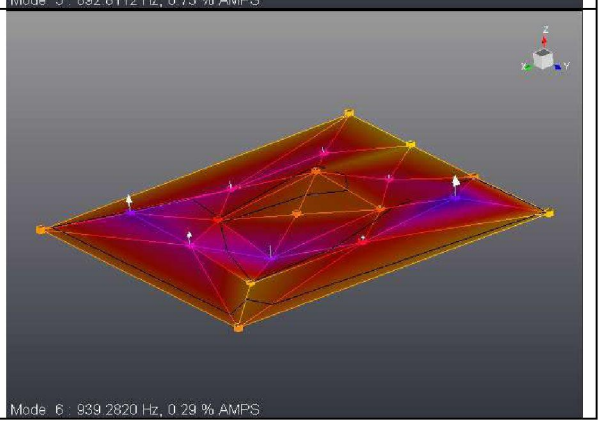
№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
1	49,1	0,68	
2	147,2	0,10	
3	212,5	0,23	
4	232,2	0,08	

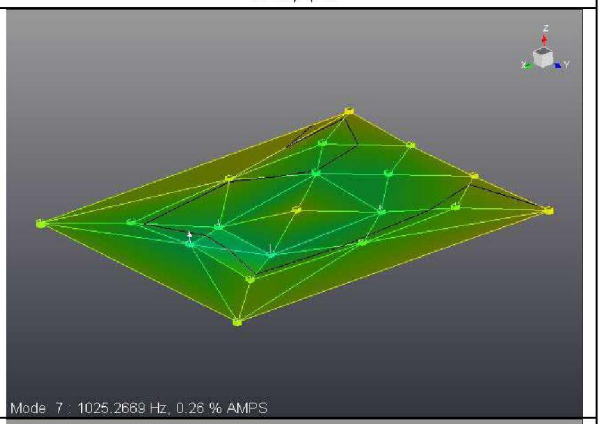
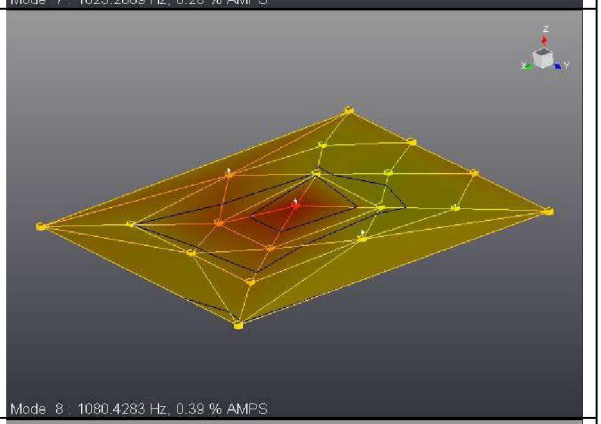
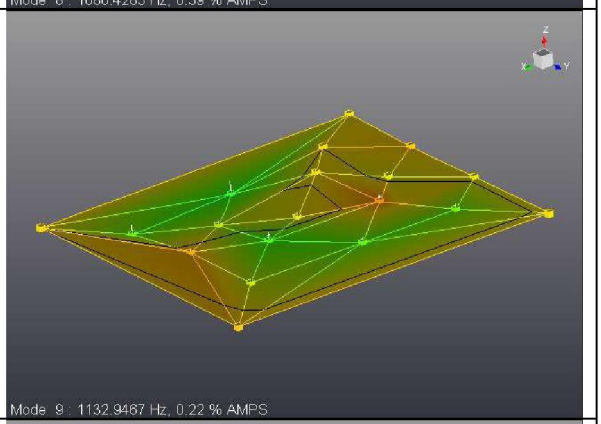
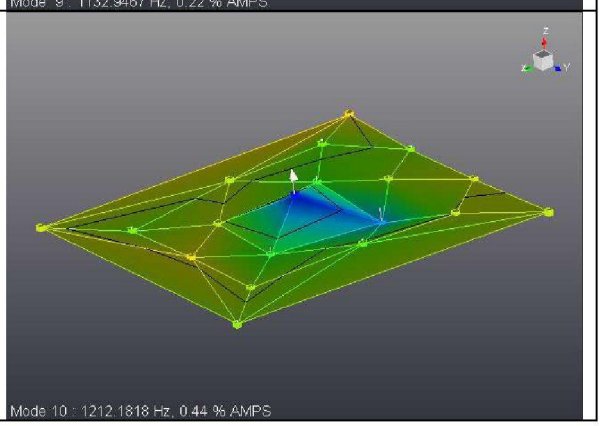
№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
5	276,9	0,15	
6	300,5	0,13	
7	343,3	0,18	
8	369,1	0,17	

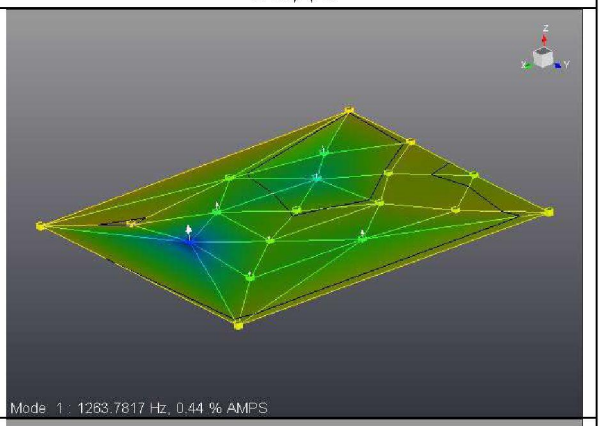
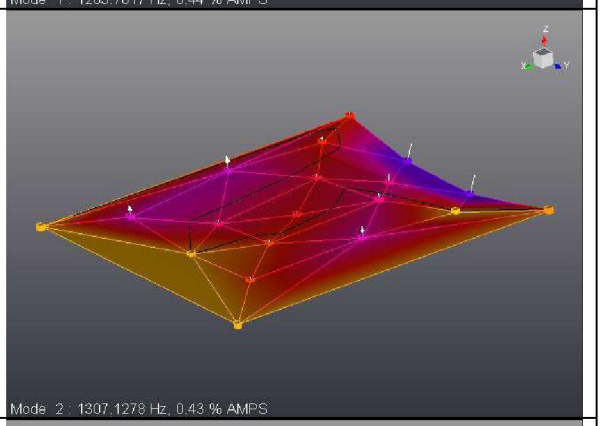
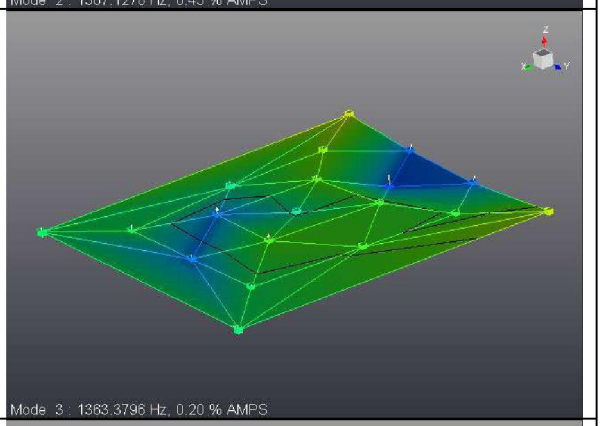
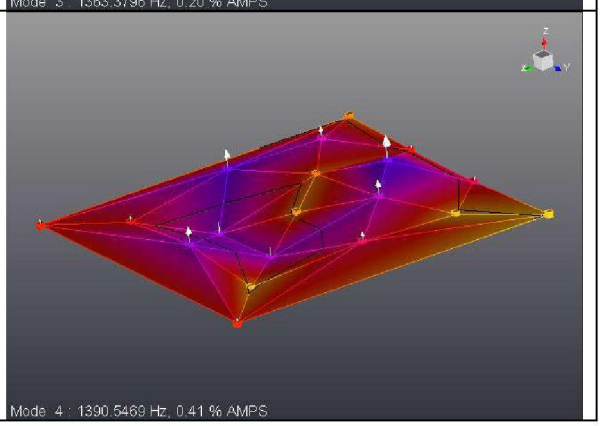
№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
9	435	0,14	
10	450	0,18	
11	463	0,25	
12	471	0,15	

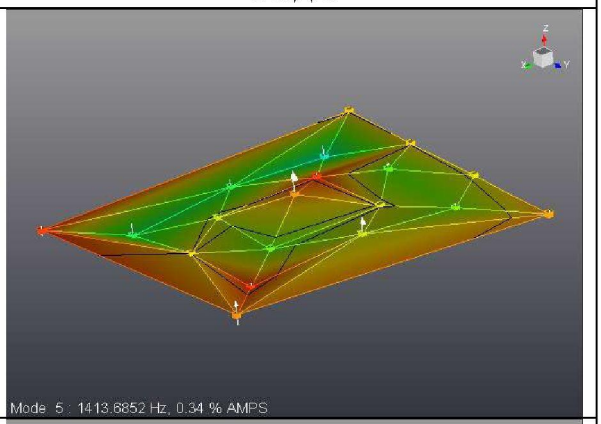
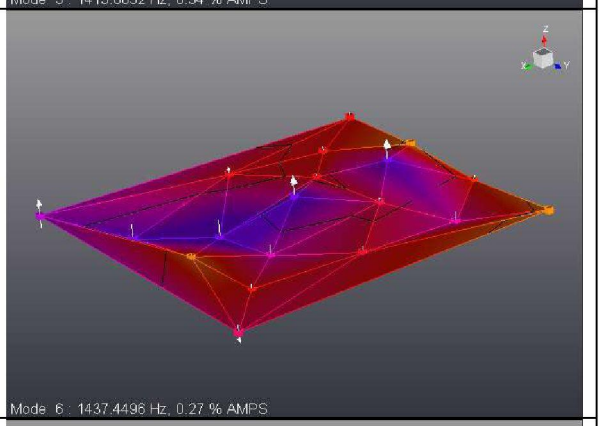
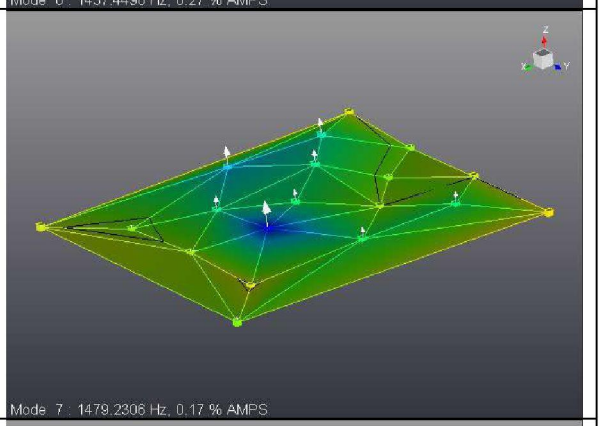
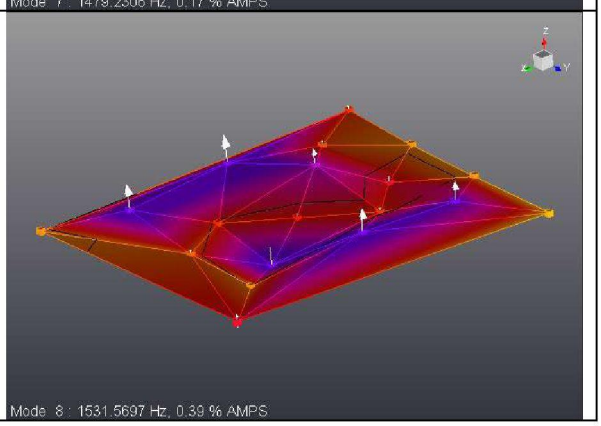
№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
13	507,7	0,60	
14	543	0,23	
15	602	0,11	
16	640	0,15	

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
17	668	0,09	
18	681	0,10	
19	728	0,29	
20	755	0,16	

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
21	795	0,47	
22	831	0,1	
23	892	0,73	
24	939	0,29	

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
25	1025	0,26	
26	1080	0,39	
27	1132	0,22	
28	1212	0,44	

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
29	1263	0,44	
30	1307	0,43	
31	1363	0,20	
32	1390	0,41	

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
33	1413	0,34	
34	1437	0,27	
35	1479	0,17	
36	1531	0,39	

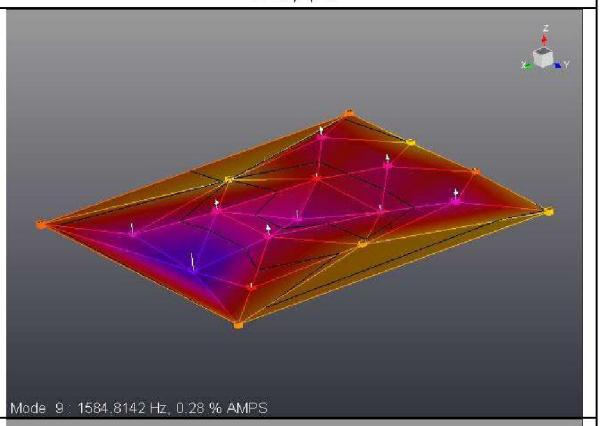
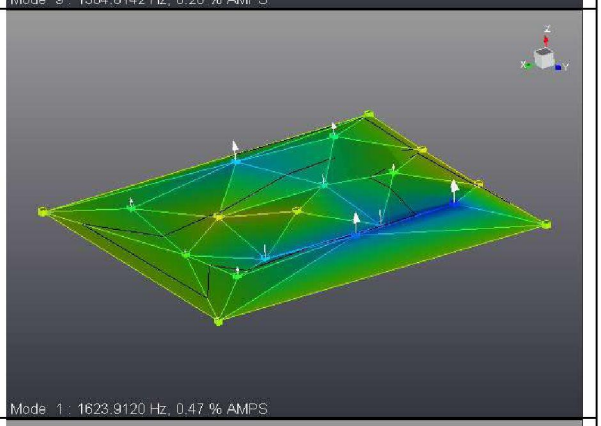
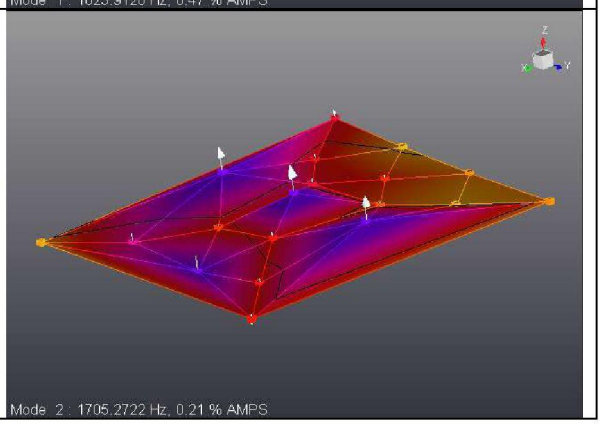
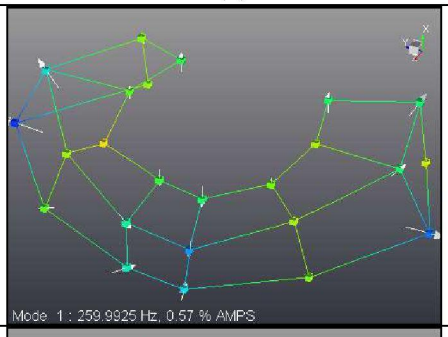
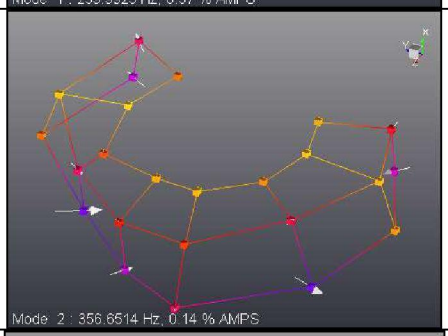
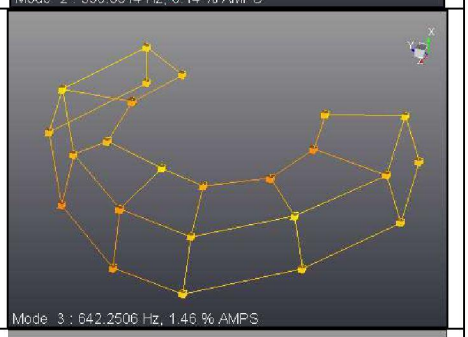
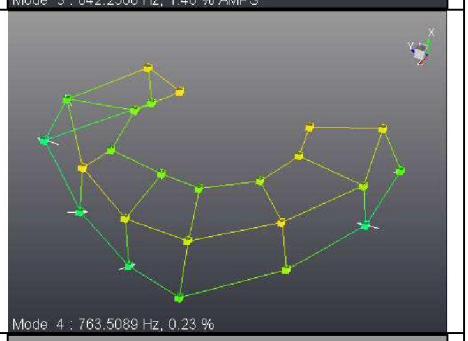
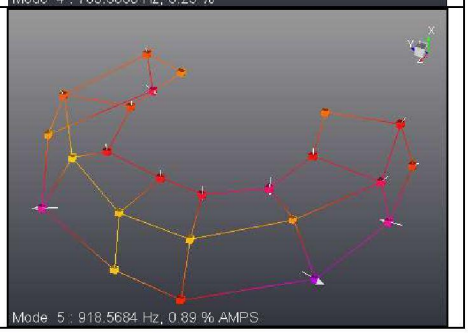
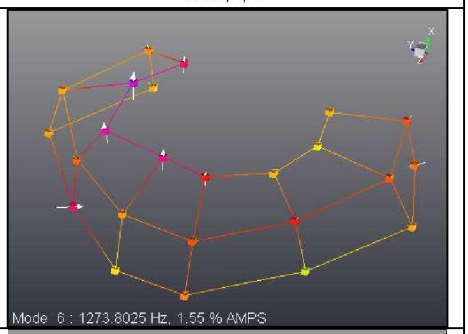
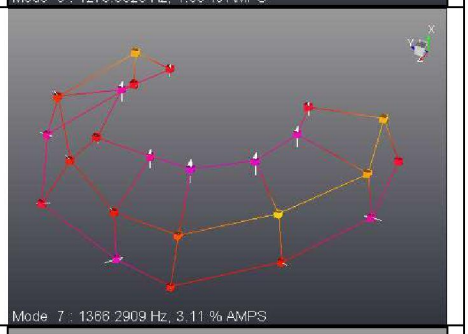
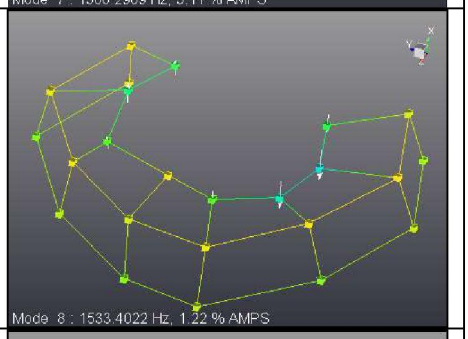
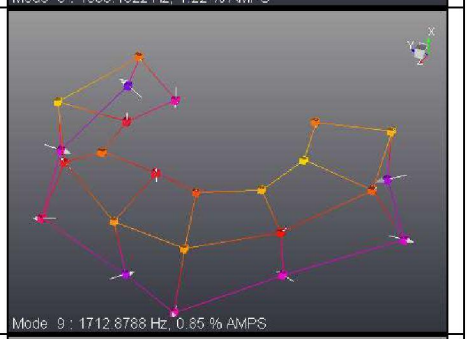
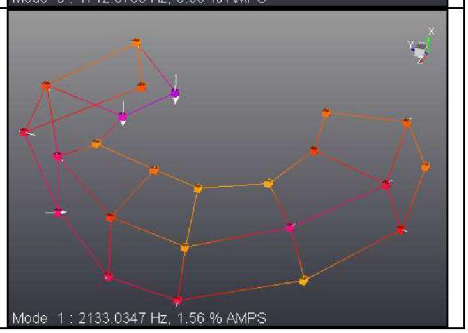
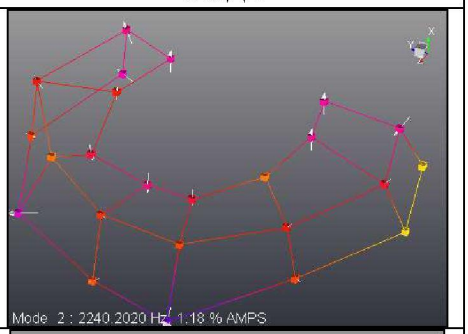
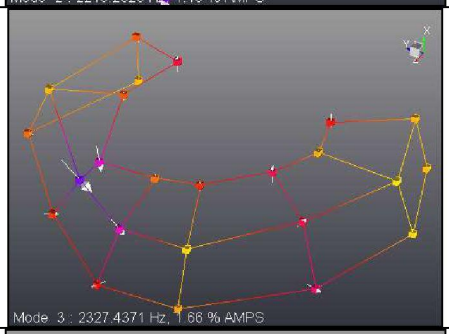
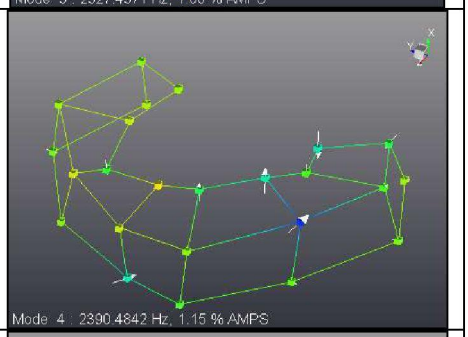
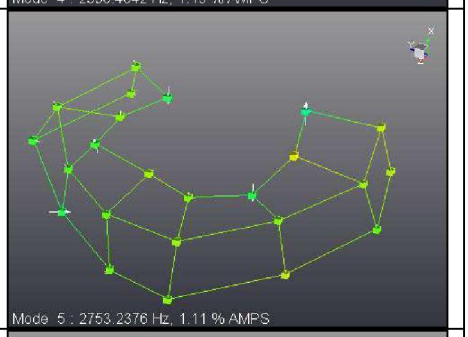
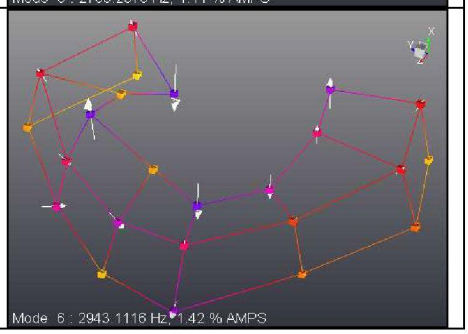
№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
37	1584	0,28	
38	1623	0,47	
39	1705	0,21	

Таблица 3 – Моды крышки демультипликатора

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
1	260	0,57	
2	356,6	0,14	
3	642,2	1,46	
4	763,5	0,23	
5	918,6	0,89	

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
6	1273,8	1,55	
7	1366,3	3,11	
8	1533,4	1,22	
9	1712,9	0,85	
10	2133	1,56	

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
11	2240	1,18	
12	2327,4	1,66	
13	2390	1,15	
14	2753	1,11	
15	2943	1,42	

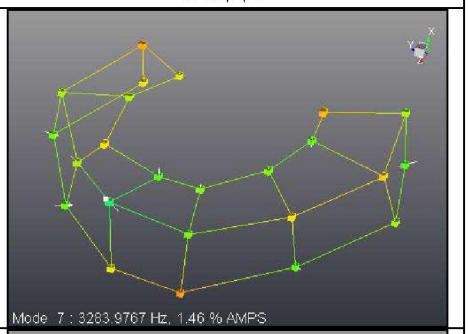
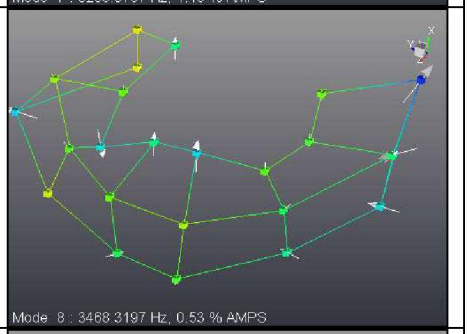
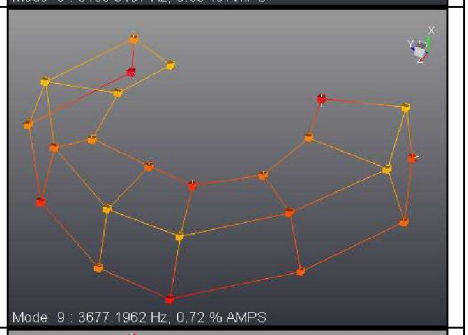
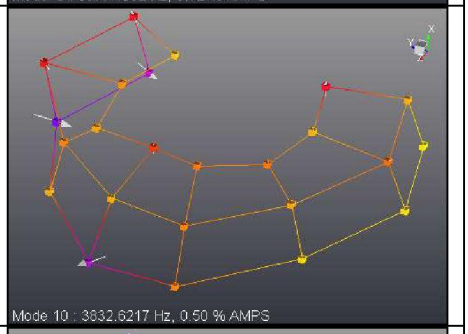
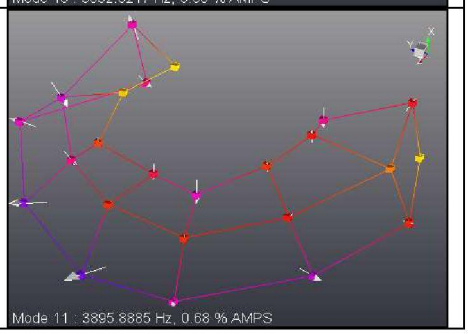
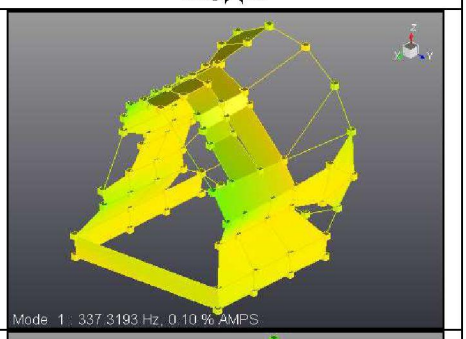
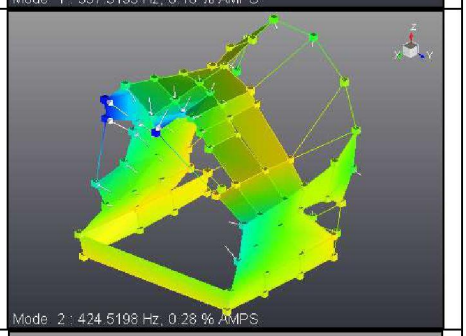
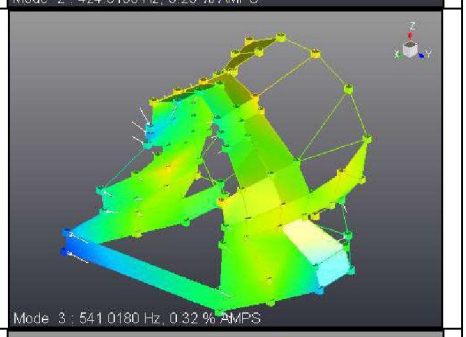
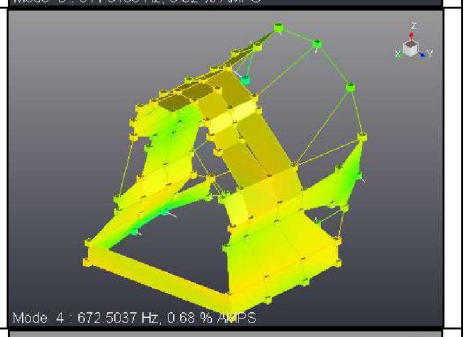
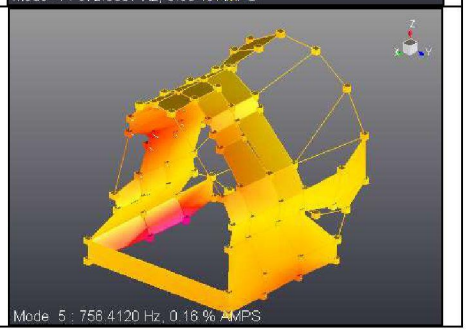
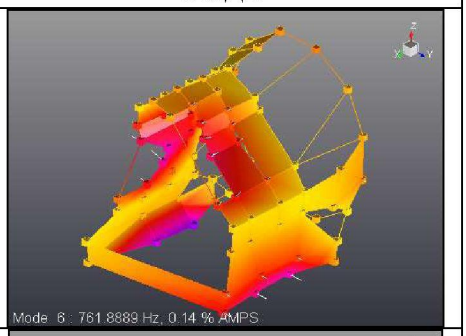
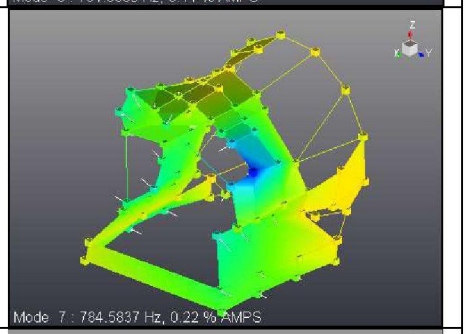
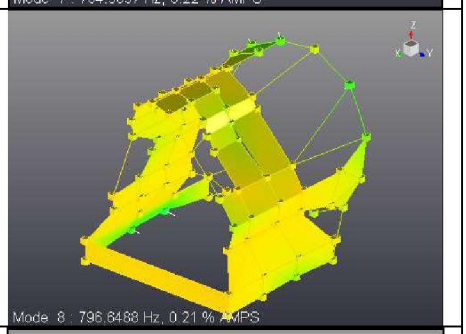
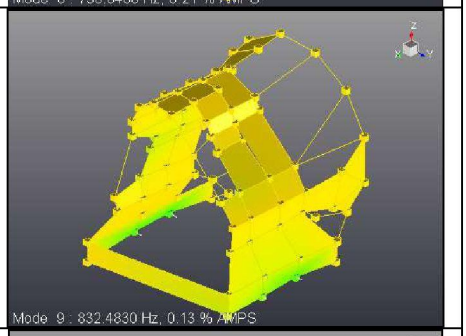
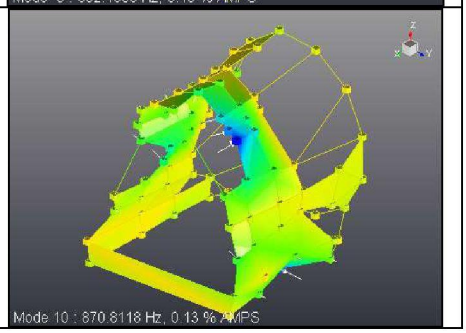
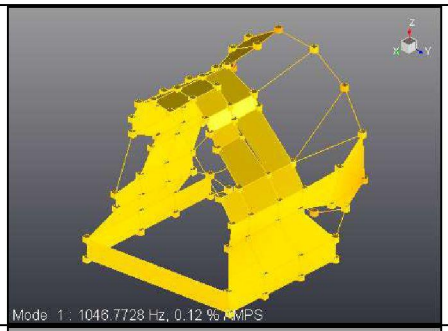
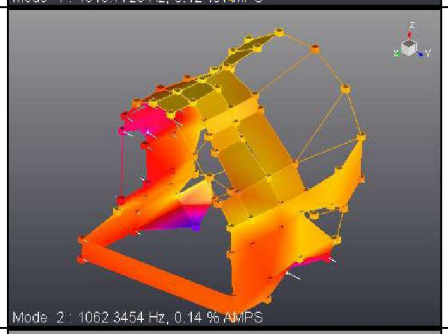
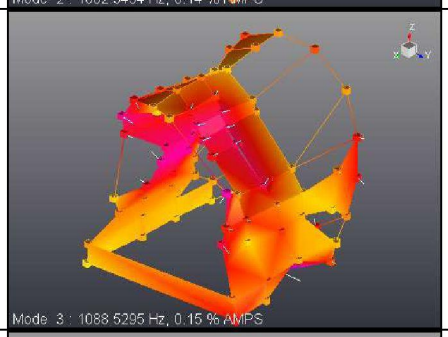
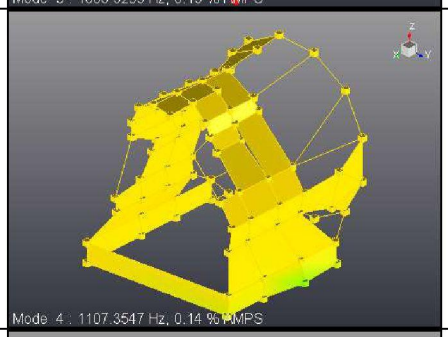
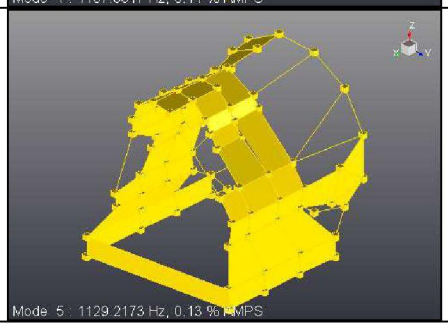
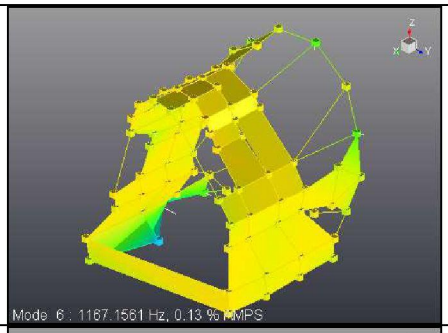
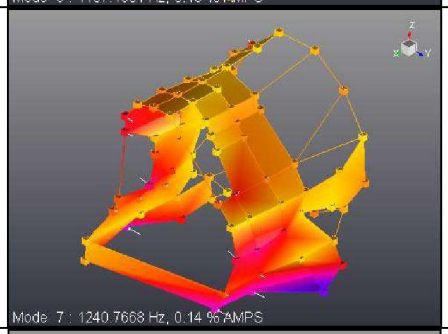
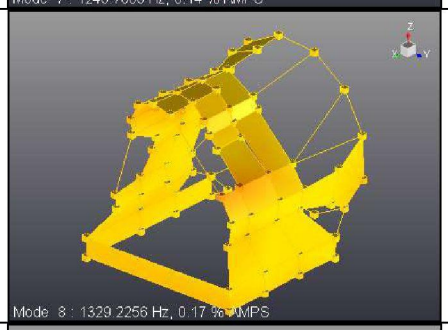
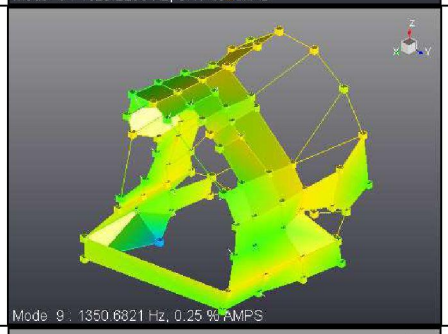
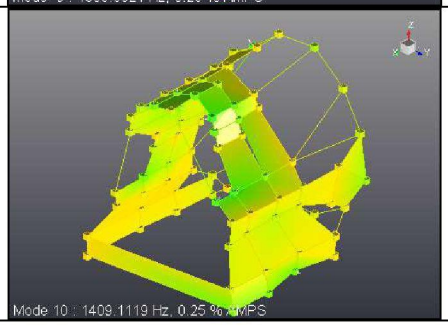
№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
16	3283	1,46	
17	3468	0,53	
18	3677	0,72	
19	3832	0,5	
20	3895	0,68	

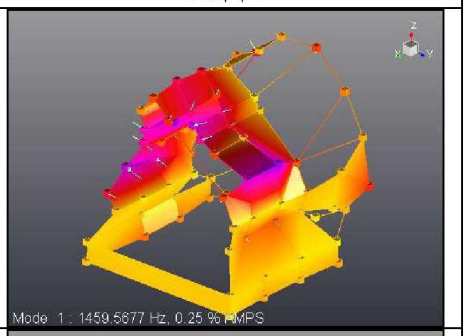
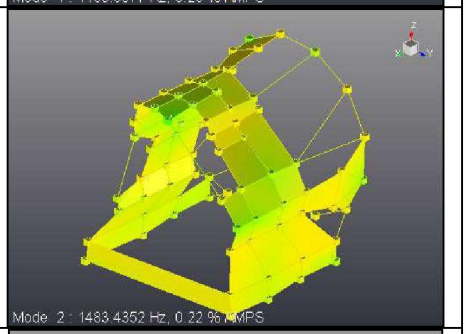
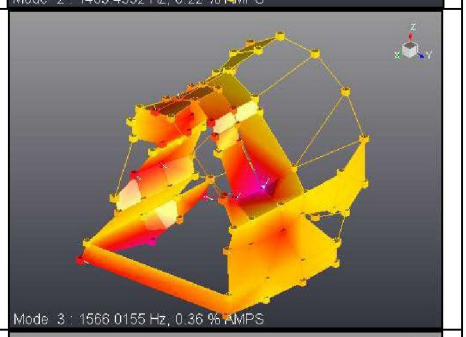
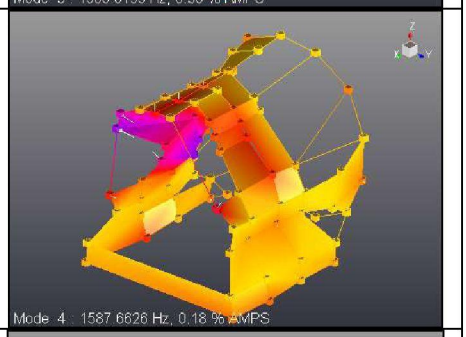
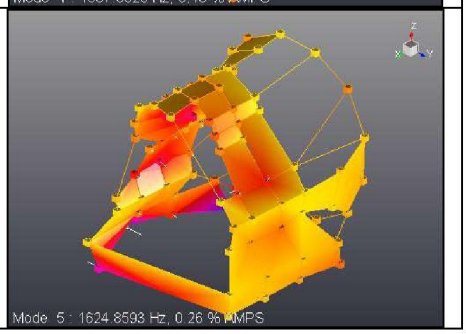
Таблица 4 – Моды картера

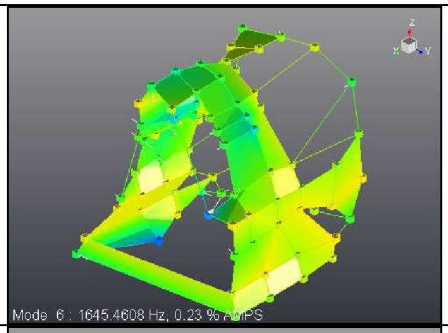
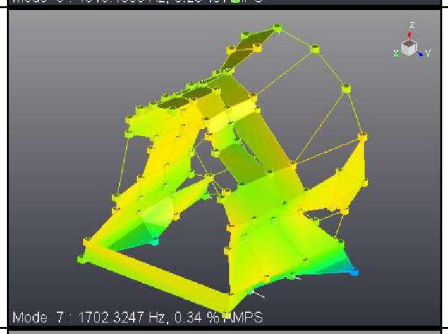
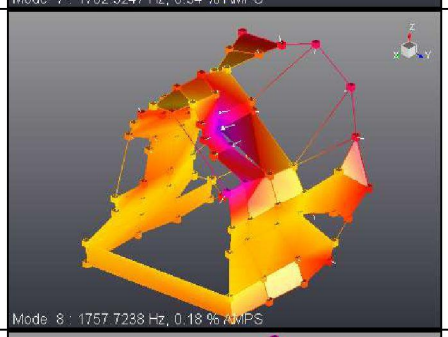
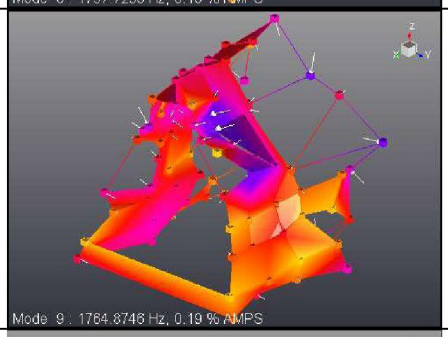
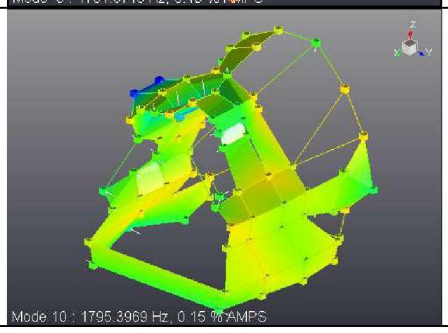
№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
1	337,3	0,1	
2	424,5	0,28	
3	541	0,32	
4	672,5	0,68	
5	756,4	0,16	

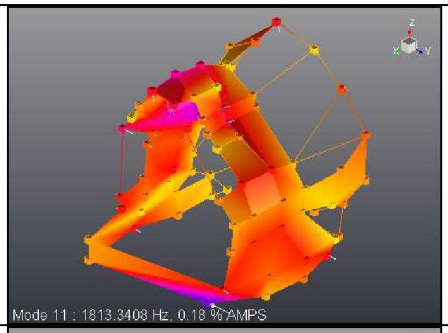
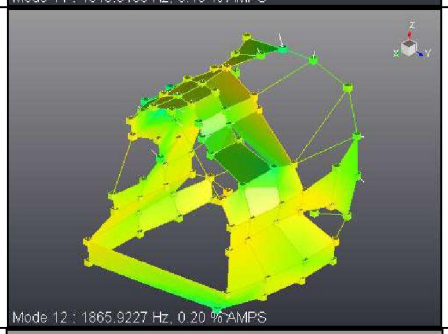
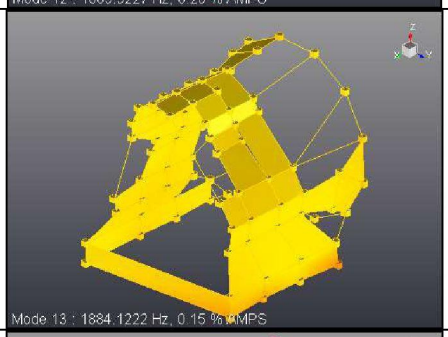
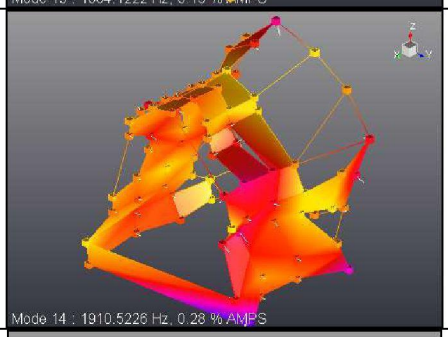
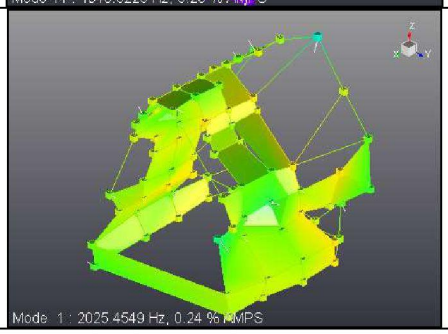
№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
6	761,9	0,14	
7	784,6	0,22	
8	796,6	0,21	
9	832,5	0,13	
10	870,8	0,13	

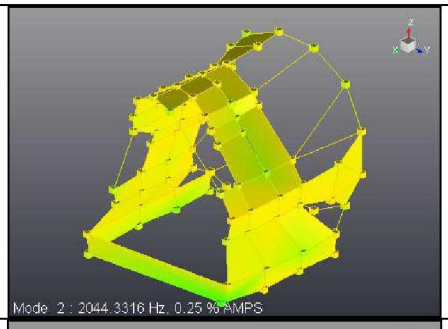
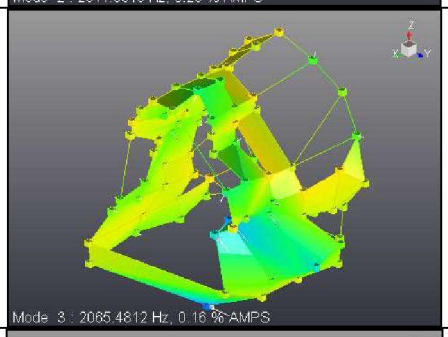
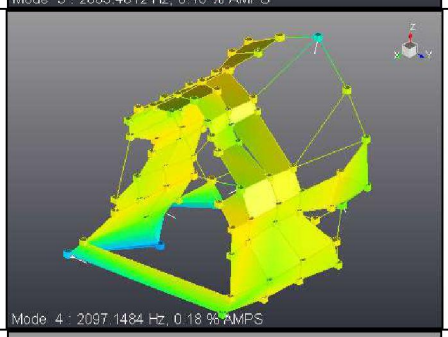
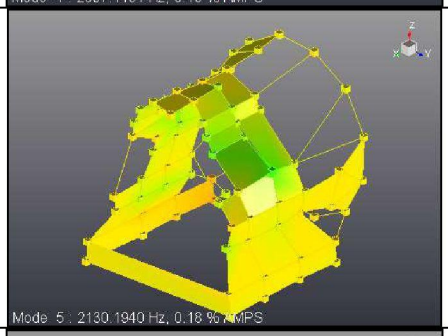
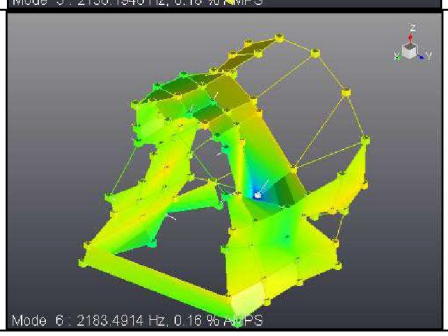
№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
11	1046	0,12	
12	1062	0,14	
13	1088	0,15	
14	1107	0,14	
15	1129	0,13	

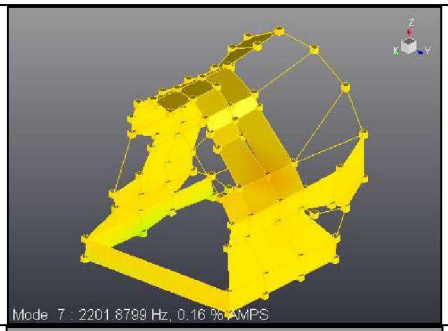
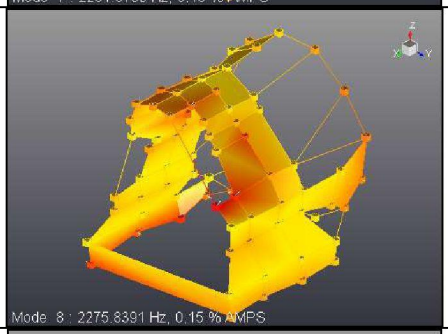
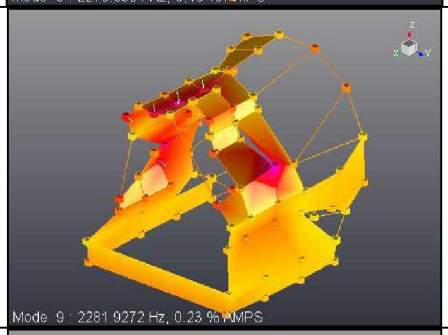
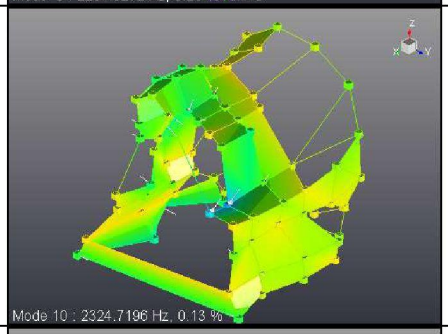
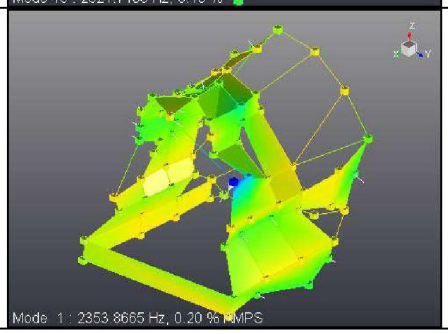
№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
16	1167	0,13	
17	1240	0,14	
18	1329	0,17	
19	1350	0,25	
20	1409	0,25	

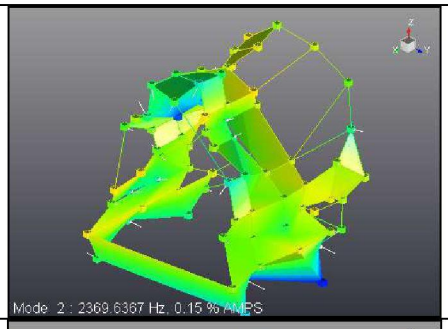
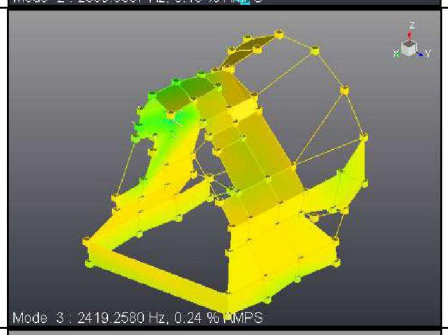
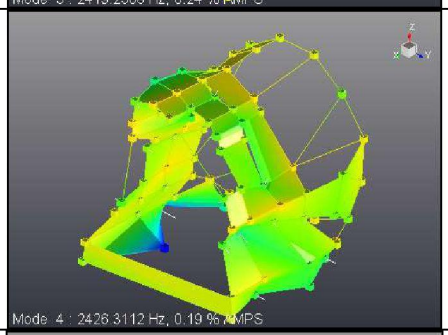
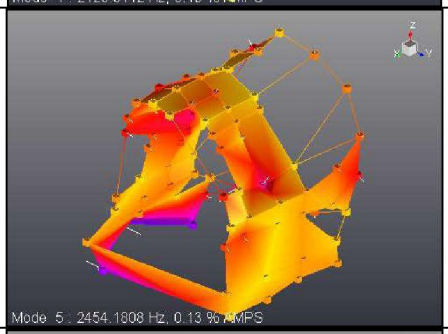
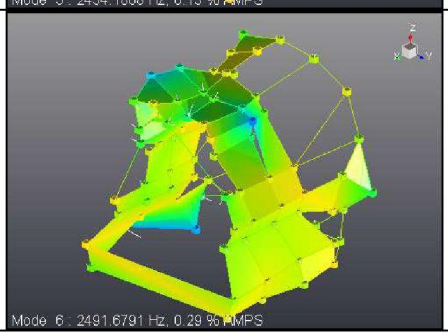
№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
21	1459	0,25	
22	1483	0,22	
23	1566	0,36	
24	1587	0,18	
25	1624	0,26	

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
26	1645	0,23	
27	1702	0,34	
28	1757	0,18	
29	1764	0,19	
30	1795	0,15	

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
31	1813	0,18	
32	1865	0,2	
33	1884	0,15	
34	1910	0,28	
35	2025	0,24	

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
36	2044	0,25	
37	2065	0,16	
37	2097	0,18	
38	2130	0,18	
39	2183	0,16	

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
40	2201	0,16	
41	2275	0,15	
42	2281	0,23	
43	2324	0,13	
44	2353	0,2	

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
45	2369	0,15	
46	2419	0,24	
47	2426	0,19	
48	2454	0,13	
49	2491	0,29	

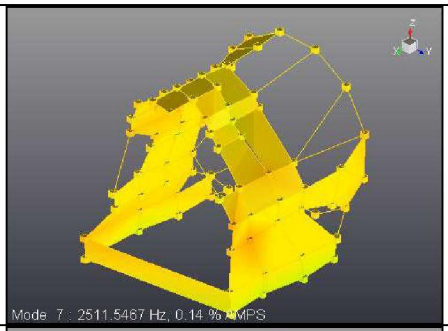
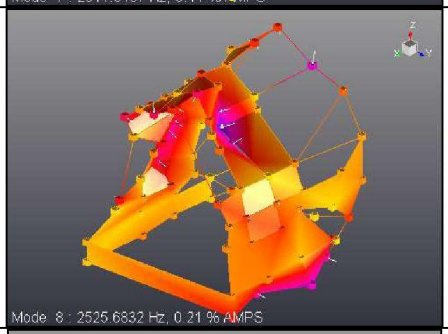
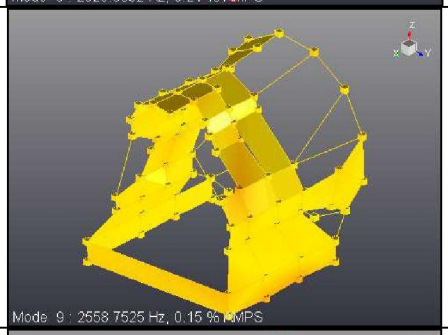
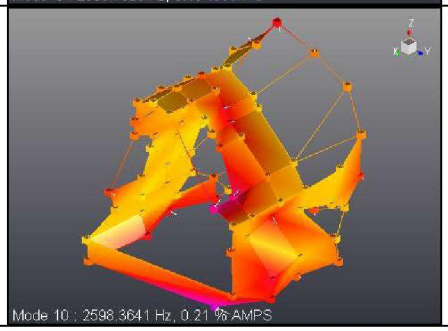
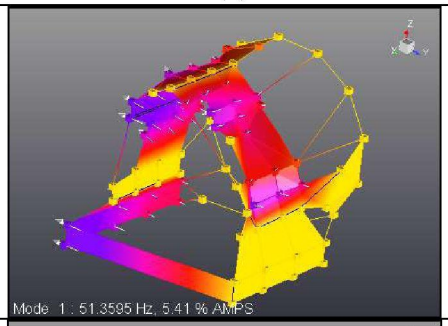
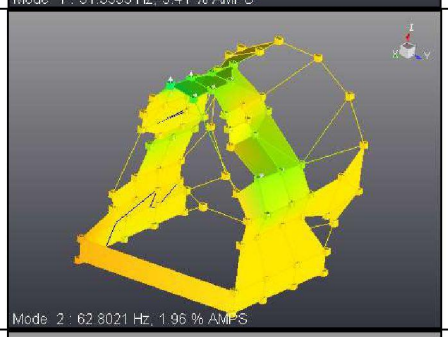
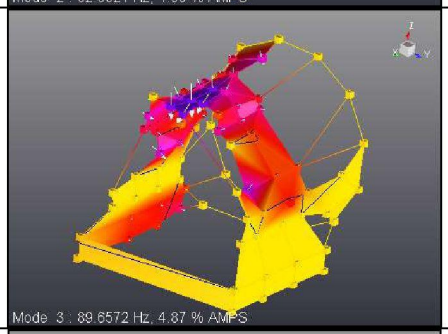
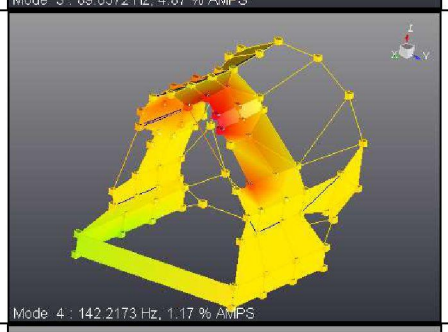
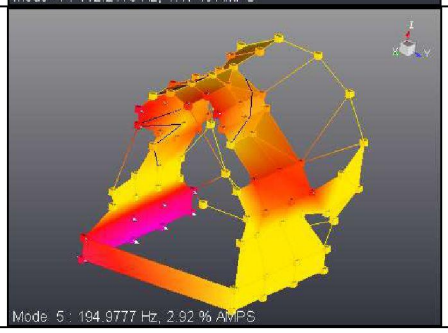
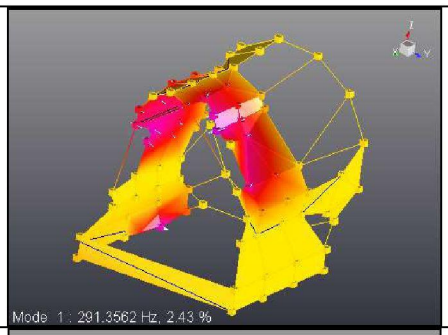
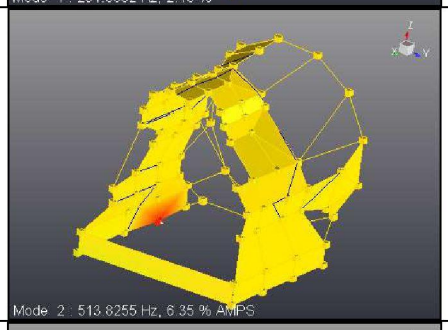
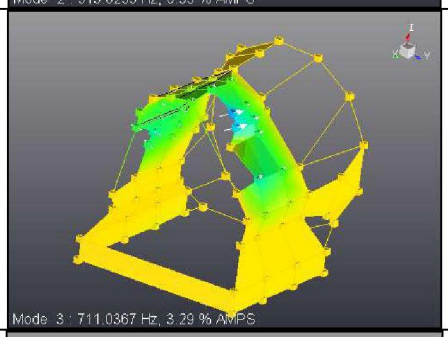
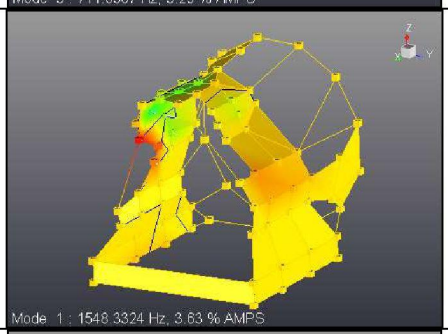
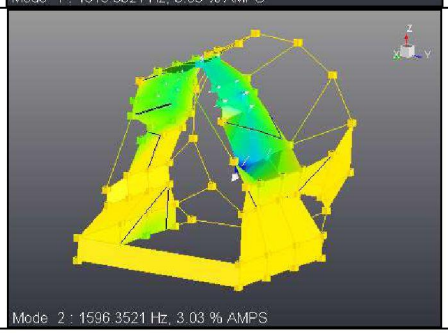
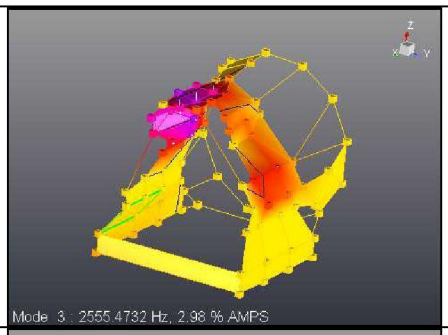
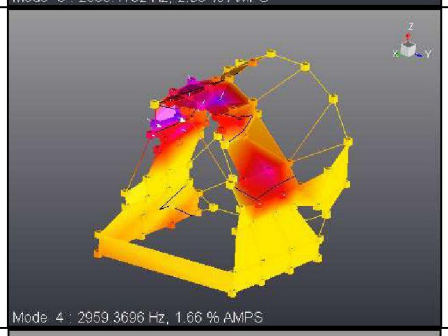
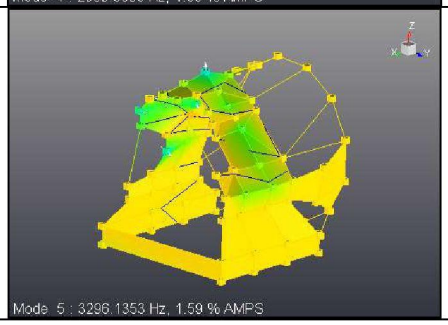
№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
50	2511	0,14	
51	2525	0,21	
52	2558	0,15	
53	2598	0,21	

Таблица 5 – Моды АКП трансмиссии в сборе

№ моды	Частота моды, Гц	Коэффициент демпфирования, %	Форма колебаний моды
1	51,3	5,41	
2	62,8	1,96	
3	89,6	4,87	
4	142,2	1,17	
5	194,9	2,92	

6	291,3	2,43	
7	513,8	6,35	
8	711,0	3,29	
9	1548	3,63	
10	1596	3,03	

11	2555	2,98	
12	2959	1,66	
13	3296	1,59	

Приложение В

Ниже, на рисунках 1…13 представлены спектры вибрации узлов и порядковые спектры на 2-ой передаче АКП трансмиссии.

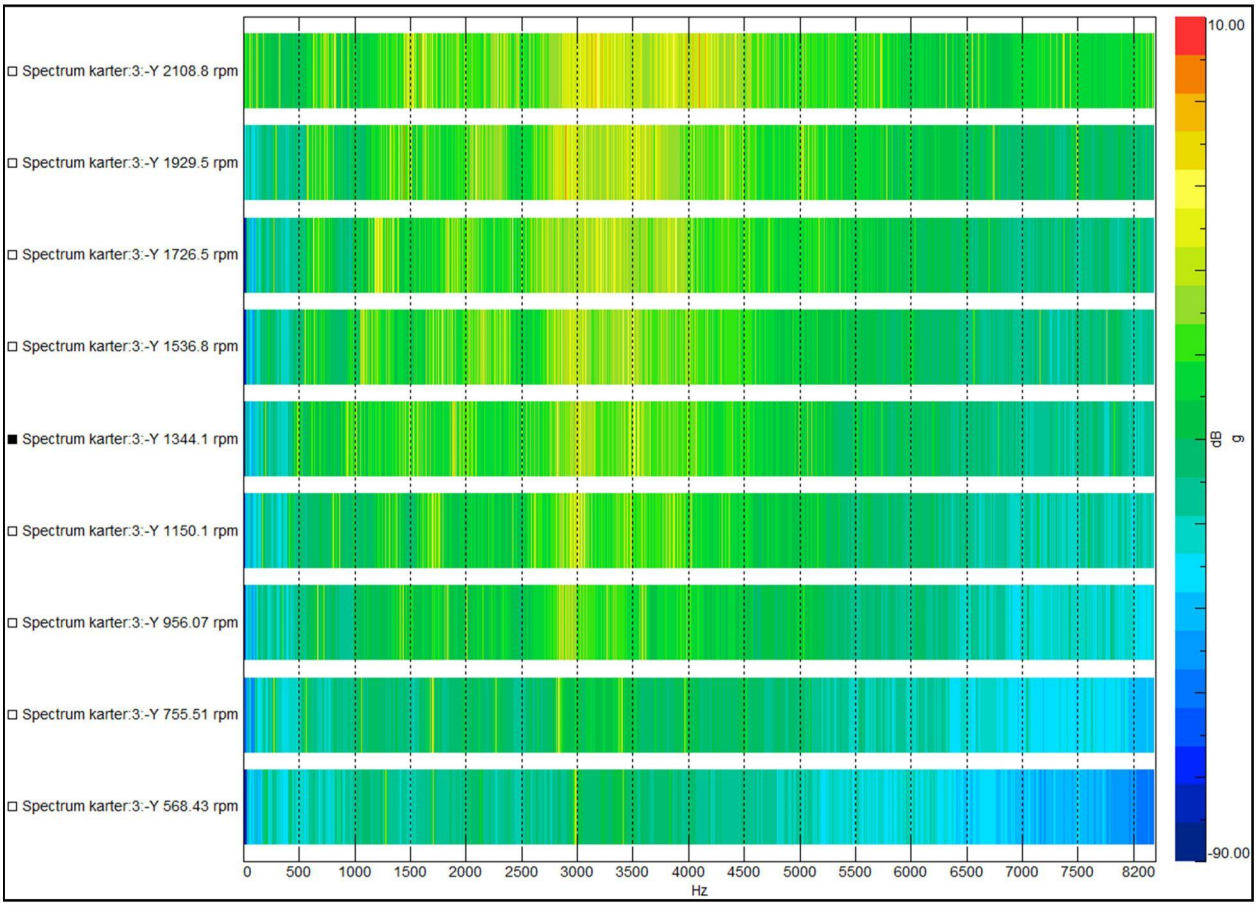


Рисунок 1 – Изменение спектра узла karter:3 в зависимости от частоты вращения

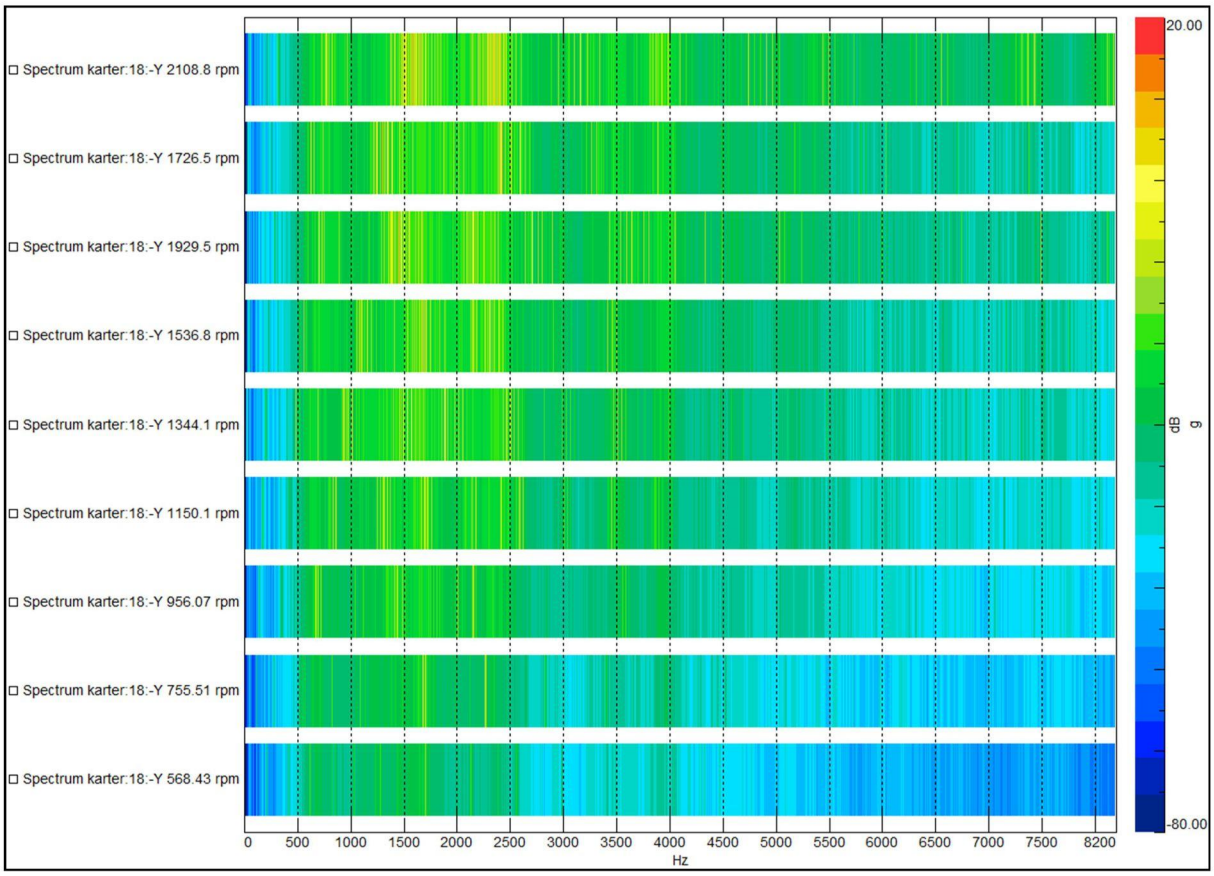


Рисунок 2 – Изменение спектра узла karter:18 в зависимости от частоты вращения

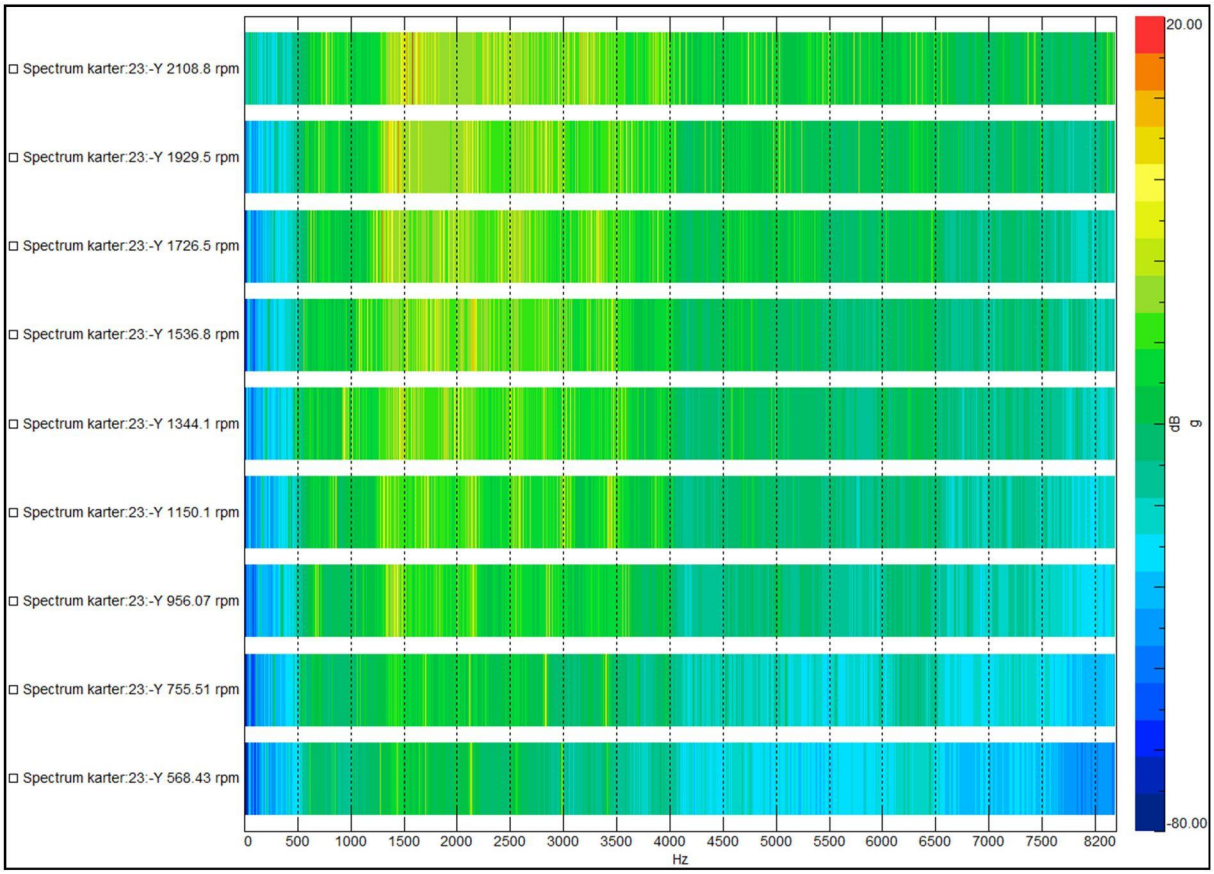


Рисунок 3 – Изменение спектра узла karter:23 в зависимости от частоты вращения

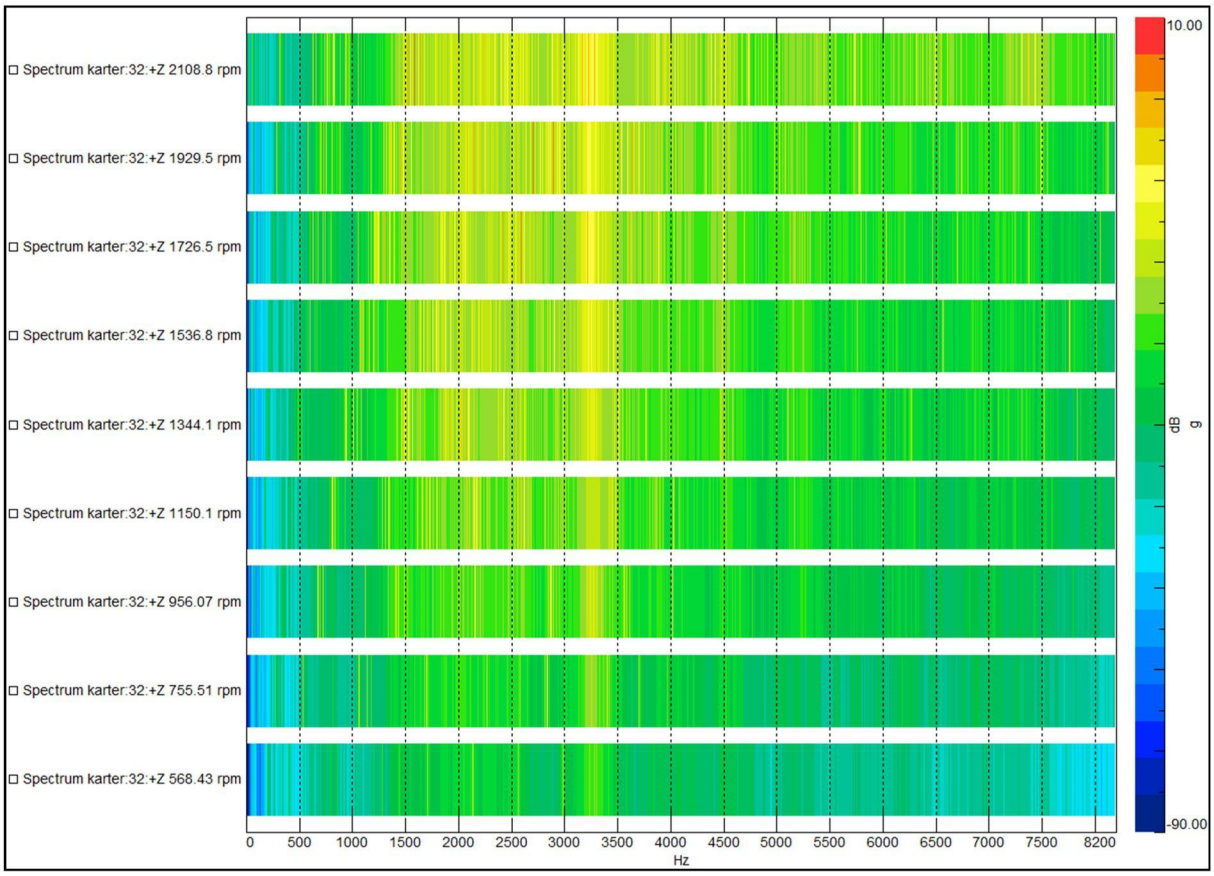


Рисунок 4 – Изменение спектра узла karter:32 в зависимости от частоты вращения

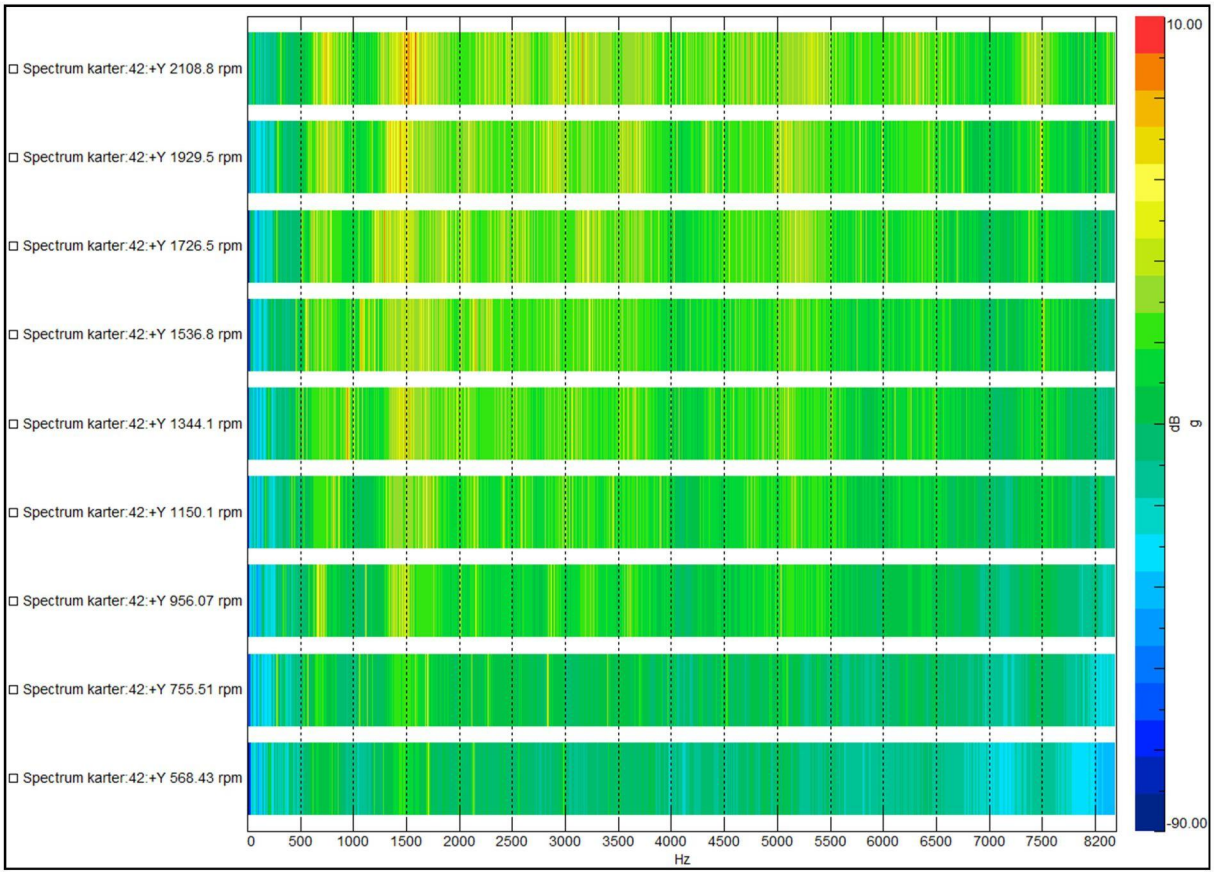


Рисунок 5 – Изменение спектра узла karter:42 в зависимости от частоты вращения

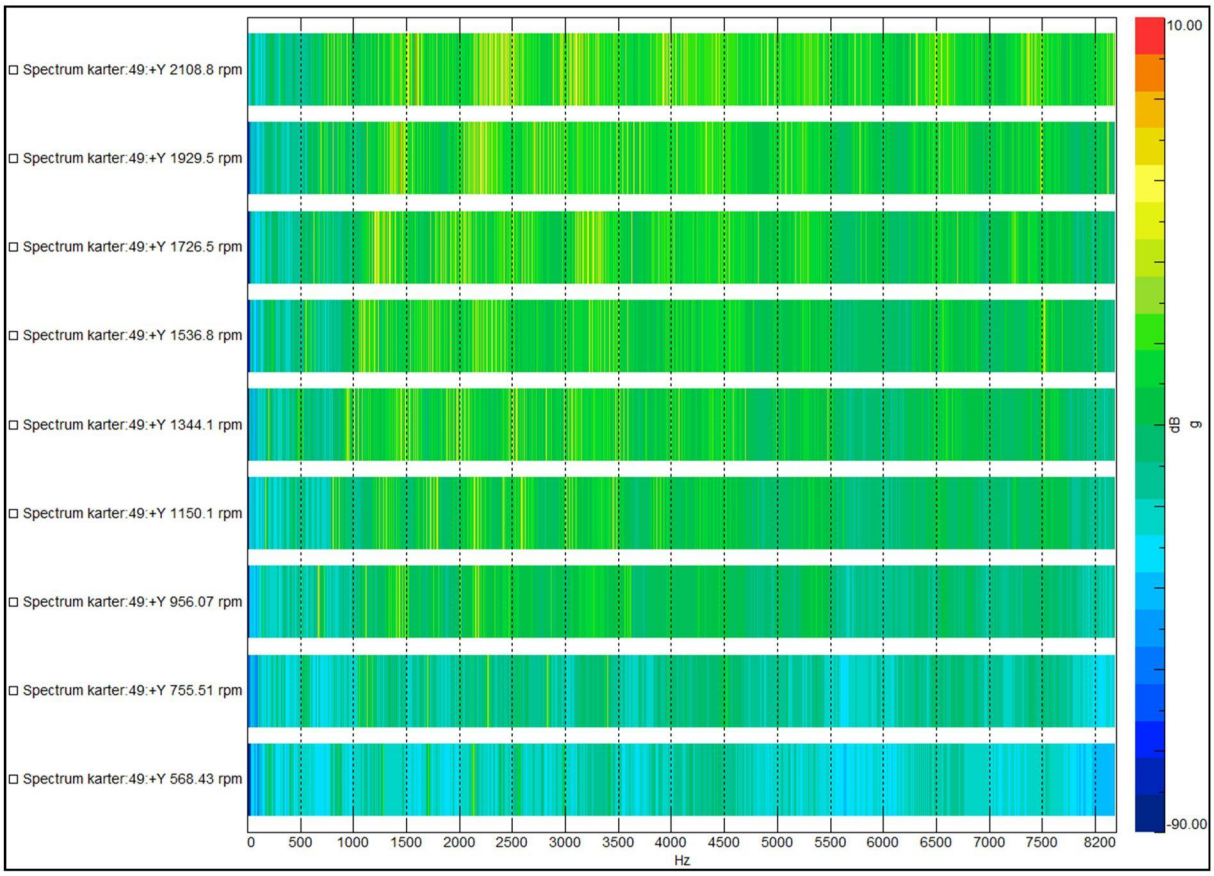


Рисунок 6 – Изменение спектра узла karter:49 в зависимости от частоты вращения

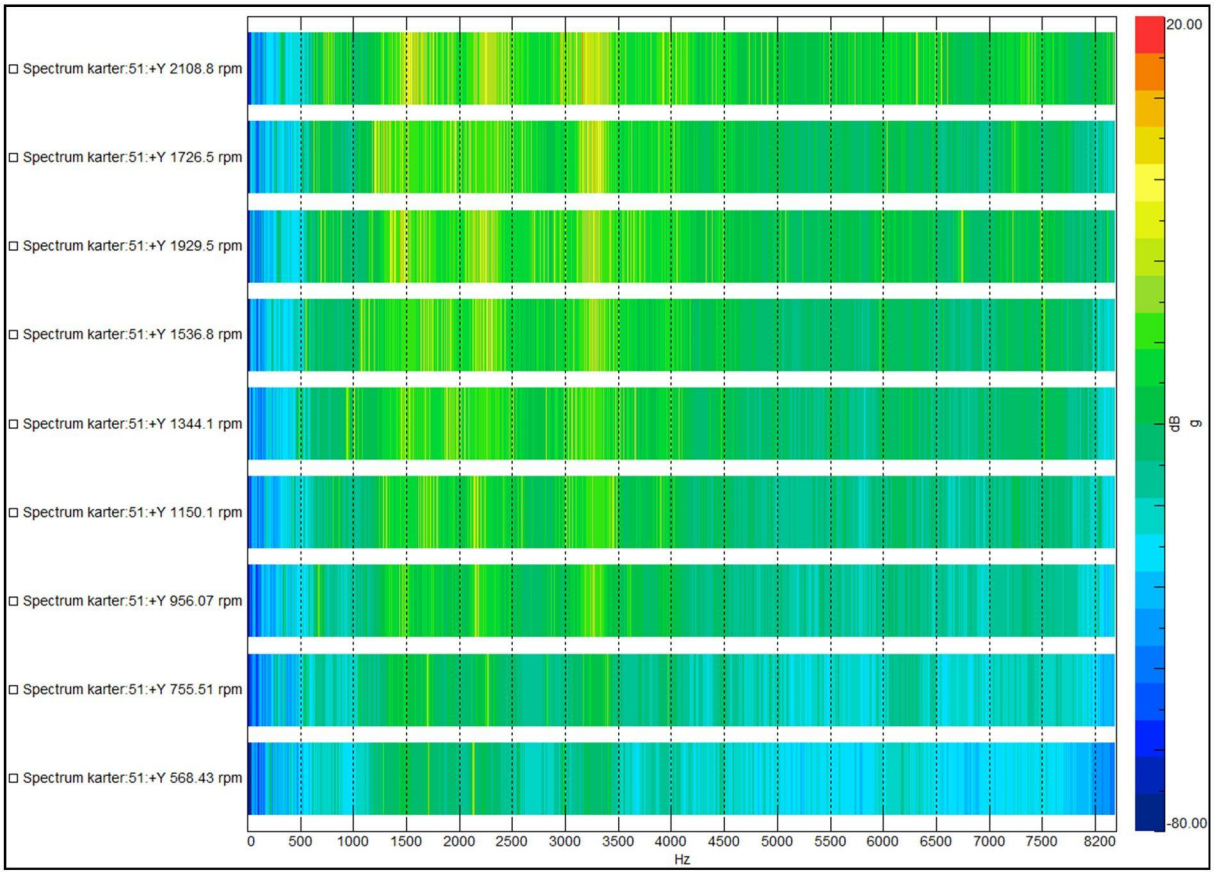


Рисунок 7 – Изменение спектра узла karter:51 в зависимости от частоты вращения

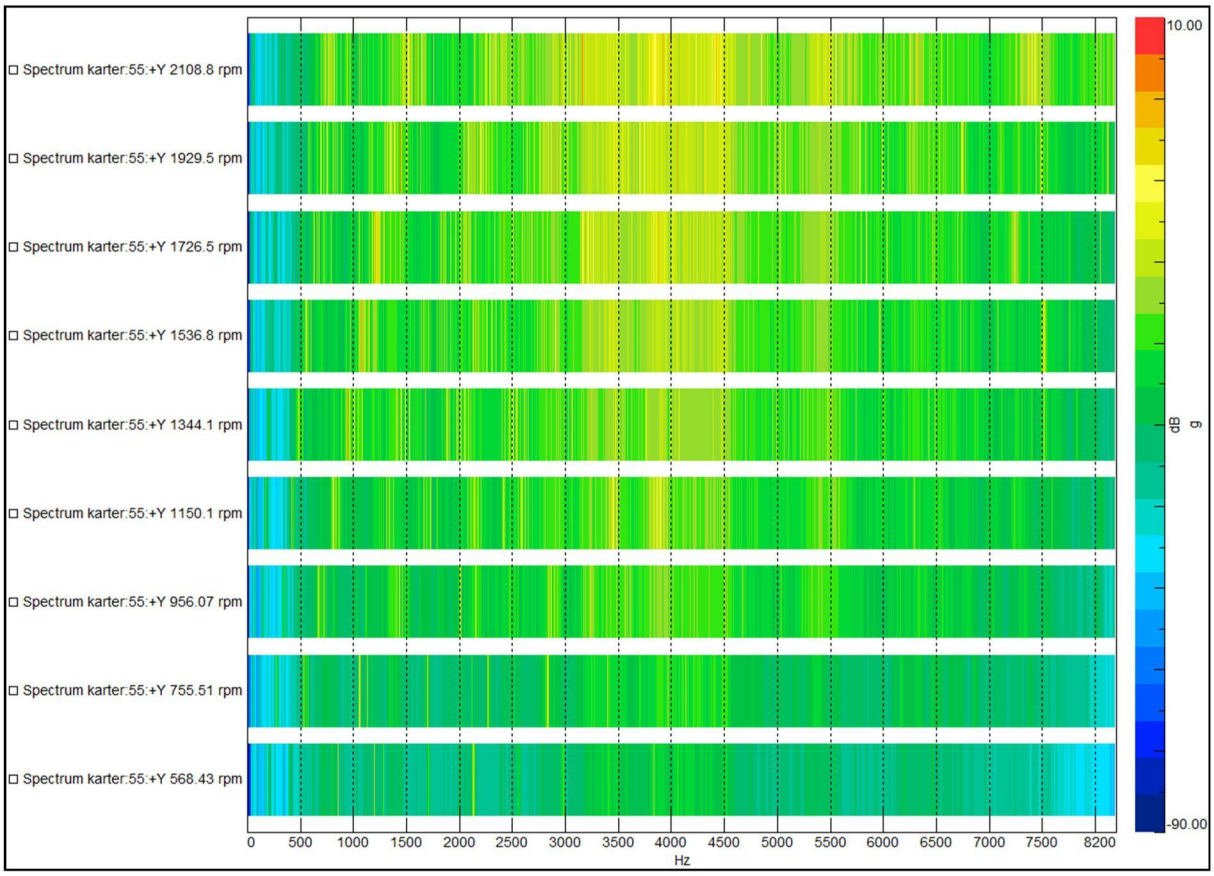


Рисунок 8 – Изменение спектра узла karter:55 в зависимости от частоты вращения

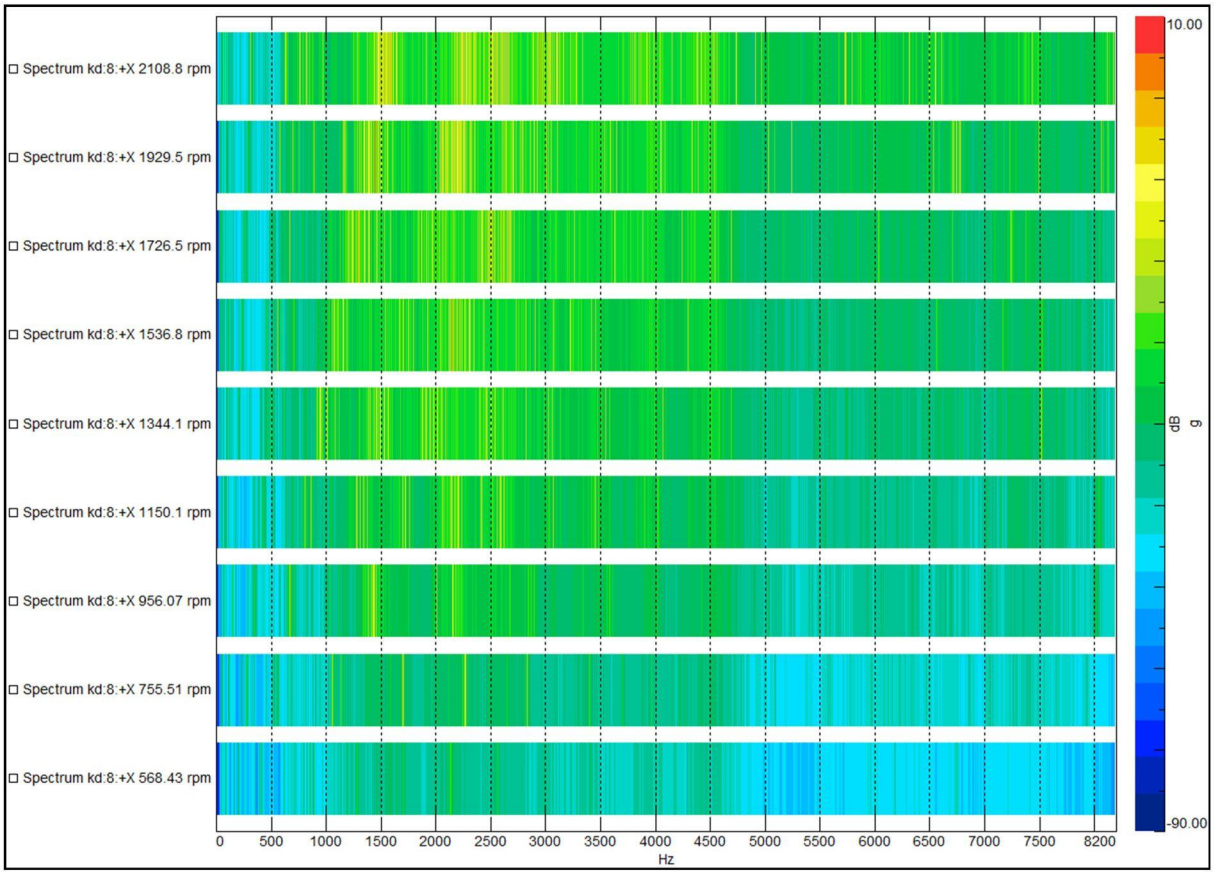


Рисунок 9 – Изменение спектра узла kd:8 в зависимости от частоты вращения

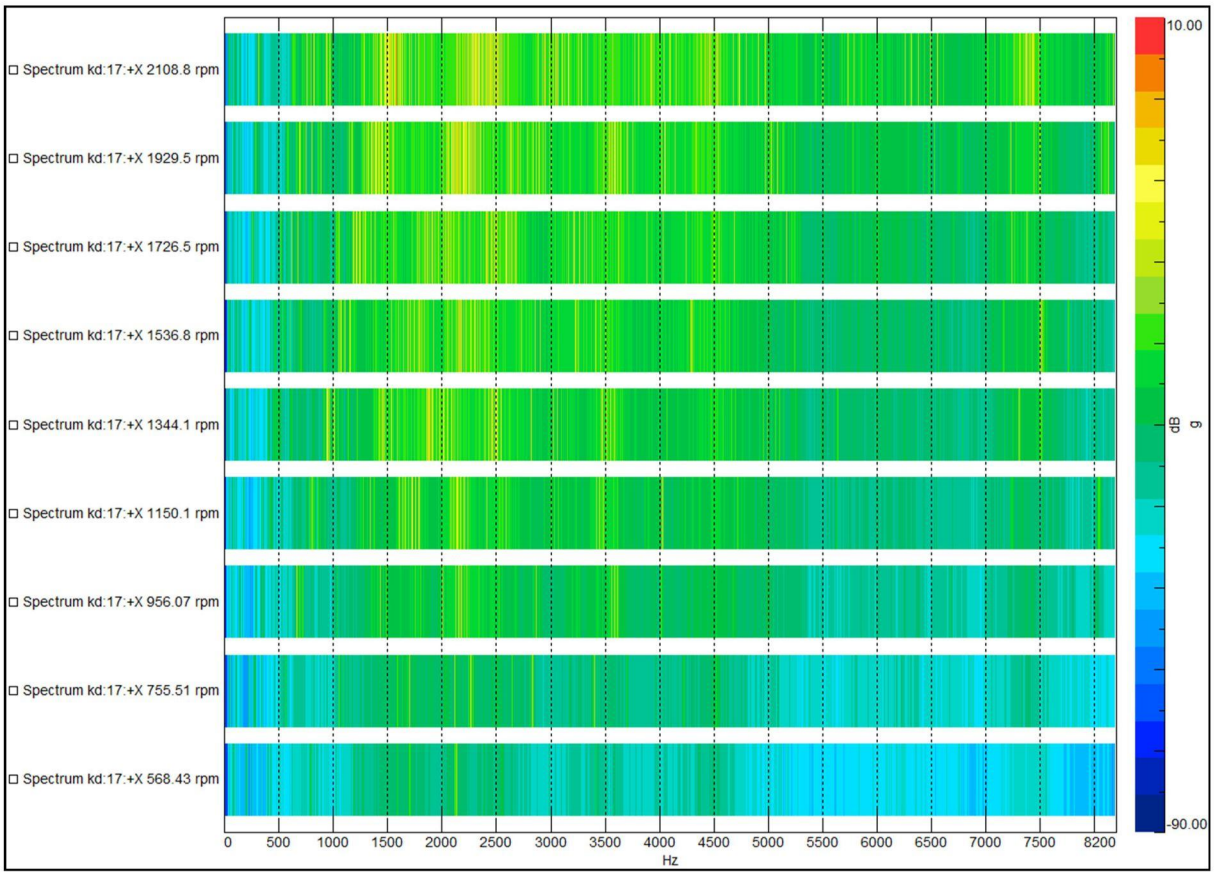


Рисунок 10 – Изменение спектра узла kd:17 в зависимости от частоты вращения

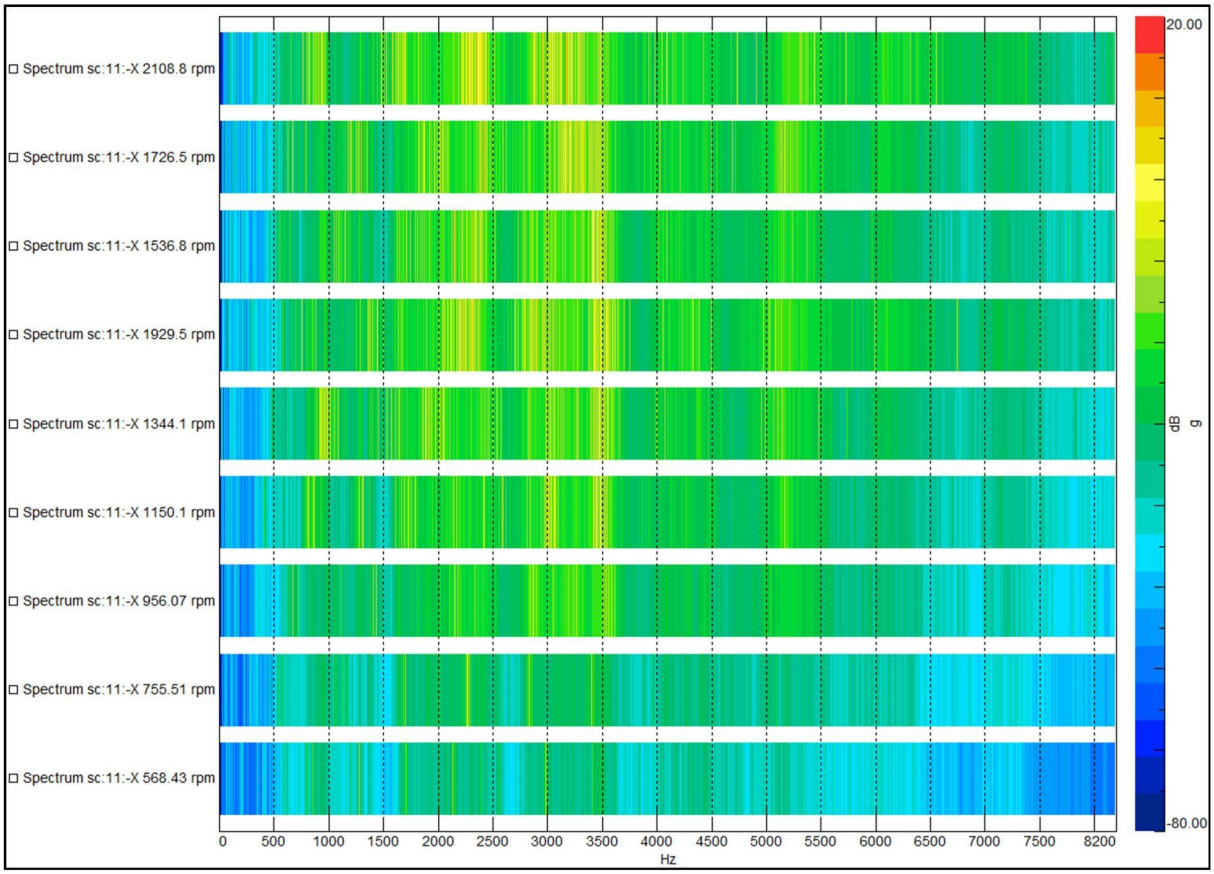


Рисунок 11 – Изменение спектра узла sc:11 в зависимости от частоты вращения

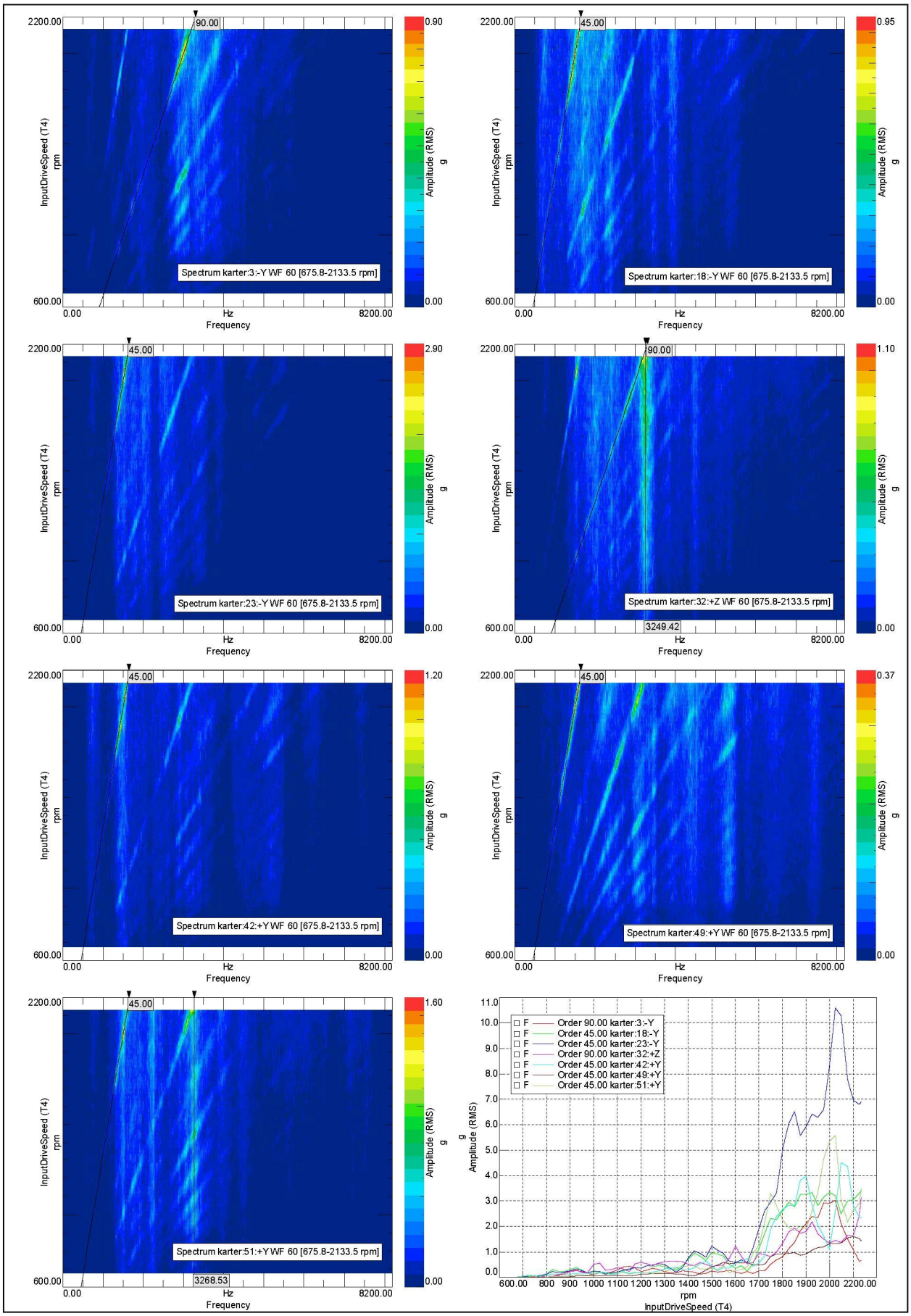


Рисунок 12 – Порядковые спектры на 2-ой передаче

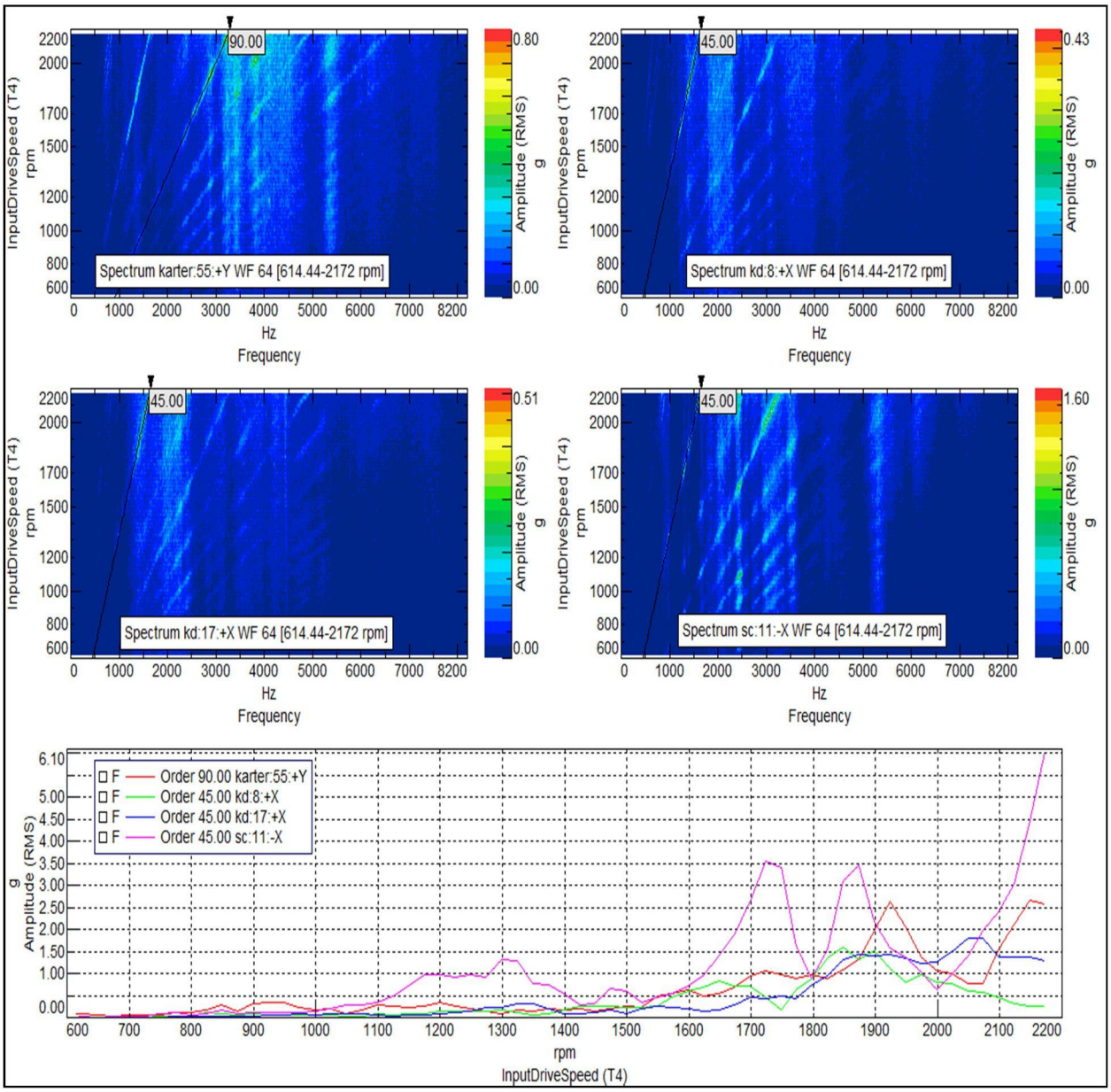


Рисунок 13 – Порядковые спектры на 2-ой передаче

Ниже, на рисунках 14…26 представлены спектры вибрации узлов и порядковые спектры на 3-ей передаче АКП трансмиссии.

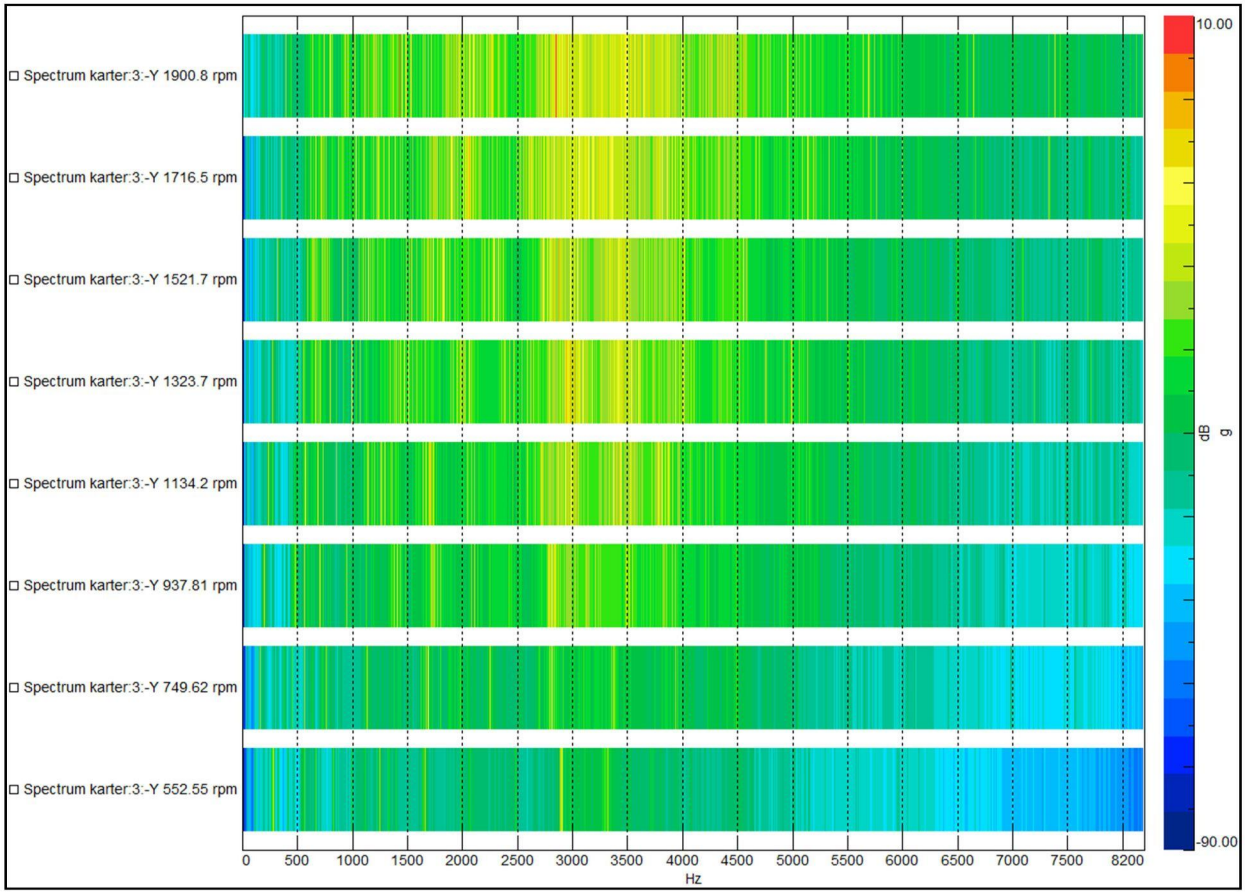


Рисунок 14 – Изменение спектра узла karter:3 в зависимости от частоты вращения

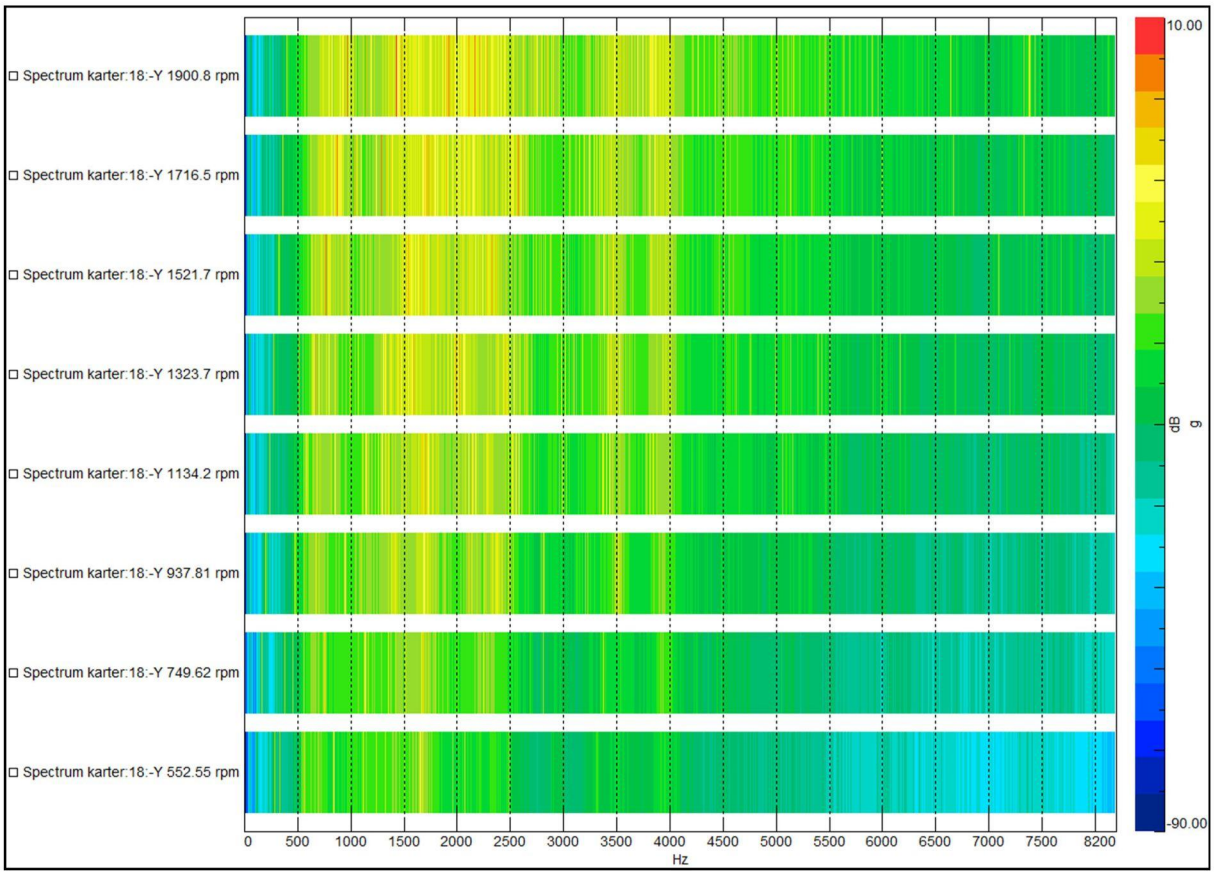


Рисунок 15 – Изменение спектра узла karter:18 в зависимости от частоты вращения

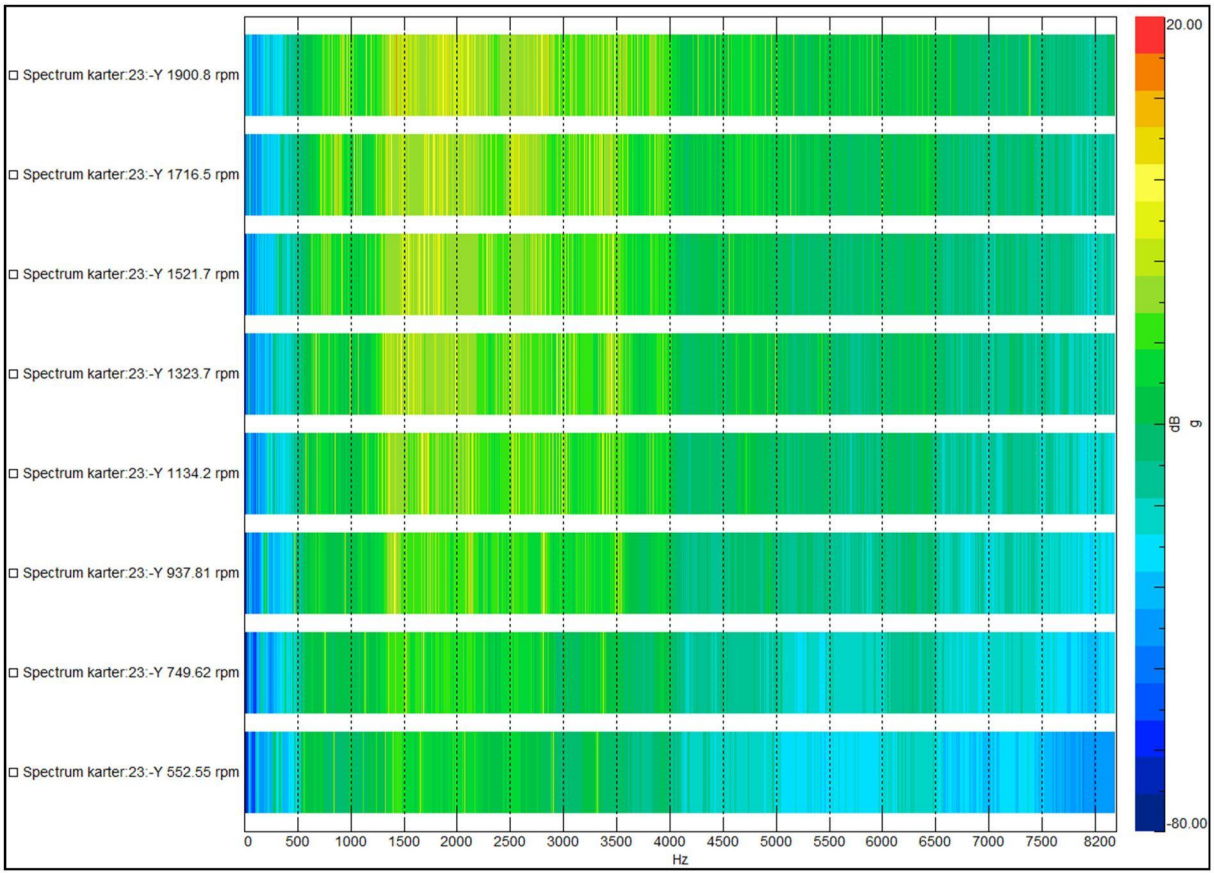


Рисунок 16 – Изменение спектра узла karter:23 в зависимости от частоты вращения

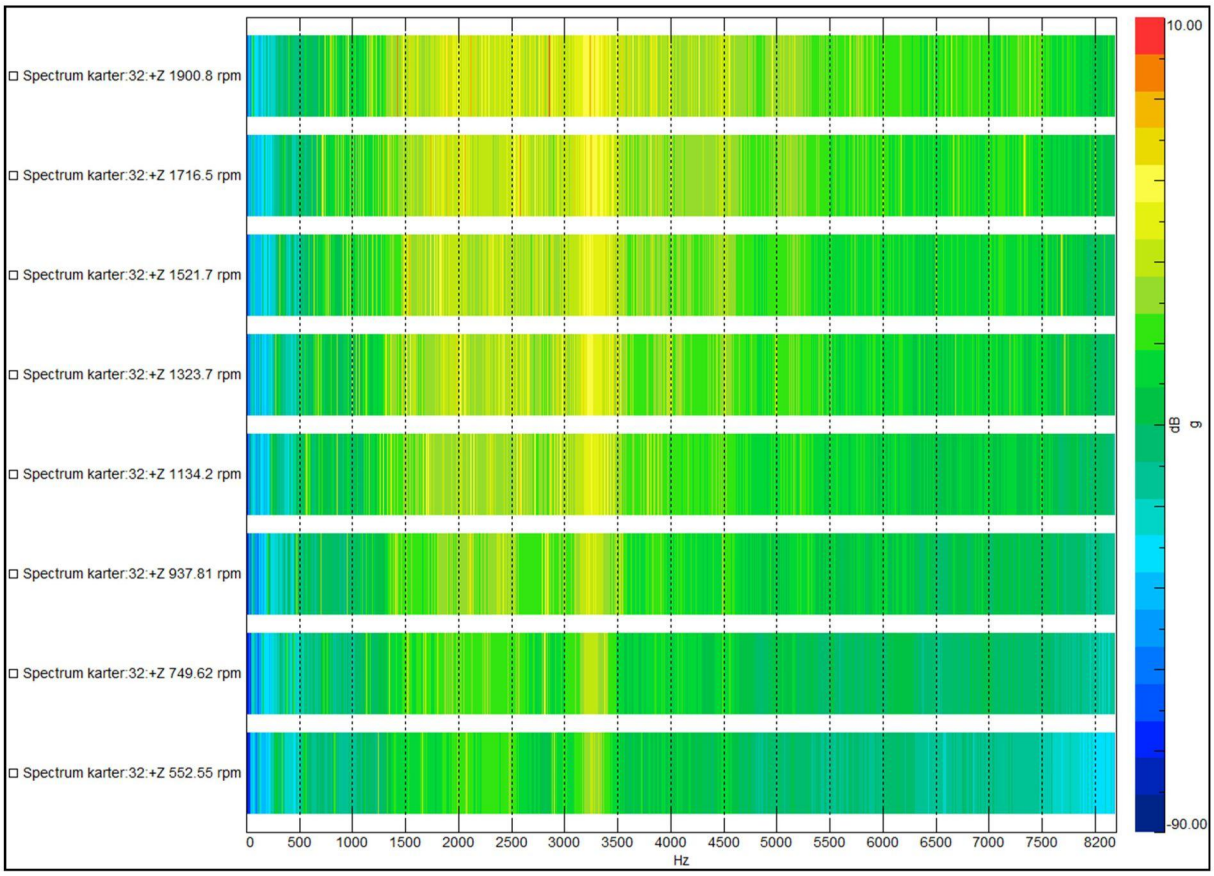


Рисунок 17 – Изменение спектра узла karter:32 в зависимости от частоты вращения

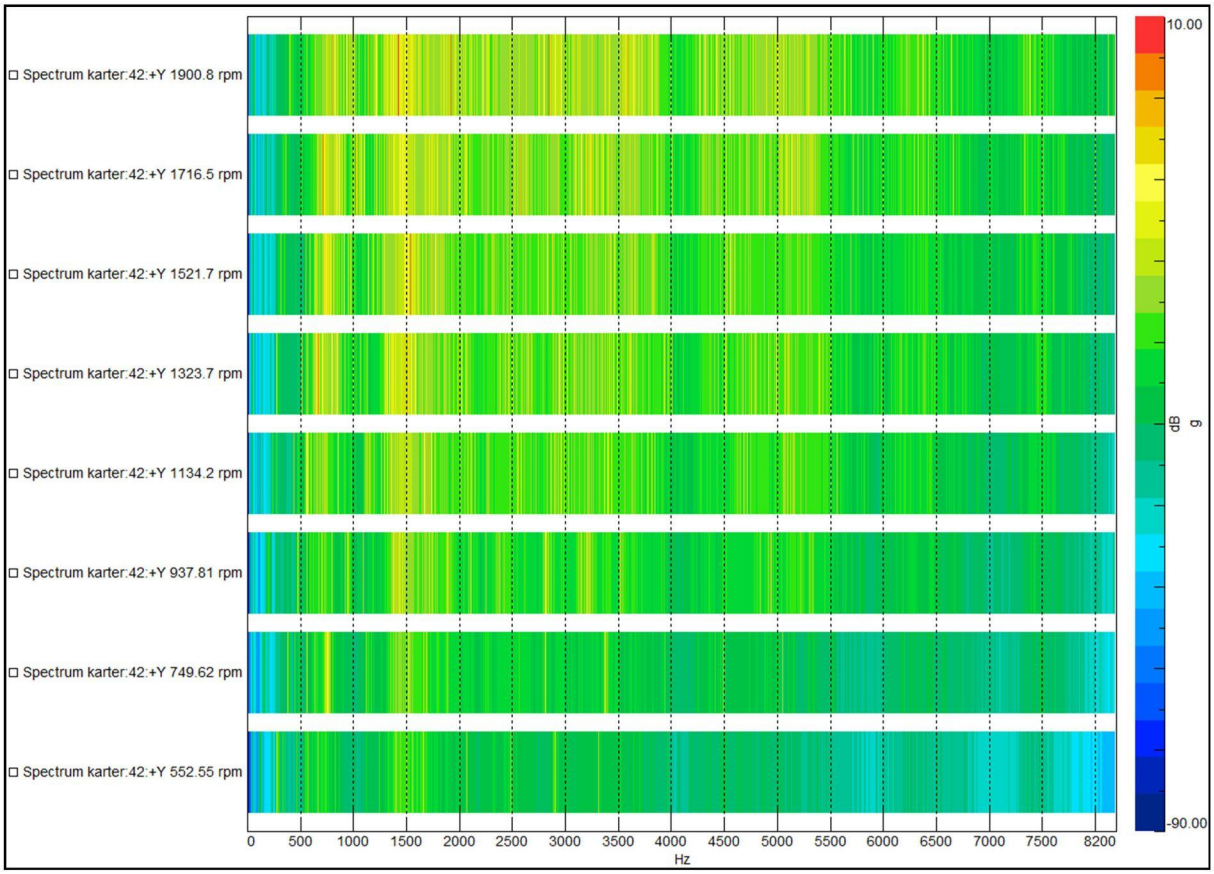


Рисунок 18 – Изменение спектра узла karter:42 в зависимости от частоты вращения

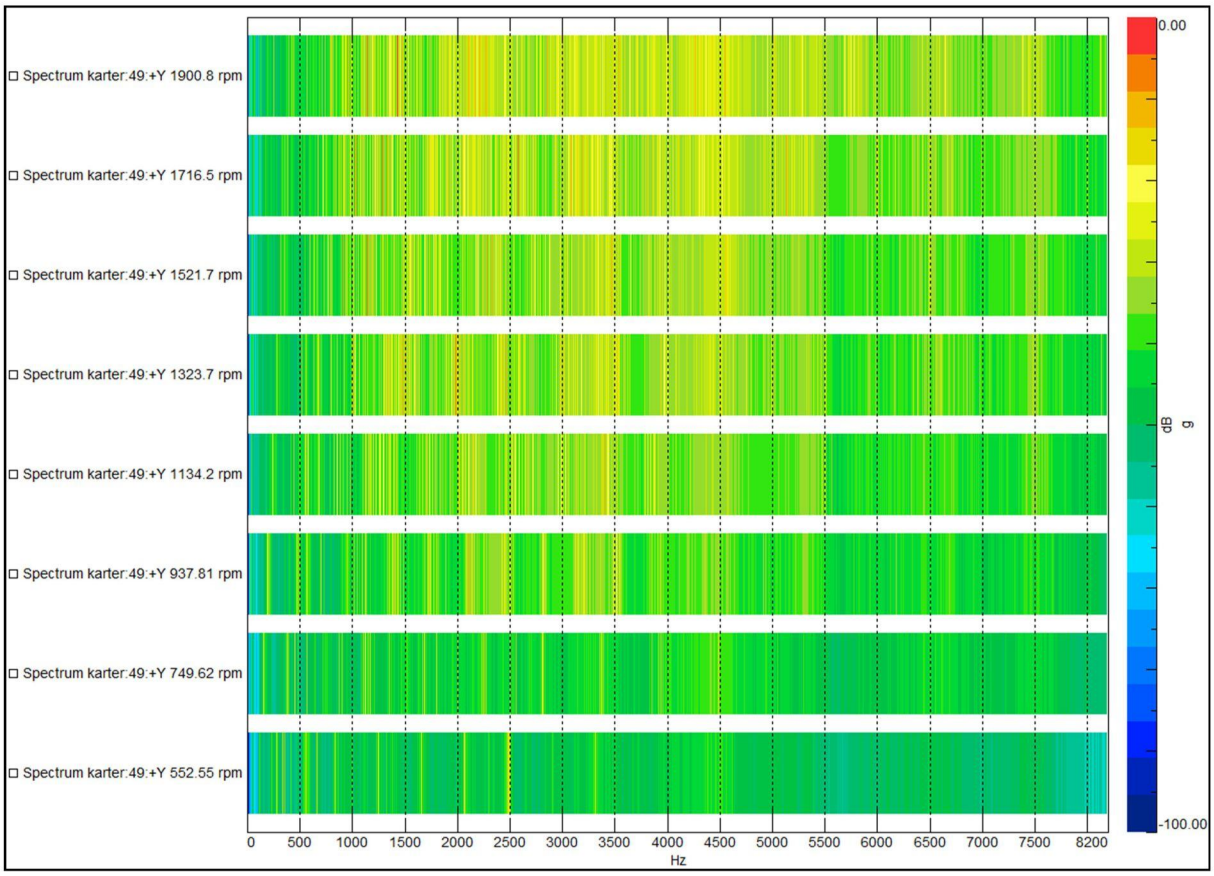


Рисунок 19 – Изменение спектра узла karter:49 в зависимости от частоты вращения

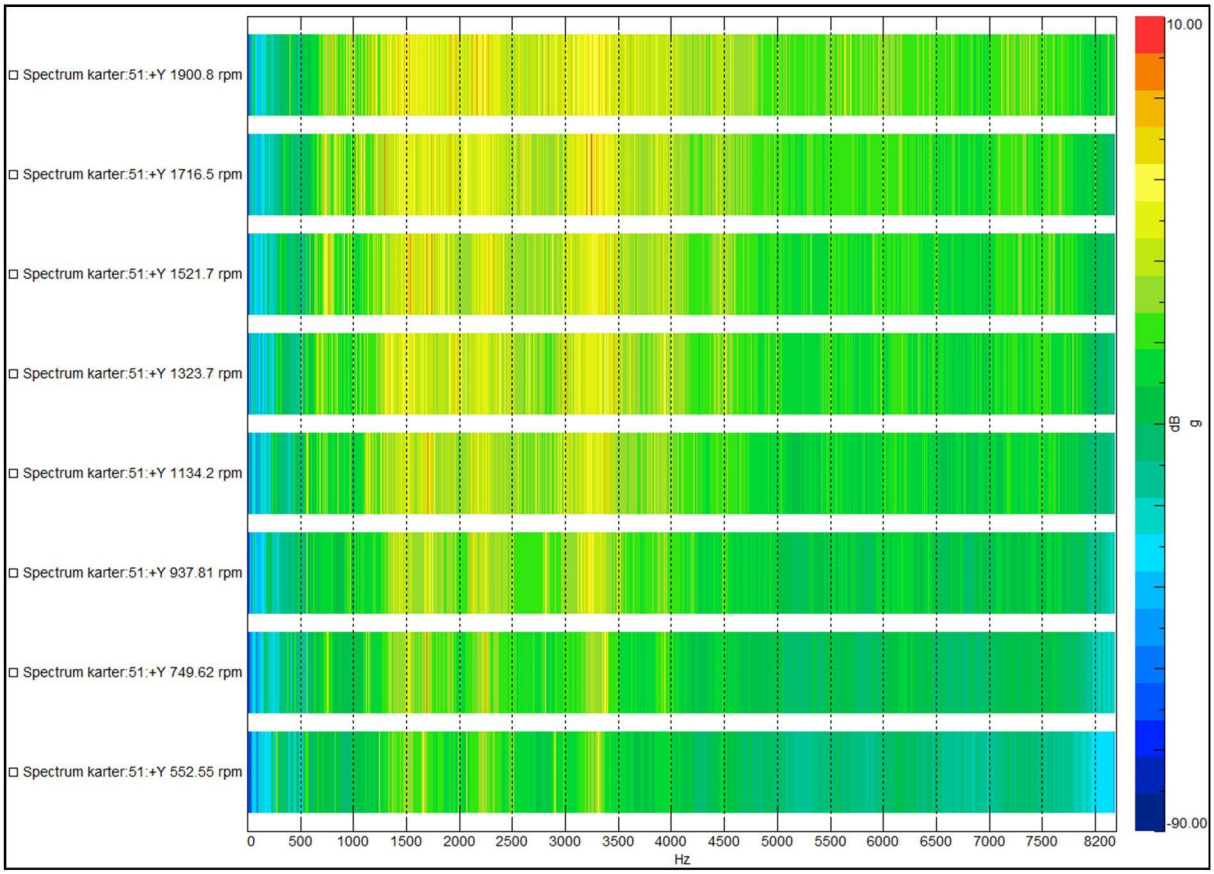


Рисунок 20 – Изменение спектра узла karter:51 в зависимости от частоты вращения

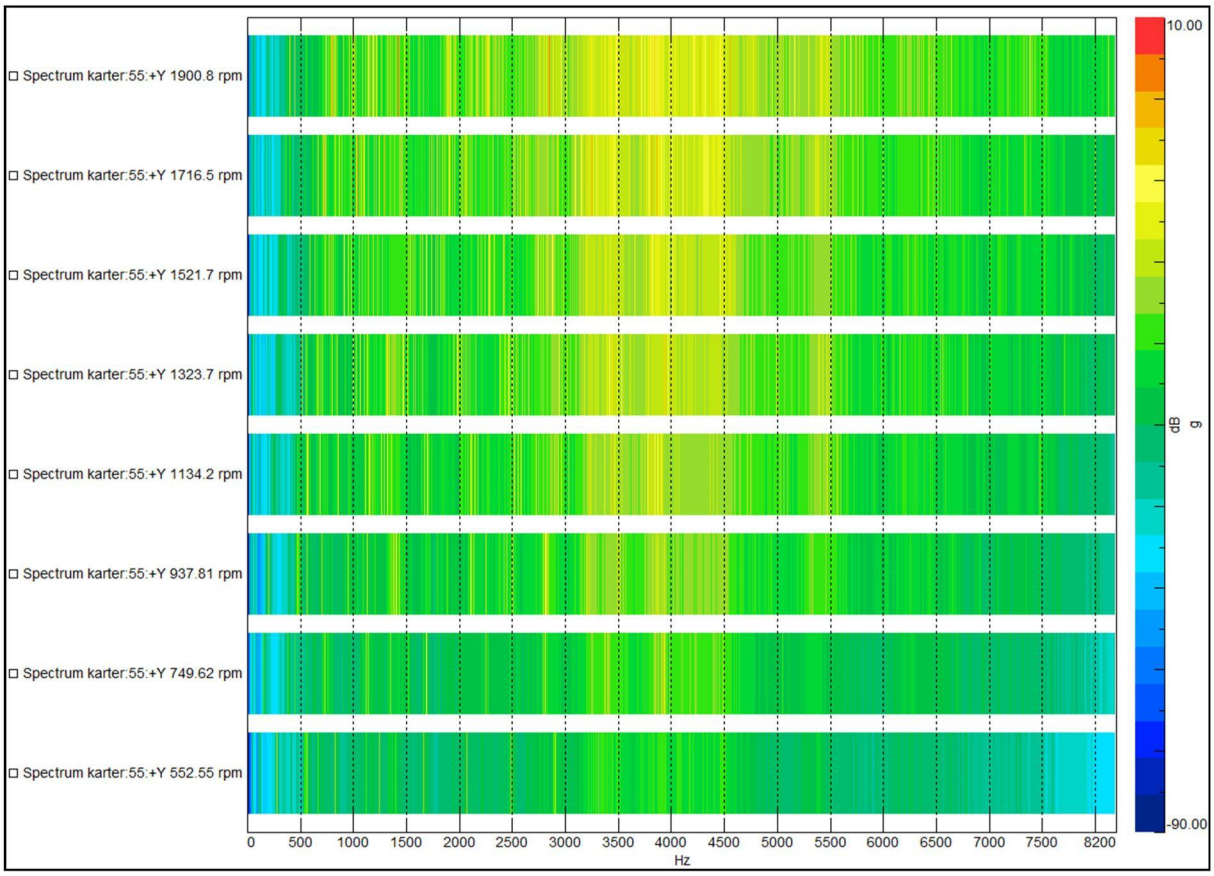


Рисунок 21 – Изменение спектра узла karter:55 в зависимости от частоты вращения

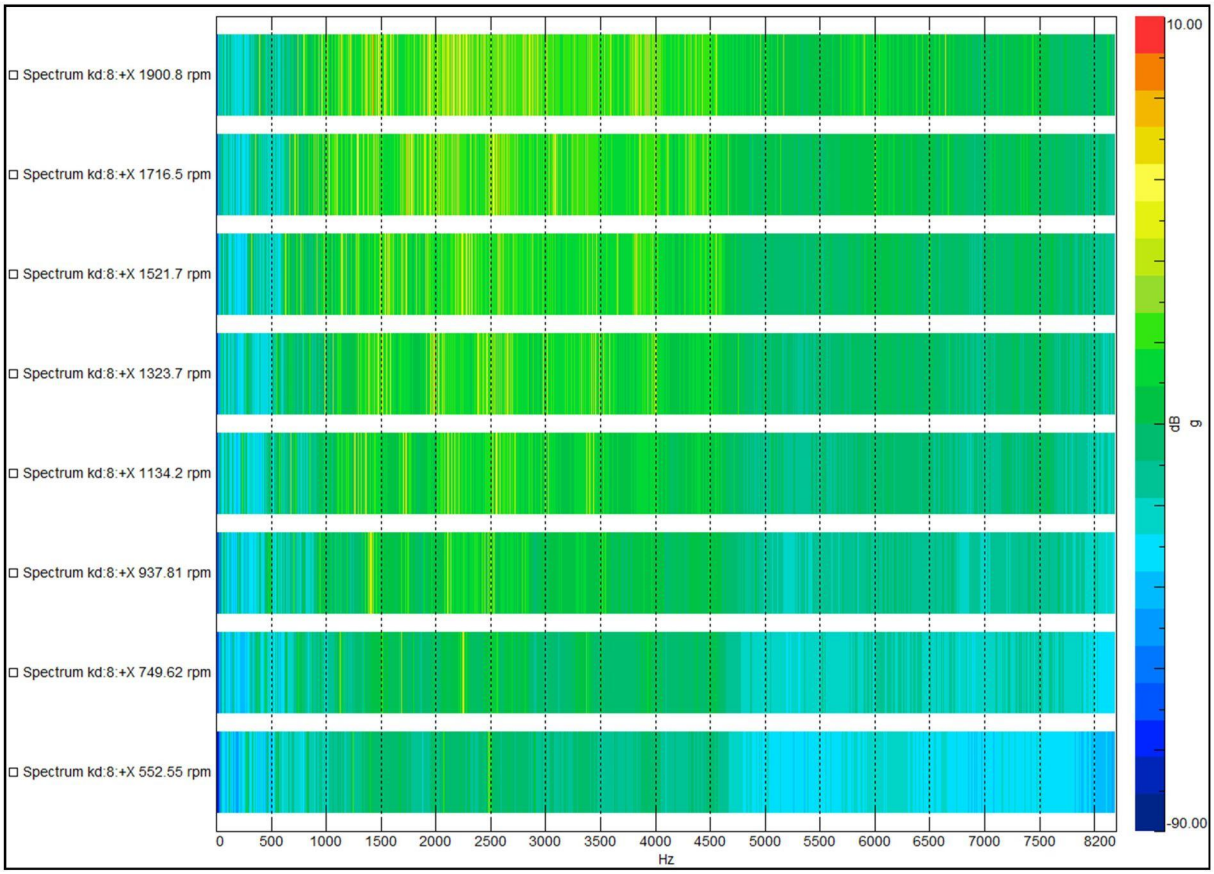


Рисунок 22 – Изменение спектра узла kd:8 в зависимости от частоты вращения

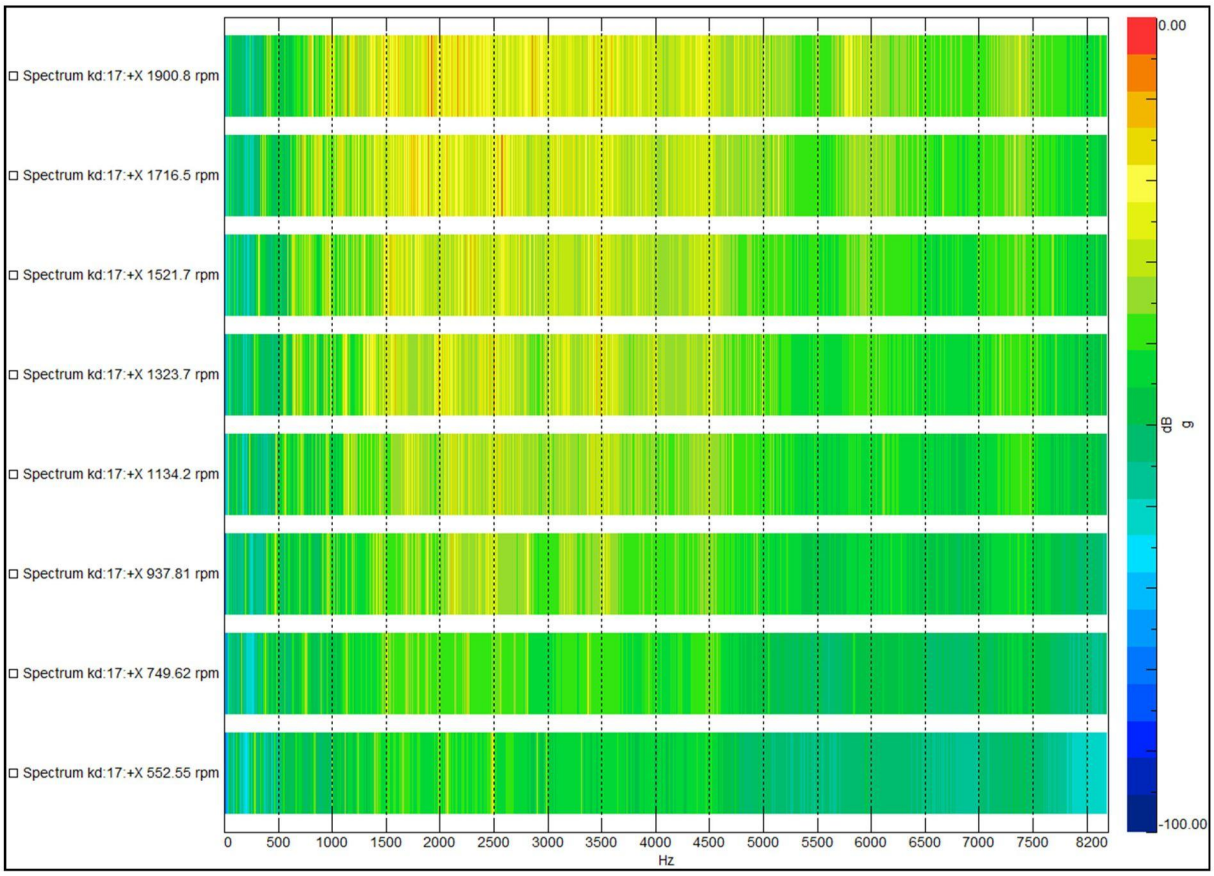


Рисунок 23 – Изменение спектра узла kd:17 в зависимости от частоты вращения

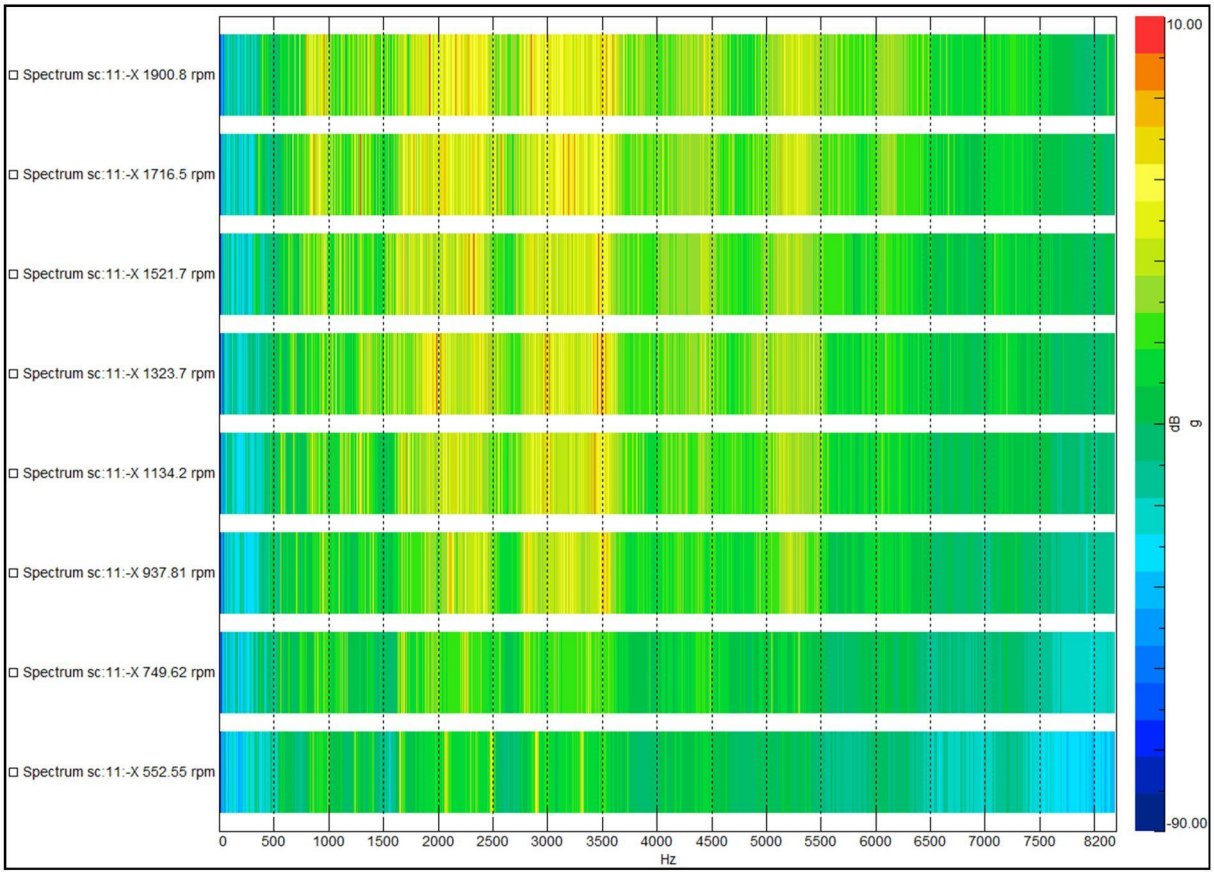


Рисунок 24 – Изменение спектра узла sc:11 в зависимости от частоты вращения

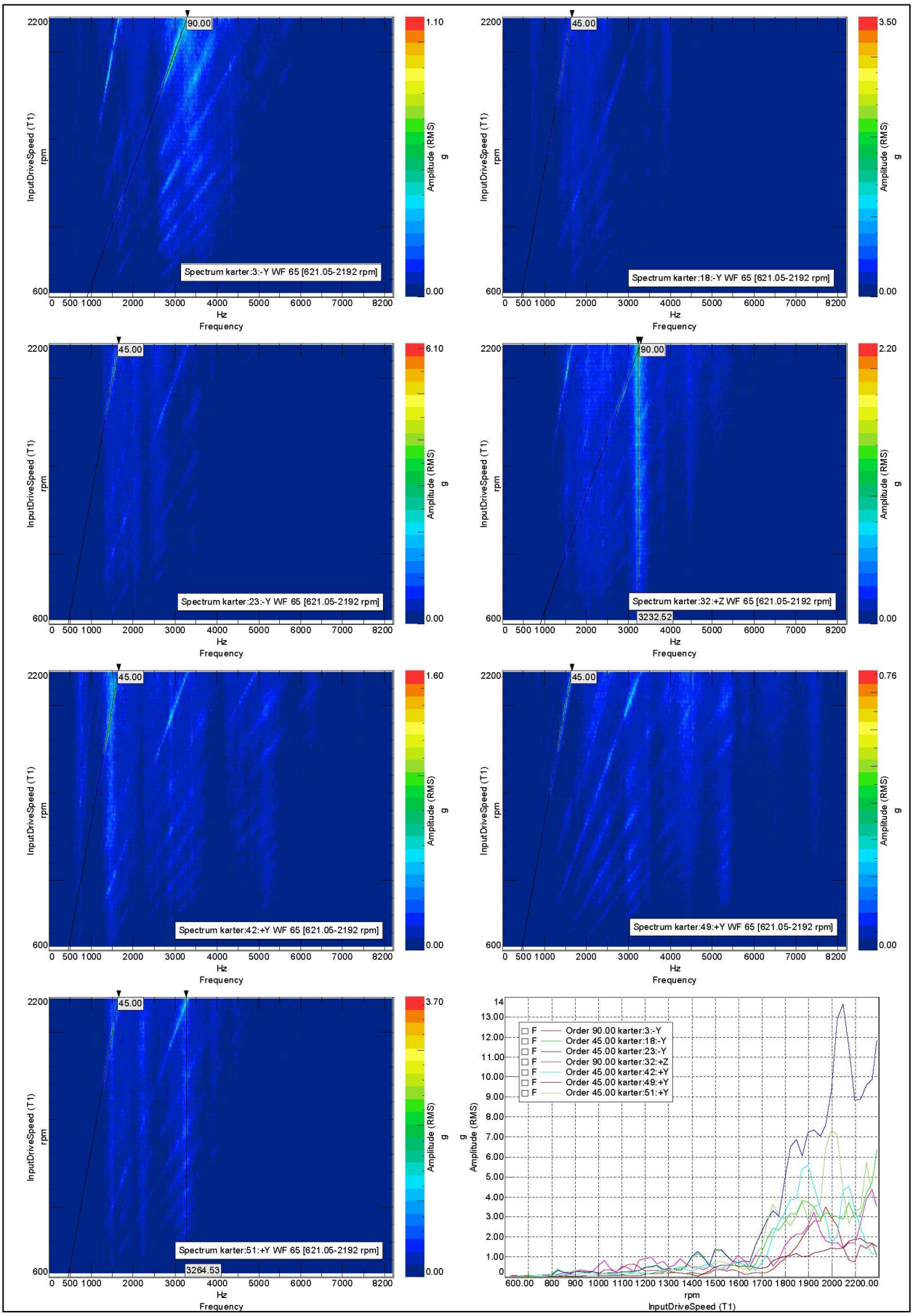


Рисунок 25 – Порядковые спектры на 3-ей передаче

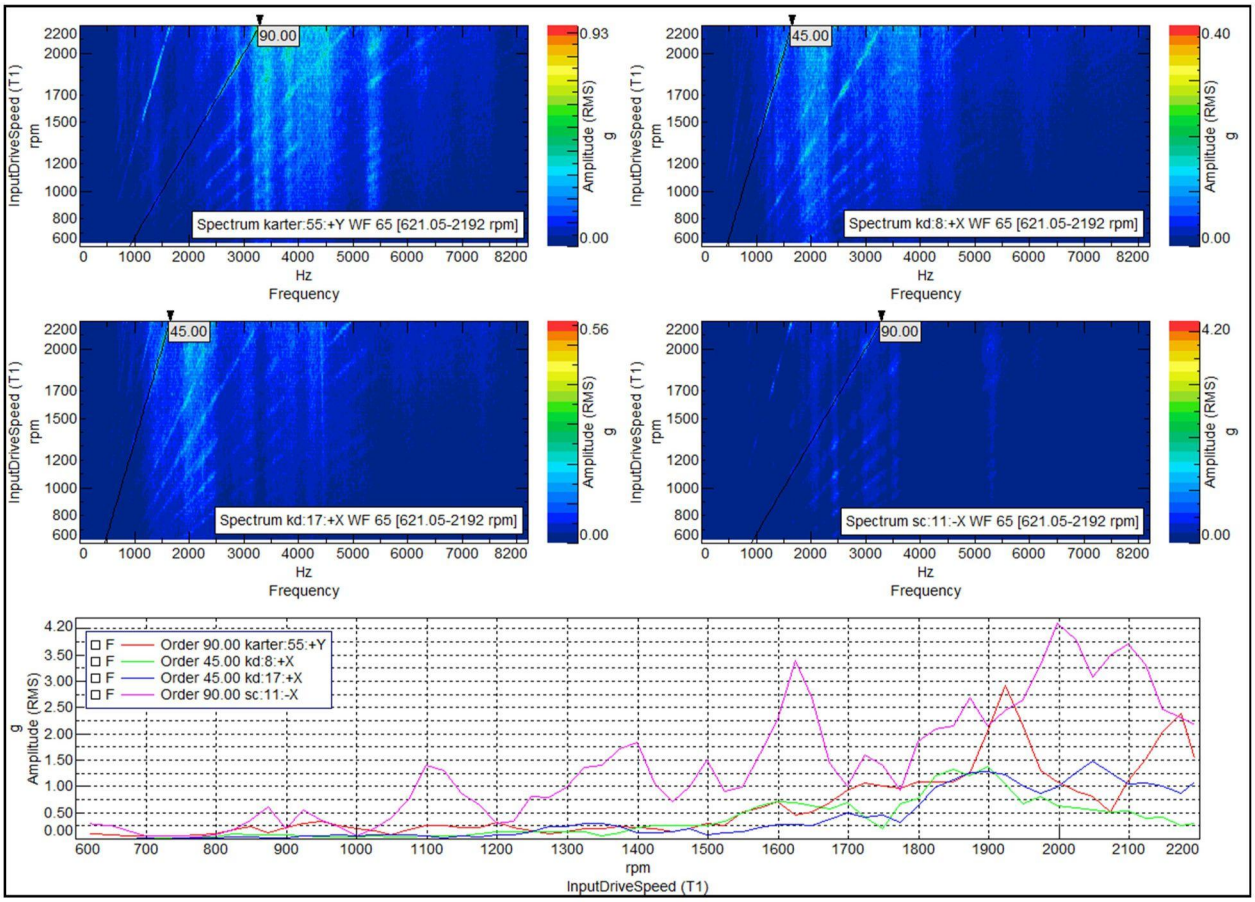


Рисунок 26 – Порядковые спектры на 3-ей передаче

Ниже, на рисунках 27…39 представлены спектры вибрации узлов и порядковые спектры на 4-ой передаче АКП трансмиссии.

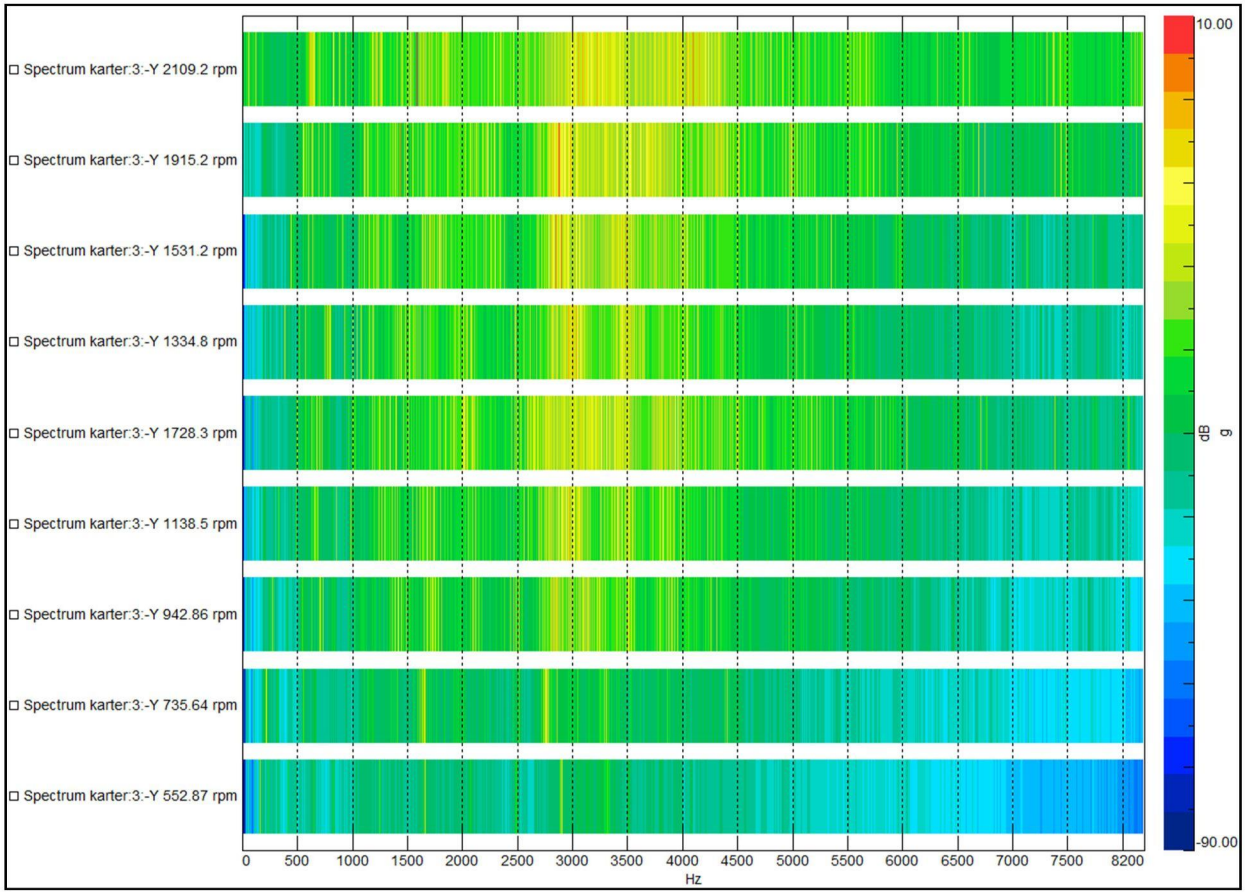


Рисунок 27 – Изменение спектра узла karter:3 в зависимости от частоты вращения

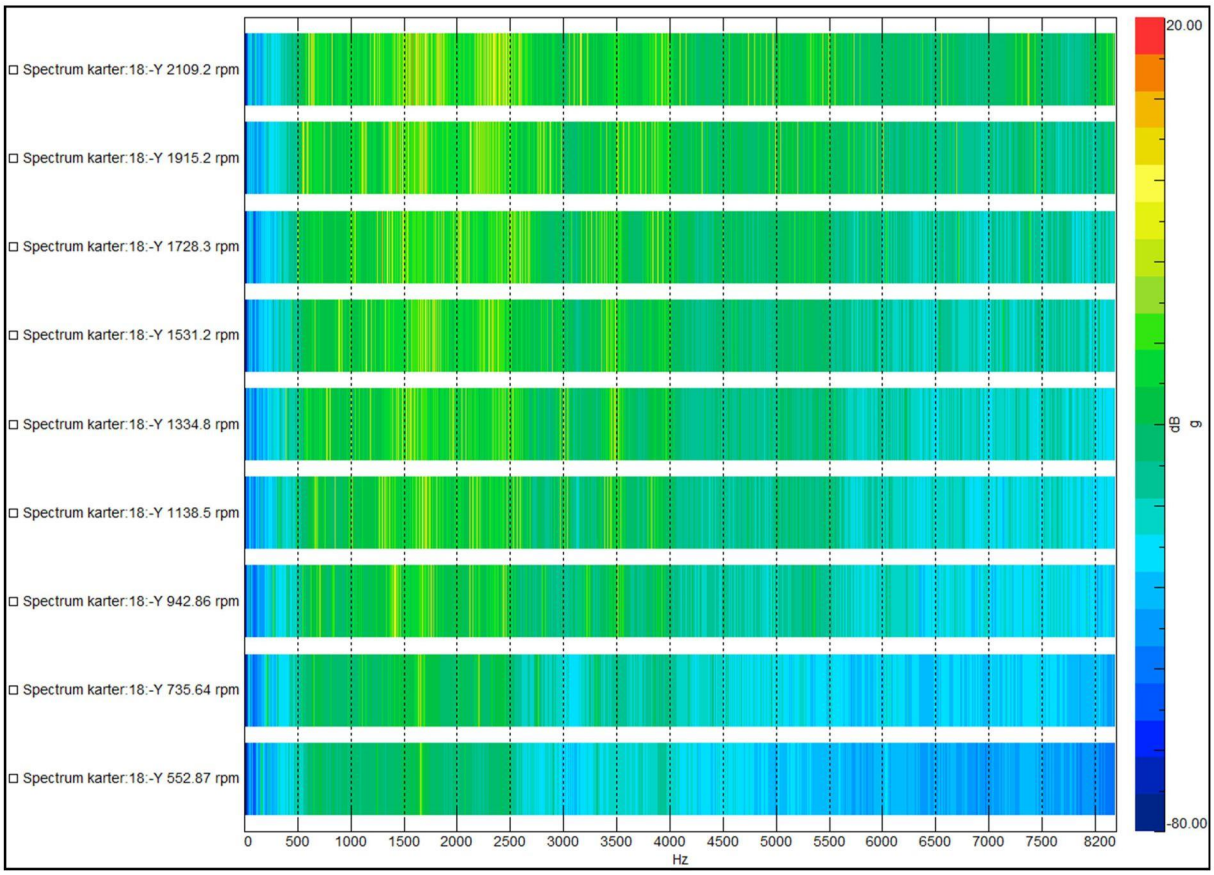


Рисунок 28 – Изменение спектра узла karter:18 в зависимости от частоты вращения

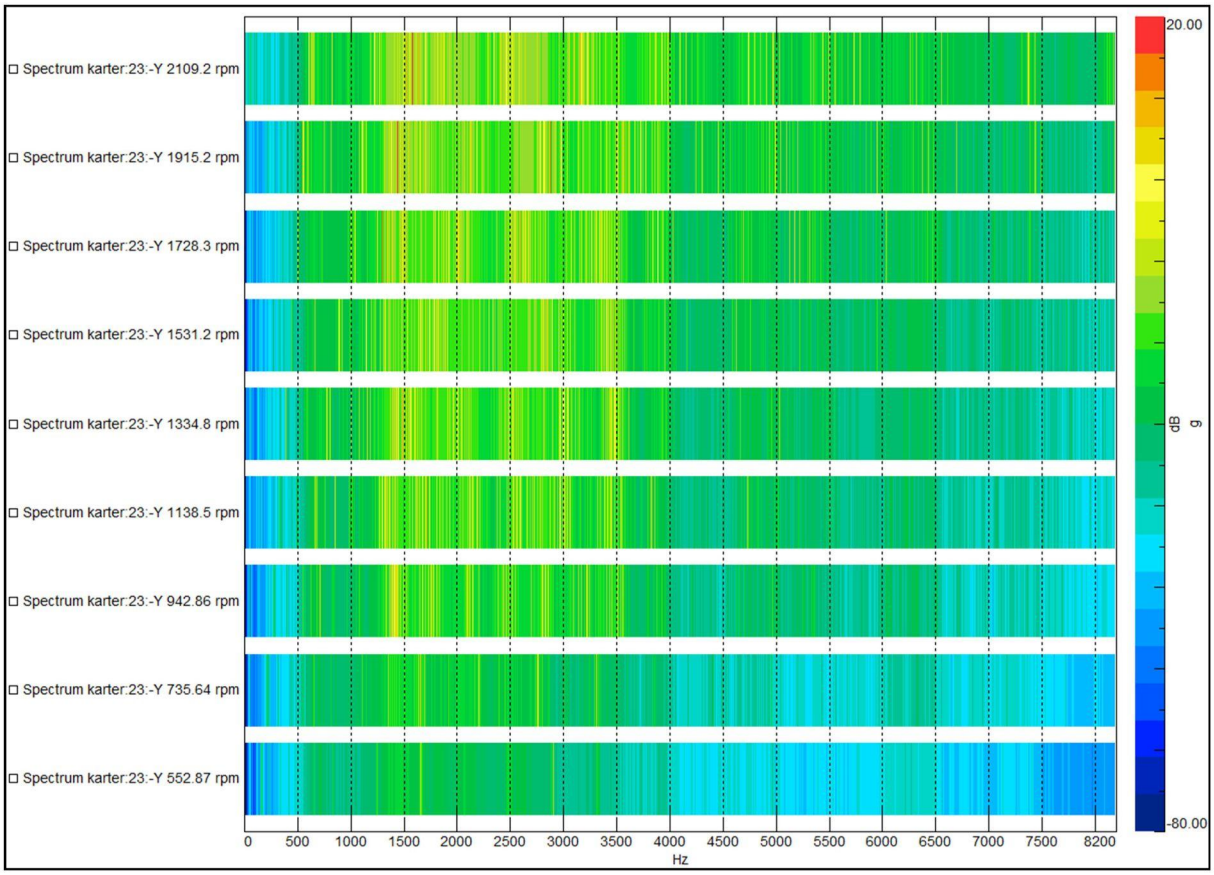


Рисунок 29 – Изменение спектра узла karter:23 в зависимости от частоты вращения

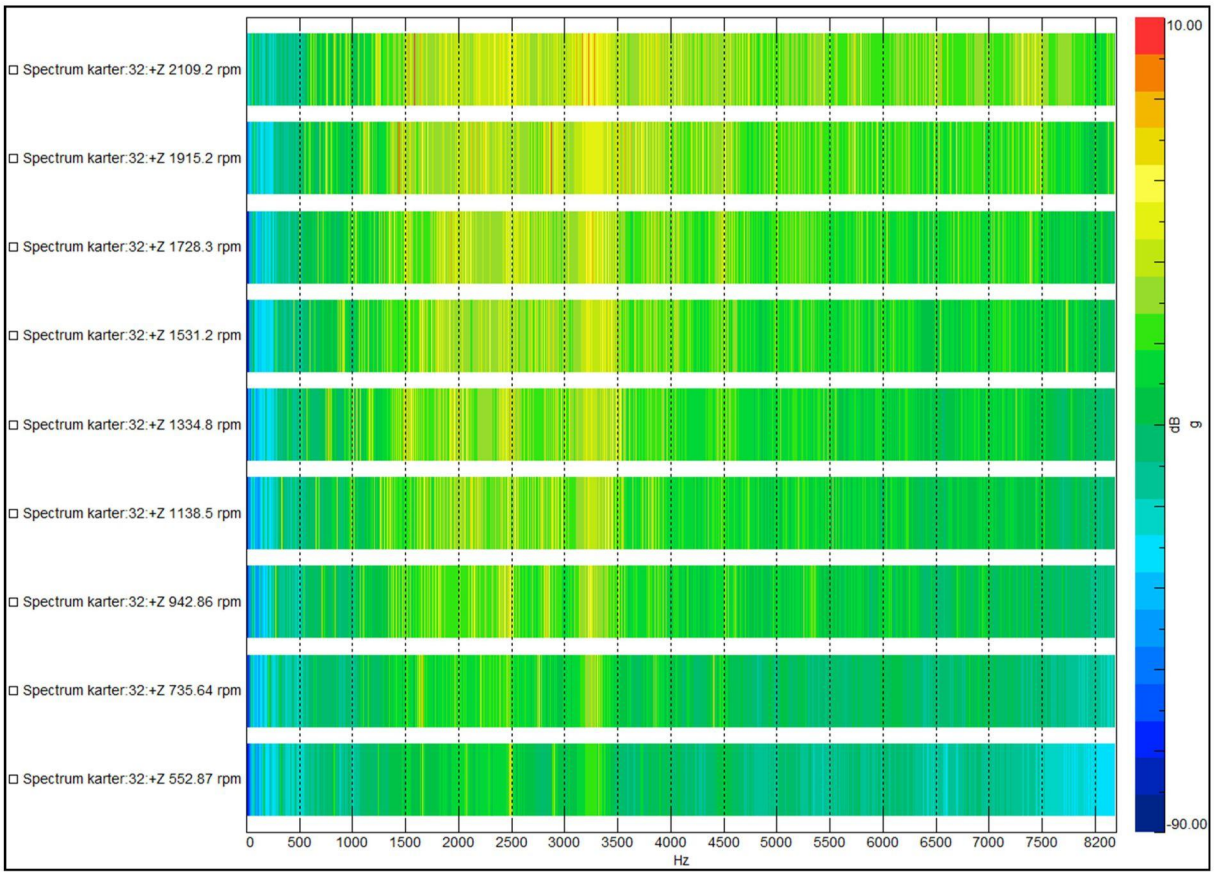


Рисунок 30 – Изменение спектра узла karter:32 в зависимости от частоты вращения

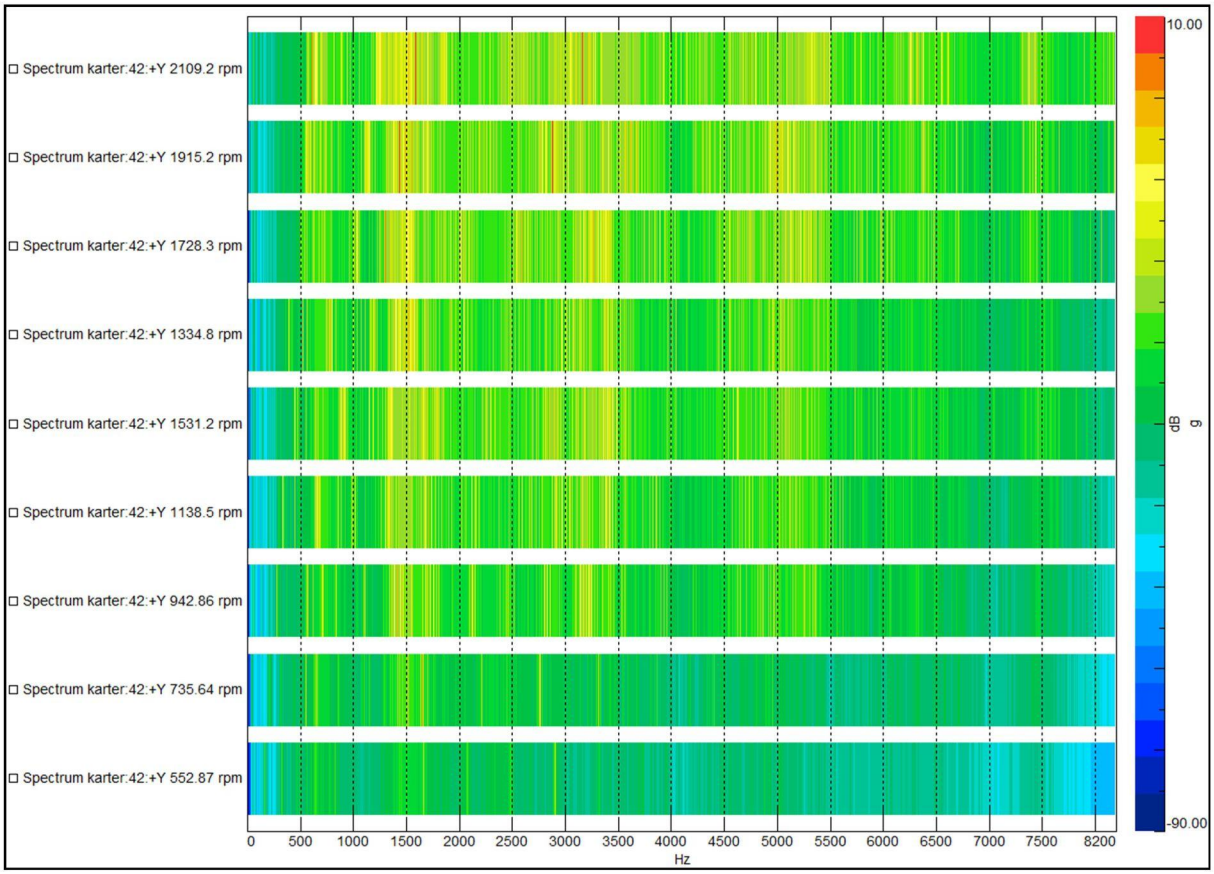


Рисунок 31 – Изменение спектра узла karter:42 в зависимости от частоты вращения

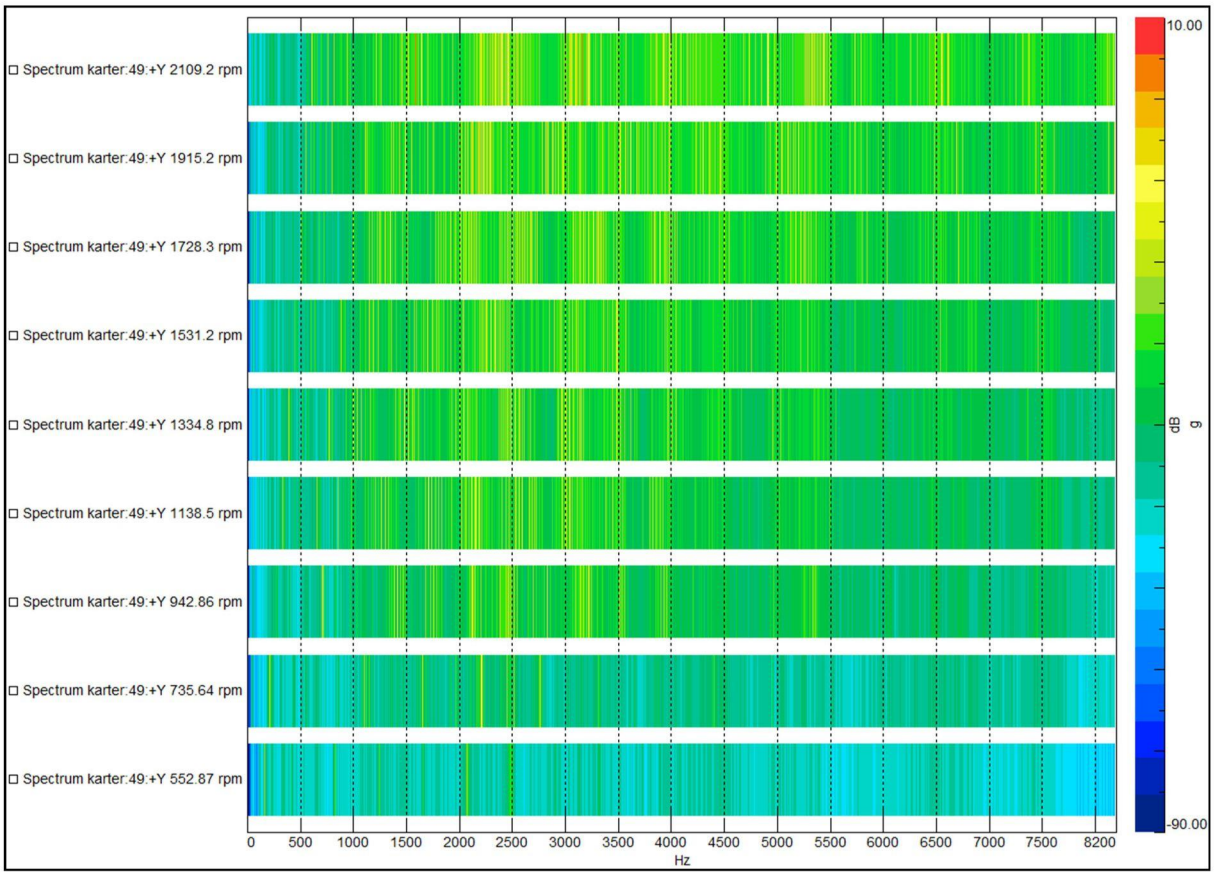


Рисунок 32 – Изменение спектра узла karter:49 в зависимости от частоты вращения

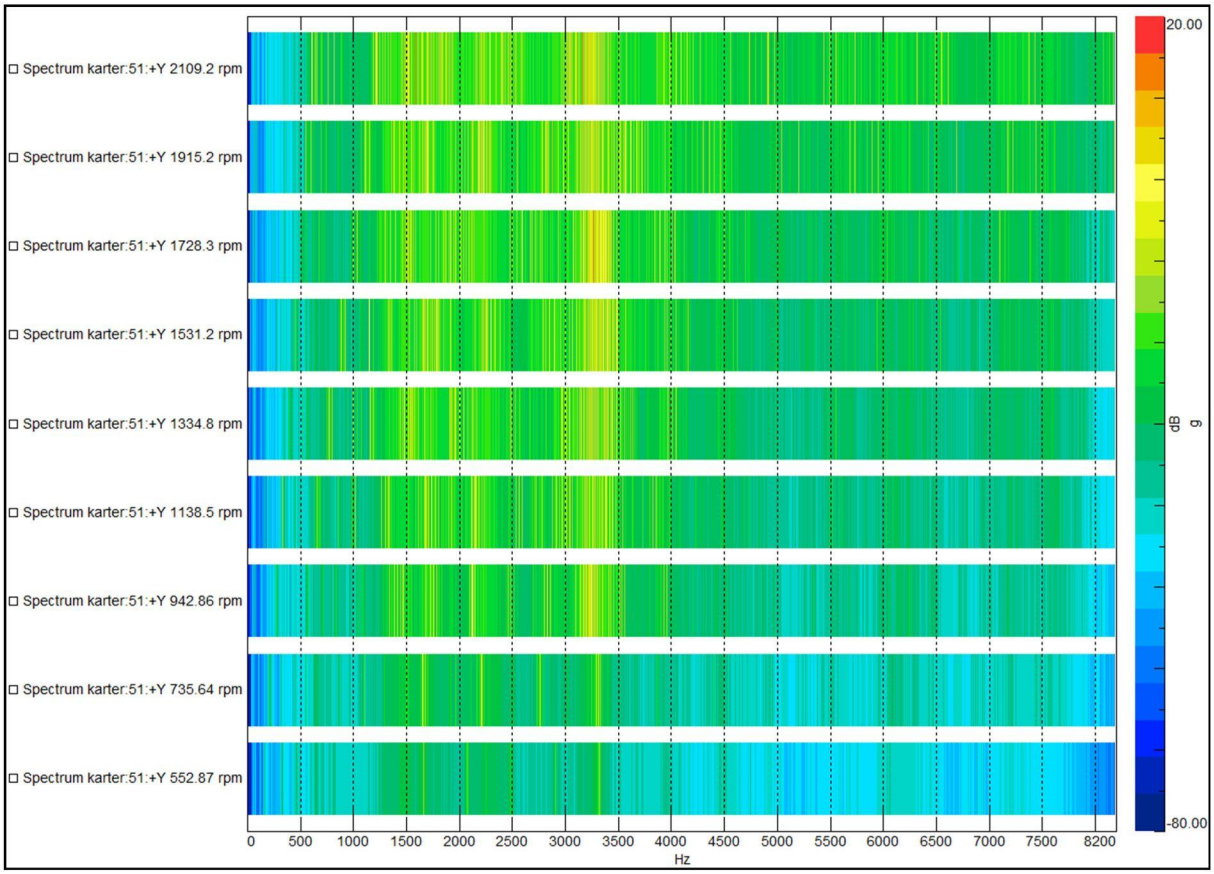


Рисунок 33 – Изменение спектра узла karter:51 в зависимости от частоты вращения

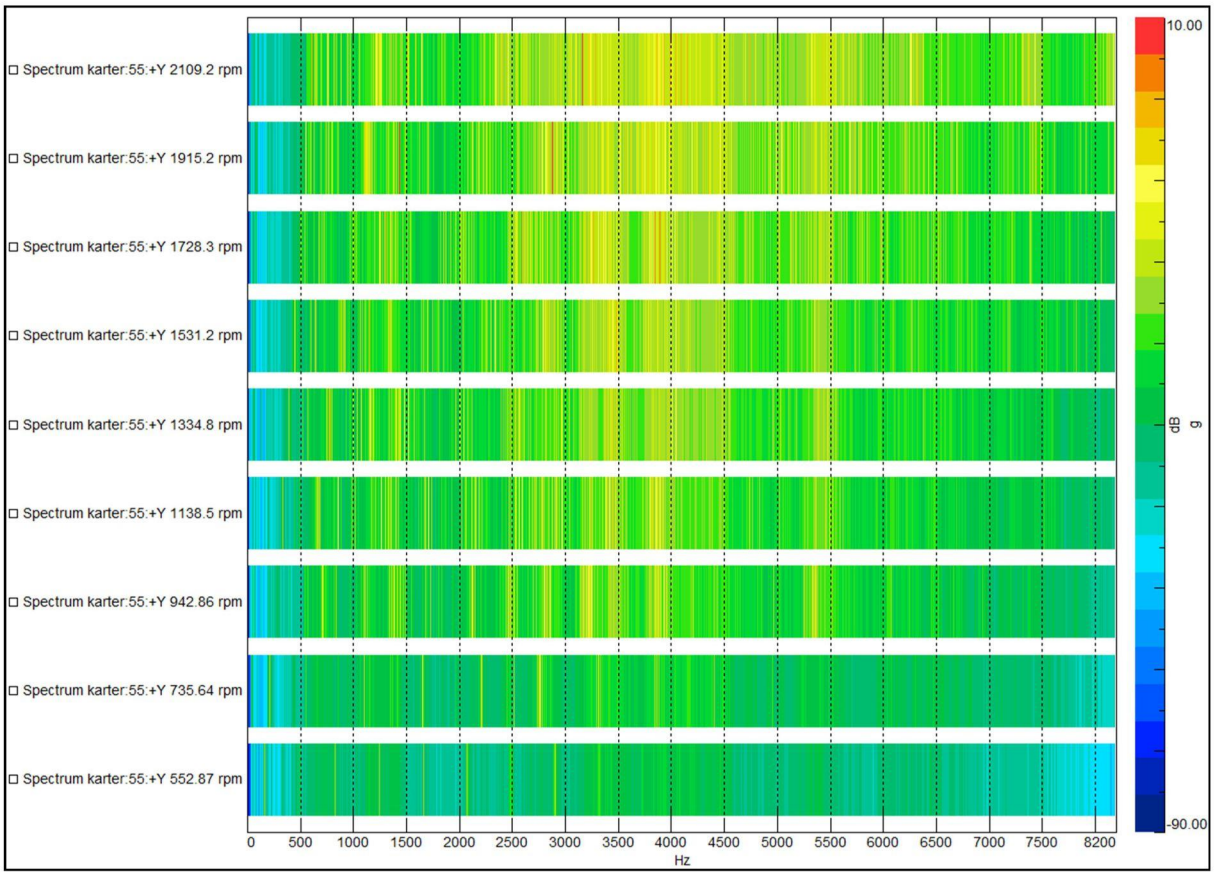


Рисунок 34 – Изменение спектра узла karter:55 в зависимости от частоты вращения

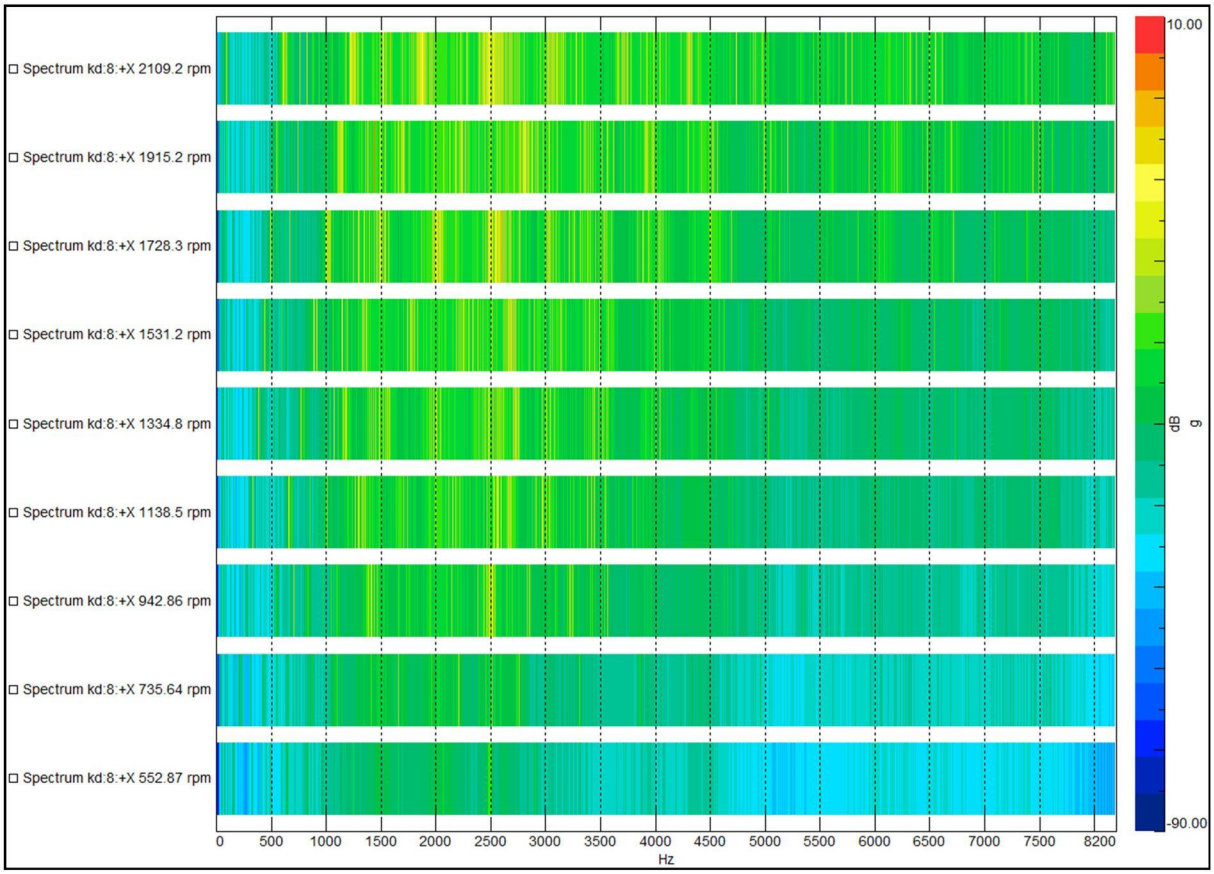


Рисунок 35 – Изменение спектра узла kd:8 в зависимости от частоты вращения

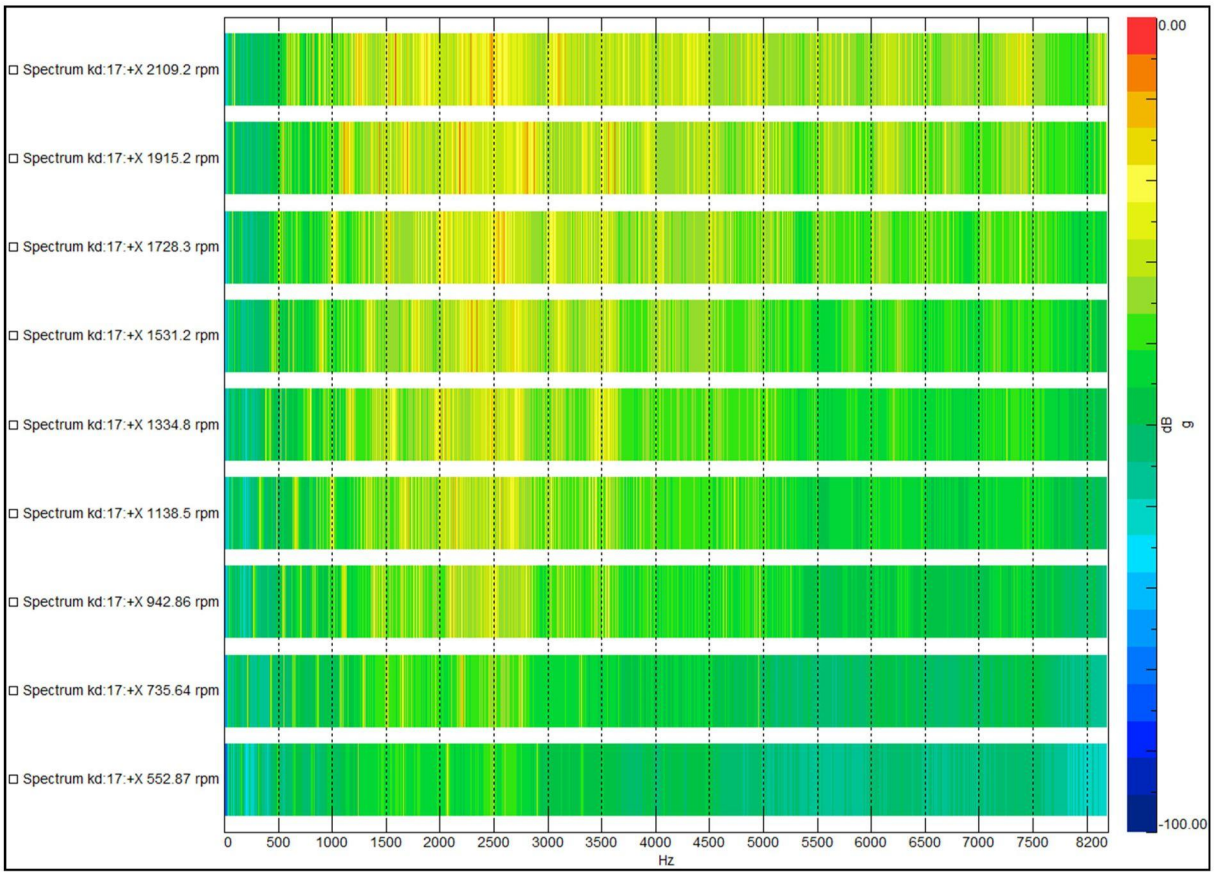


Рисунок 36 – Изменение спектра узла kd:17 в зависимости от частоты вращения

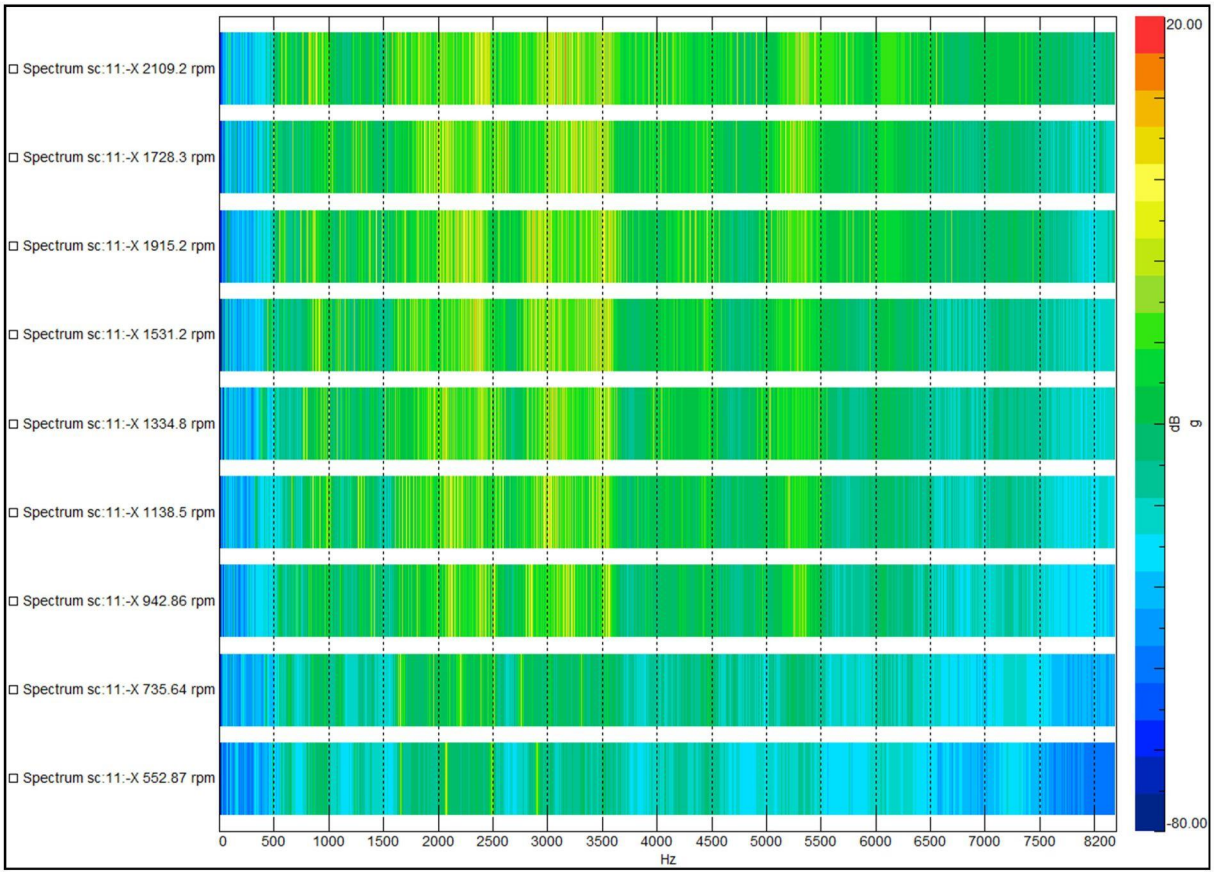


Рисунок 37 – Изменение спектра узла sc:11 в зависимости от частоты вращения

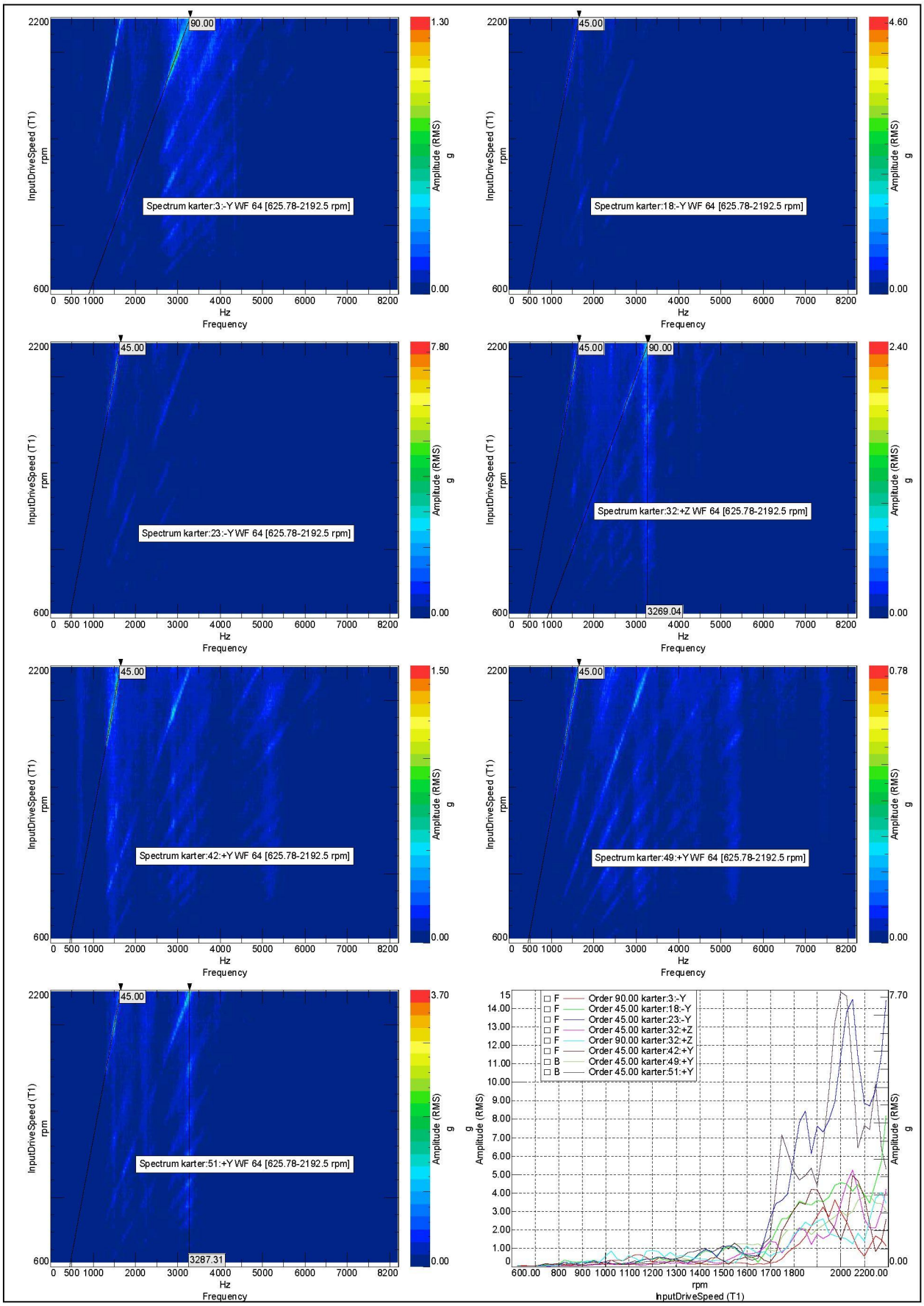


Рисунок 38 – Порядковые спектры на 4-ой передаче

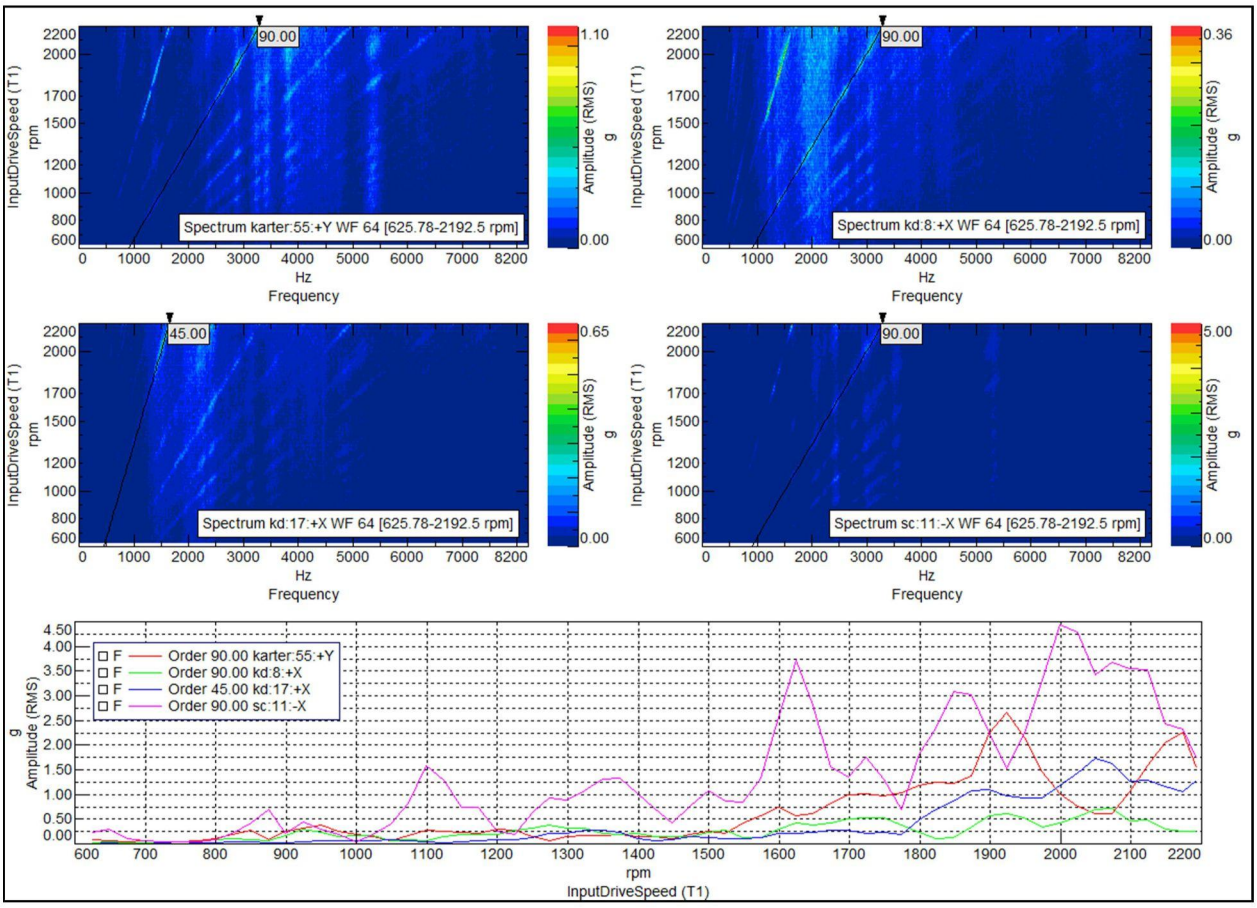


Рисунок 39 – Порядковые спектры на 4-ой передаче

Ниже, на рисунках 40…52 представлены спектры вибрации узлов и порядковые спектры на 5-ой передаче АКП трансмиссии.

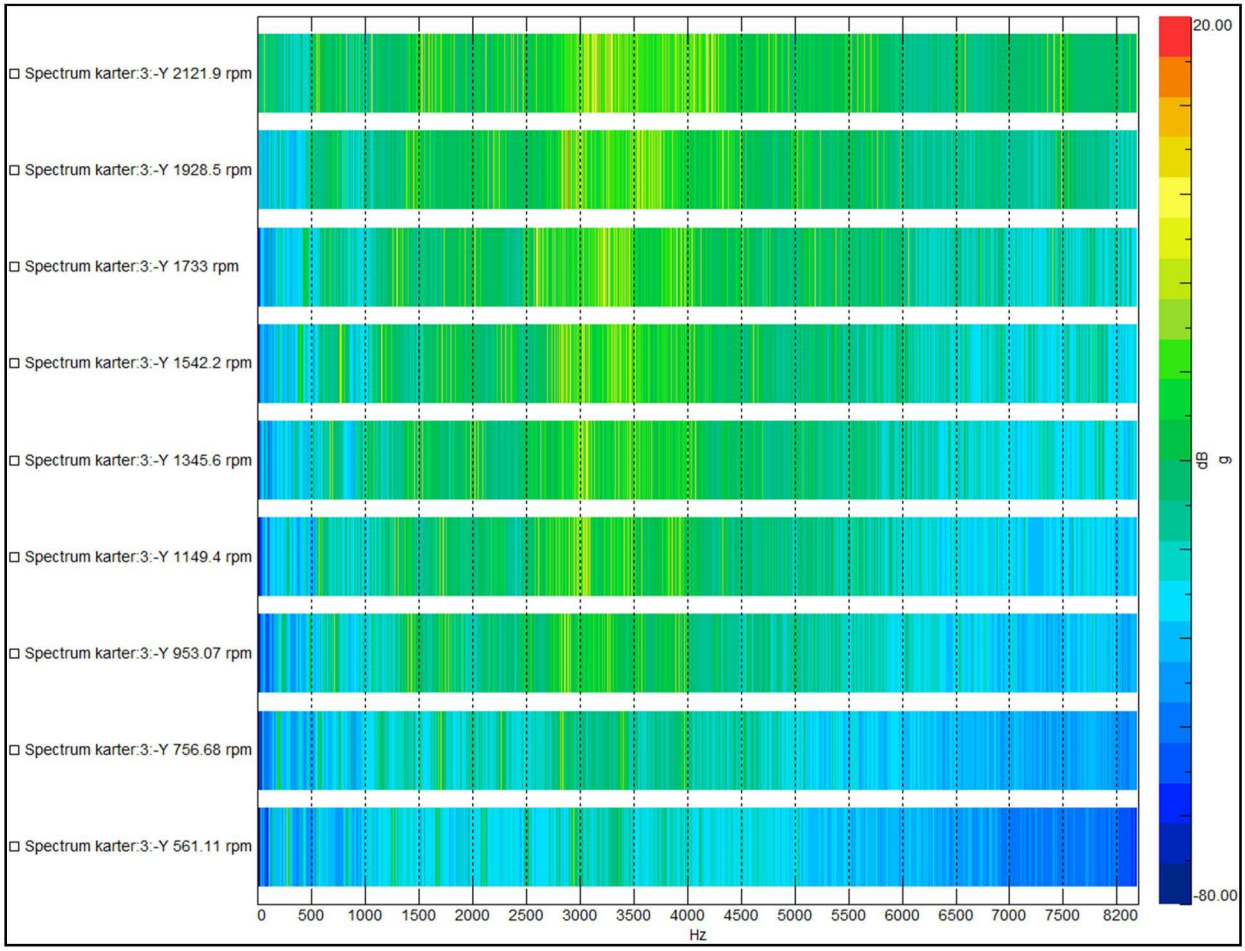


Рисунок 40 – Изменение спектра узла karter:3 в зависимости от частоты вращения

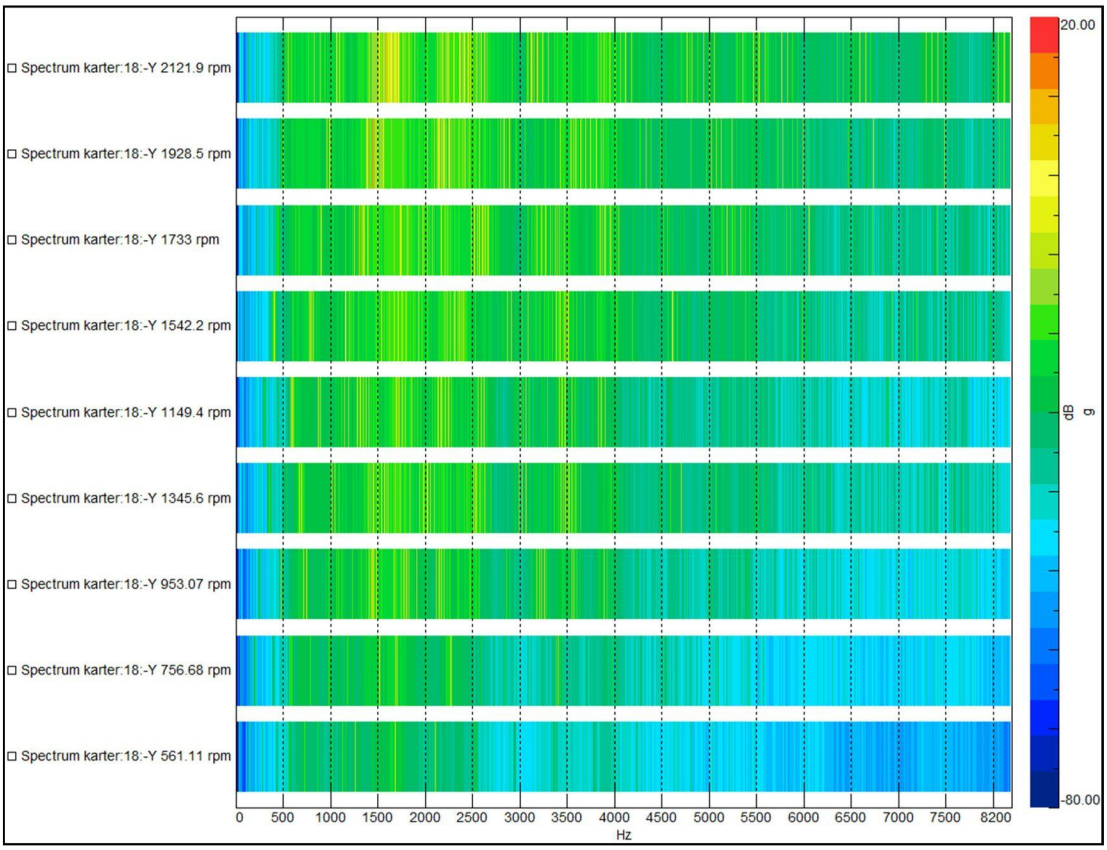


Рисунок 41 – Изменение спектра узла karter:18 в зависимости от частоты вращения

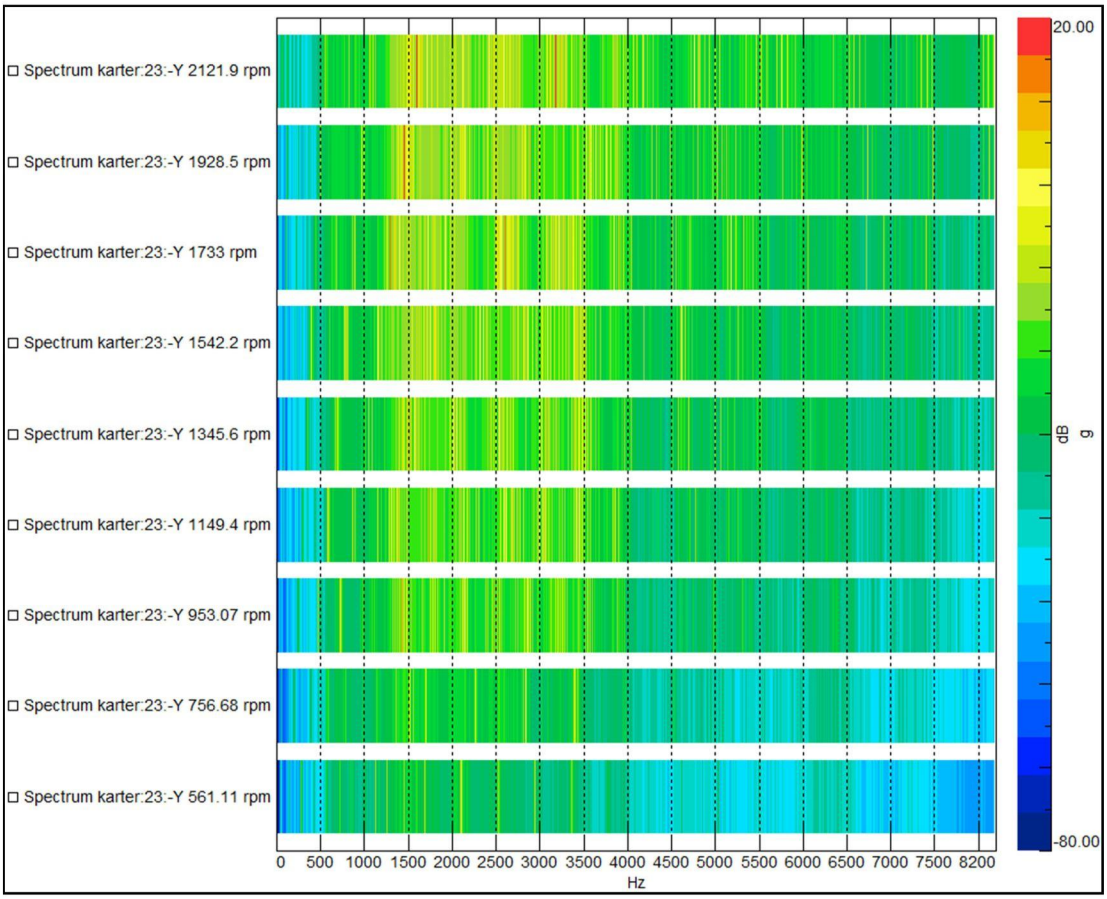


Рисунок 42 – Изменение спектра узла karter:23 в зависимости от частоты вращения

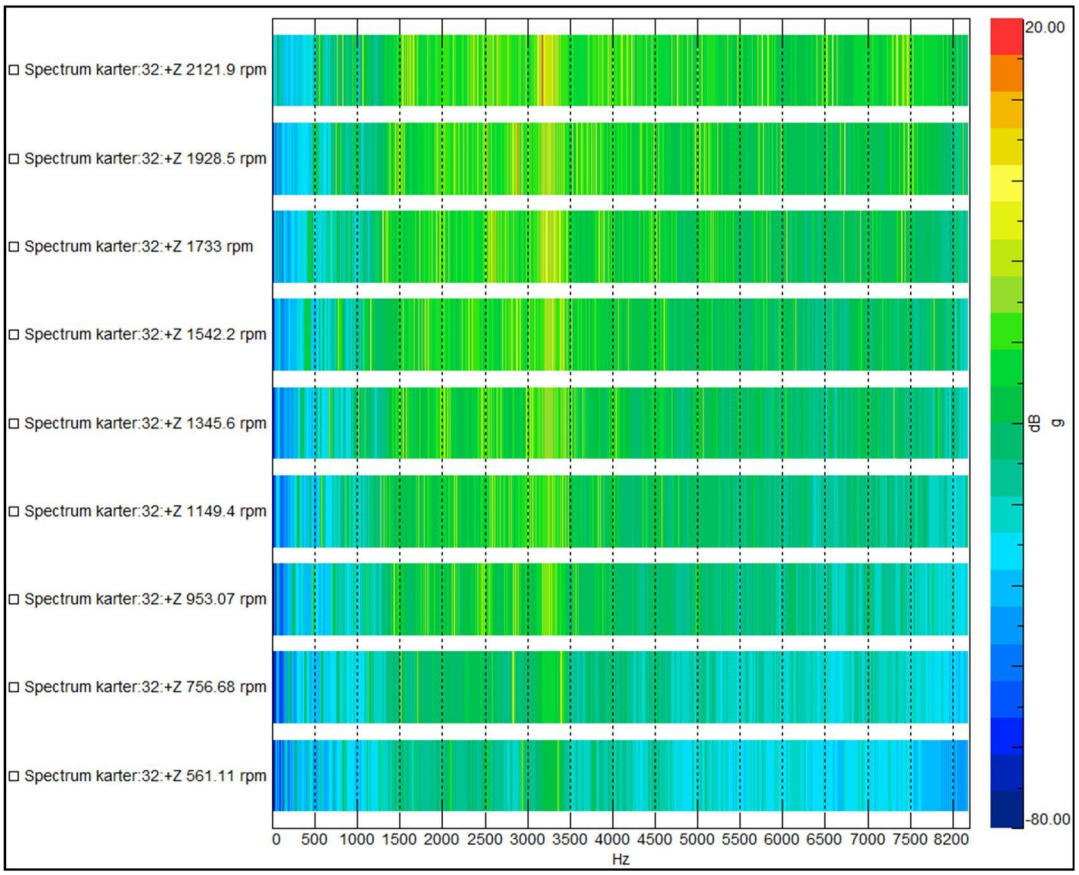


Рисунок 43 – Изменение спектра узла karter:32 в зависимости от частоты вращения

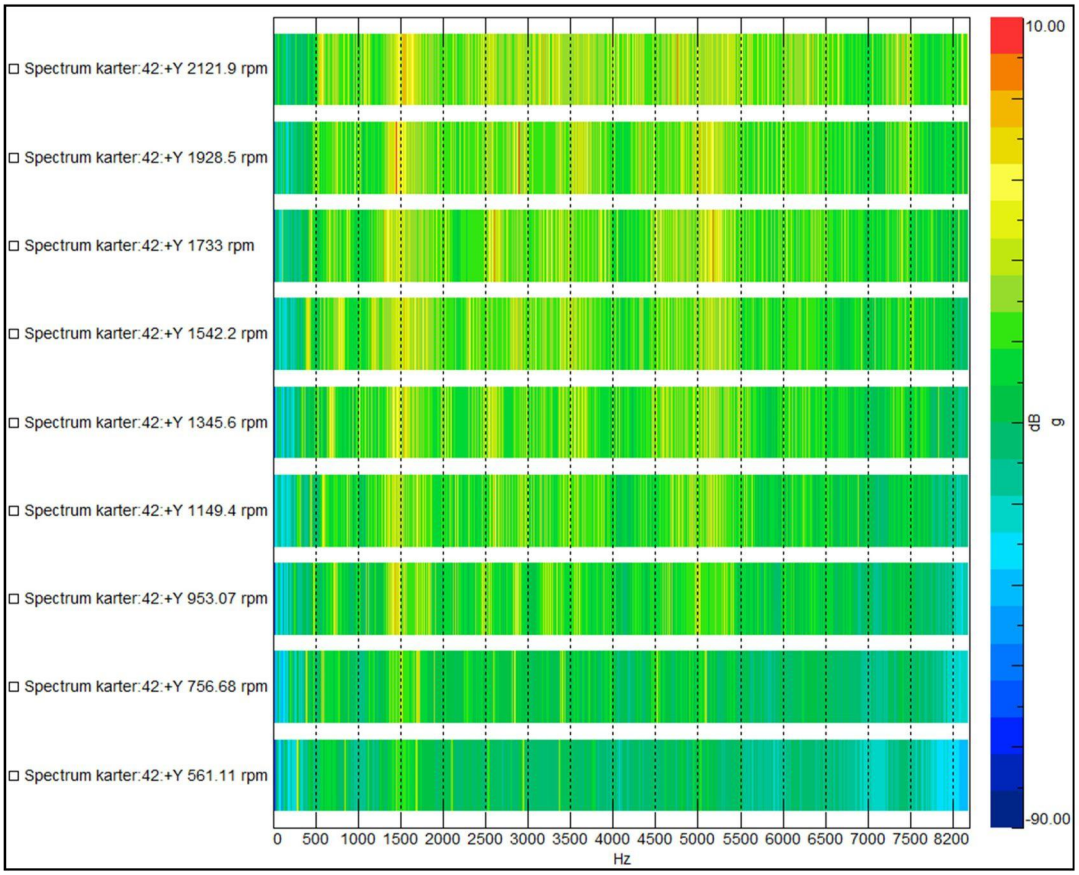


Рисунок 44 – Изменение спектра узла karter:42 в зависимости от частоты вращения

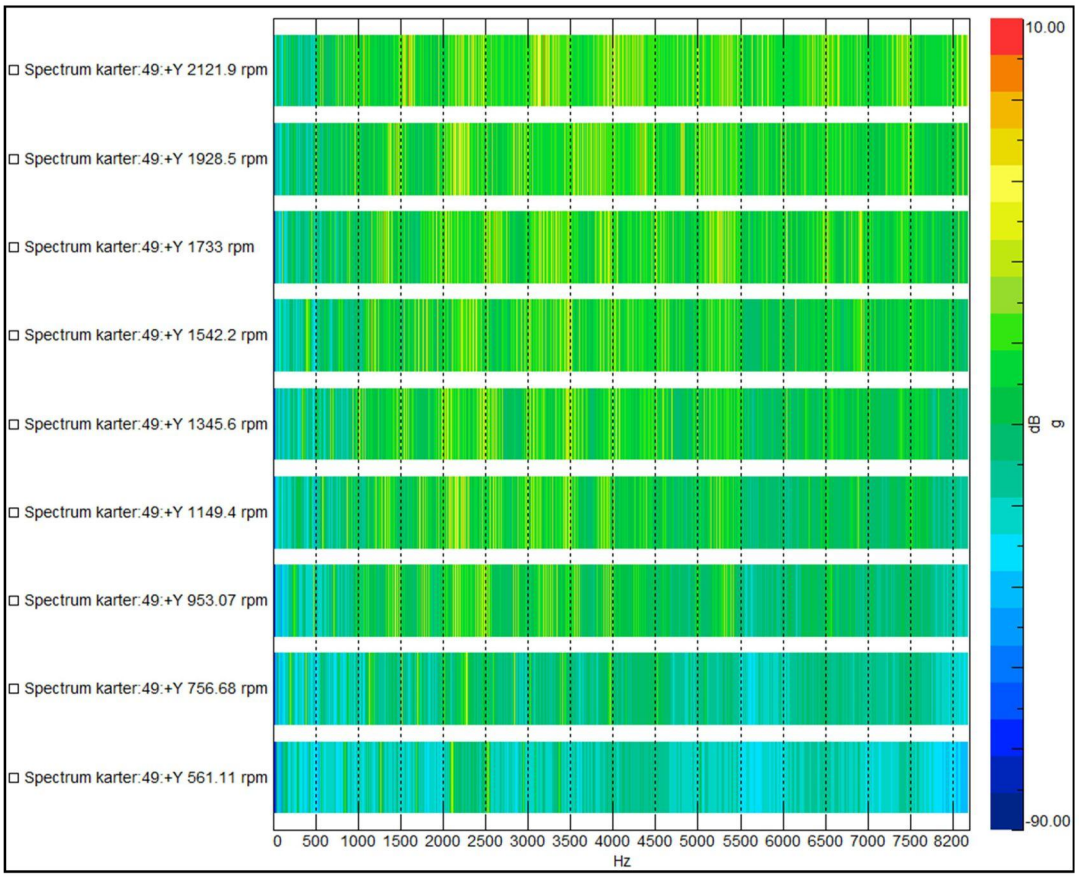


Рисунок 45 – Изменение спектра узла karter:49 в зависимости от частоты вращения

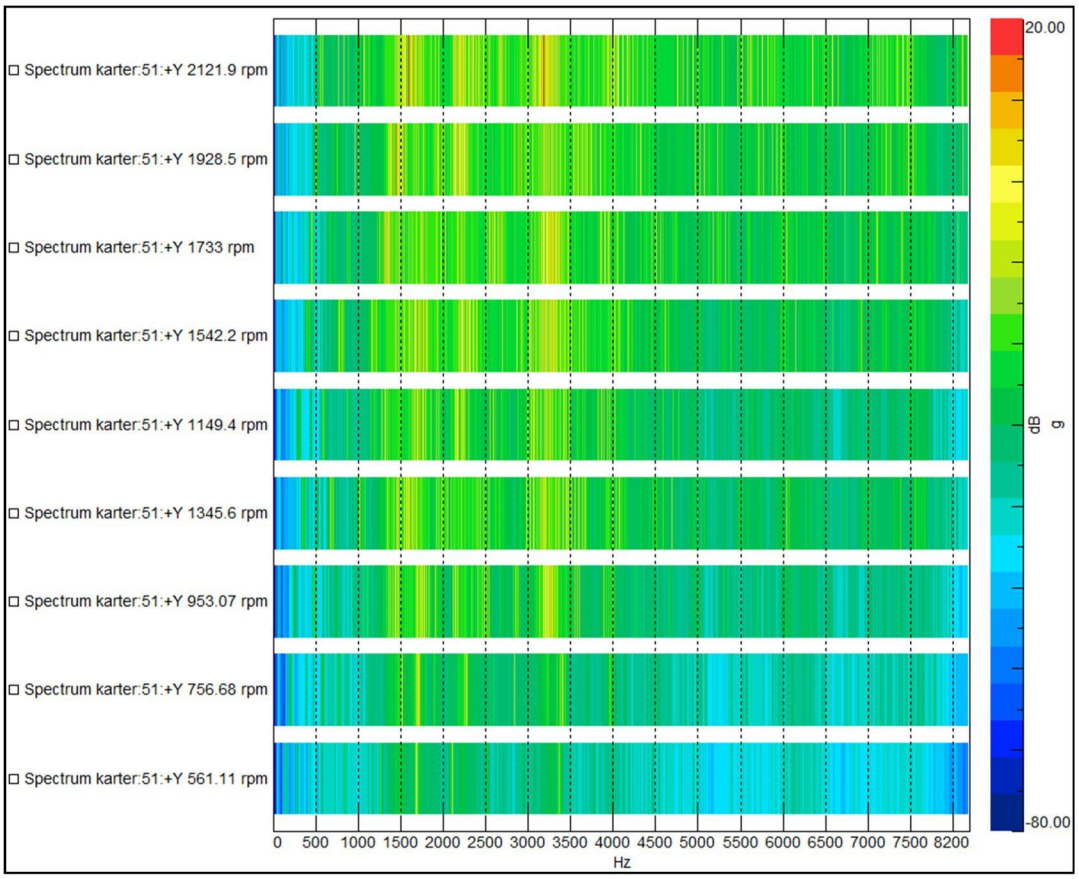


Рисунок 46 – Изменение спектра узла karter:51 в зависимости от частоты вращения

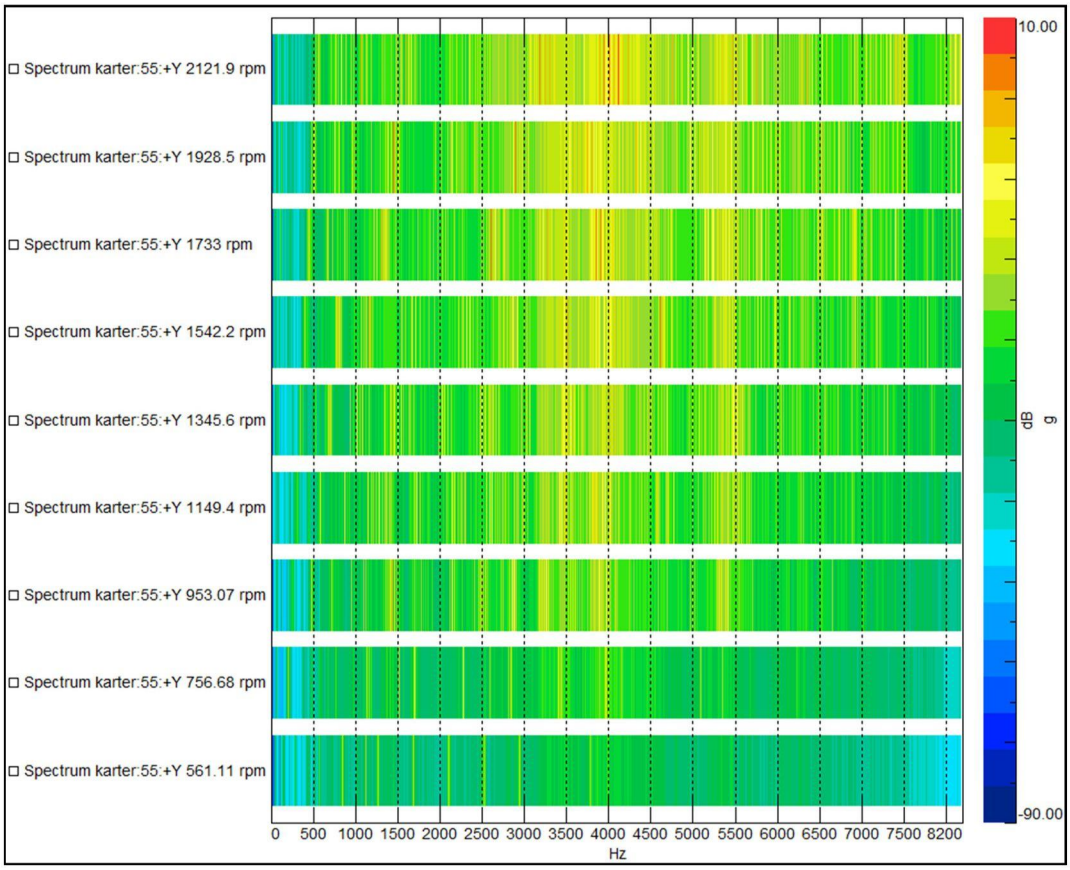


Рисунок 47 – Изменение спектра узла karter:55 в зависимости от частоты вращения

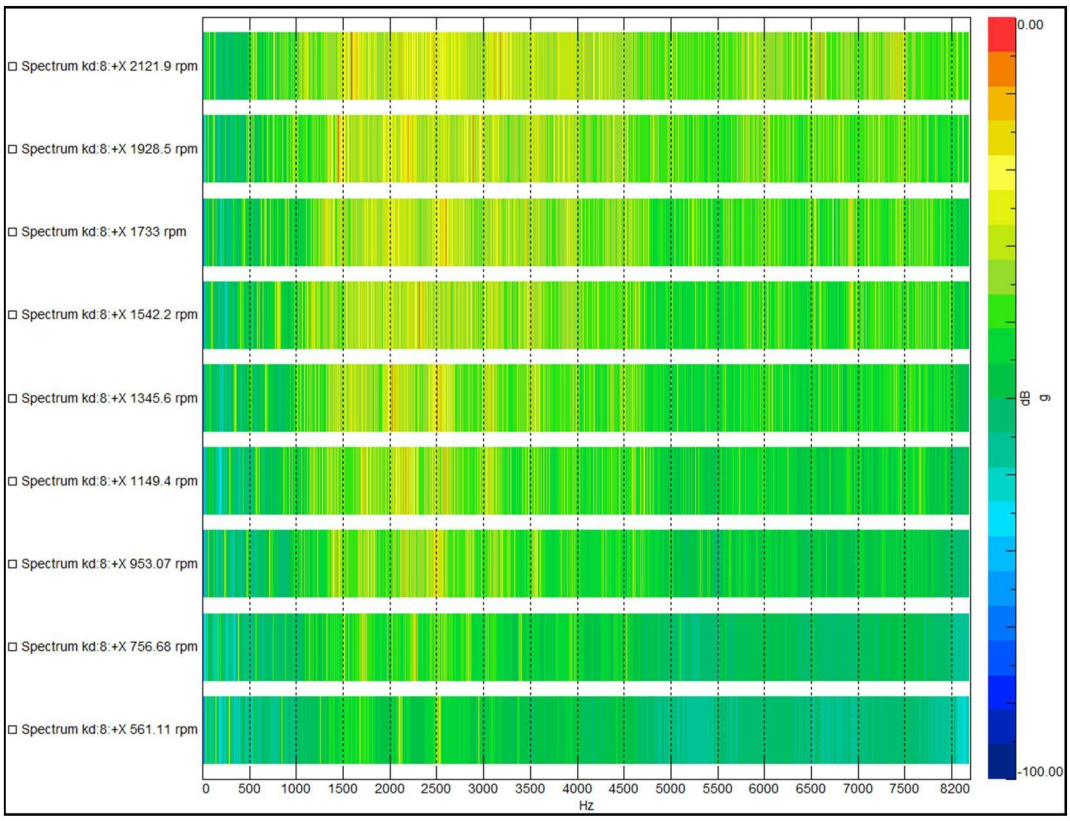


Рисунок 48 – Изменение спектра узла kd:8 в зависимости от частоты вращения

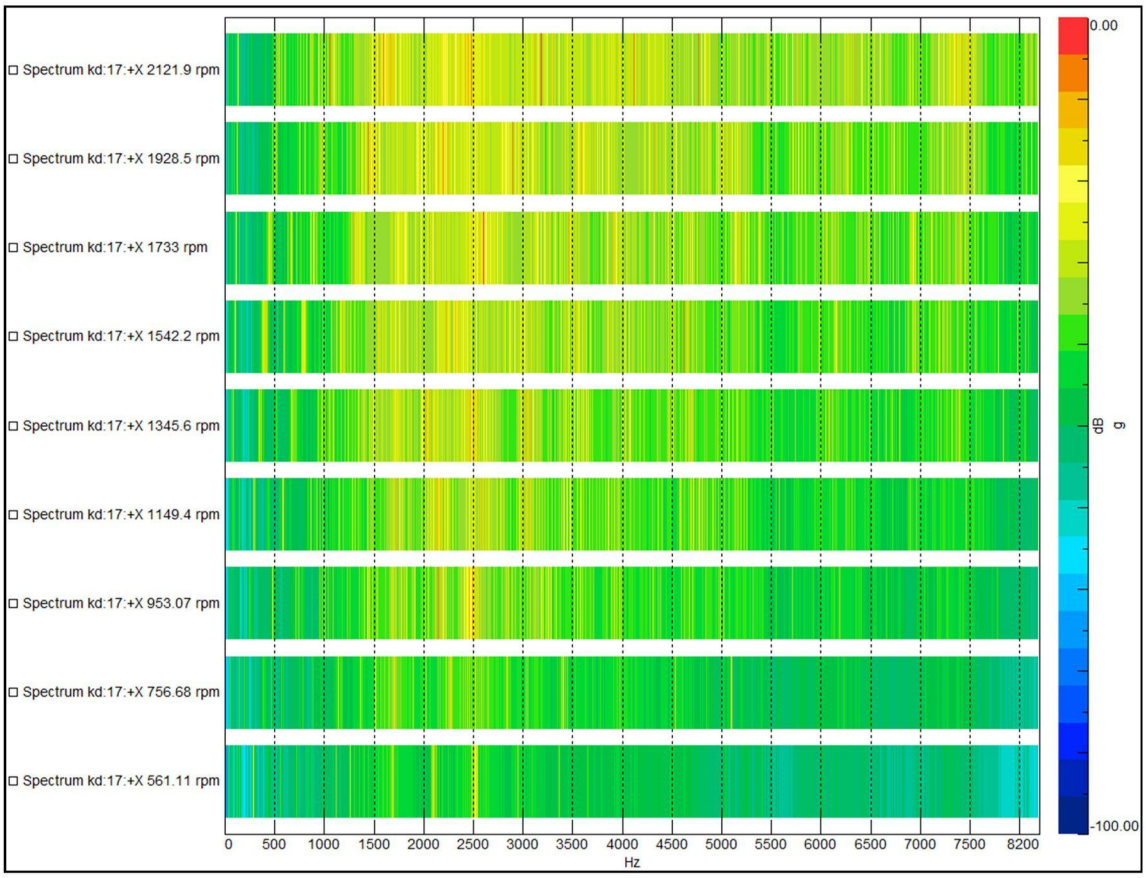


Рисунок 49 – Изменение спектра узла kd:17 в зависимости от частоты вращения

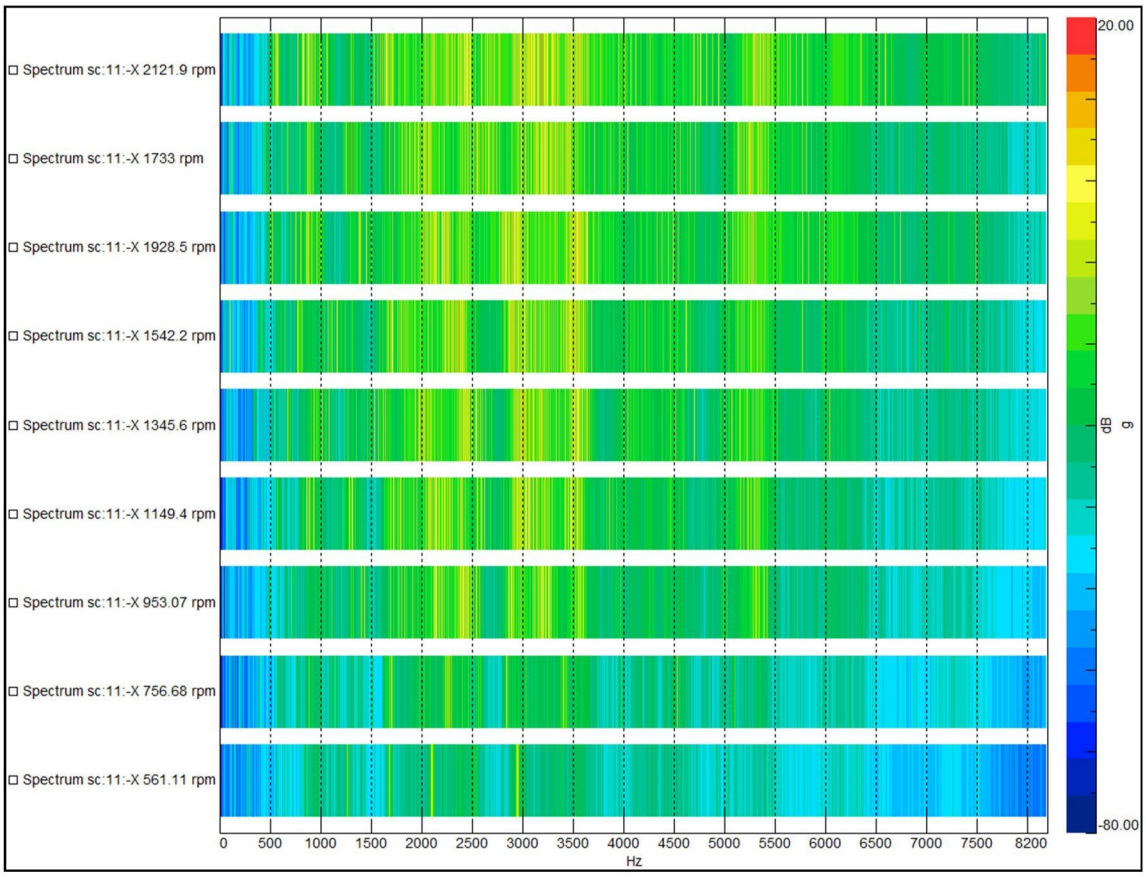


Рисунок 50 – Изменение спектра узла sc:11 в зависимости от частоты вращения

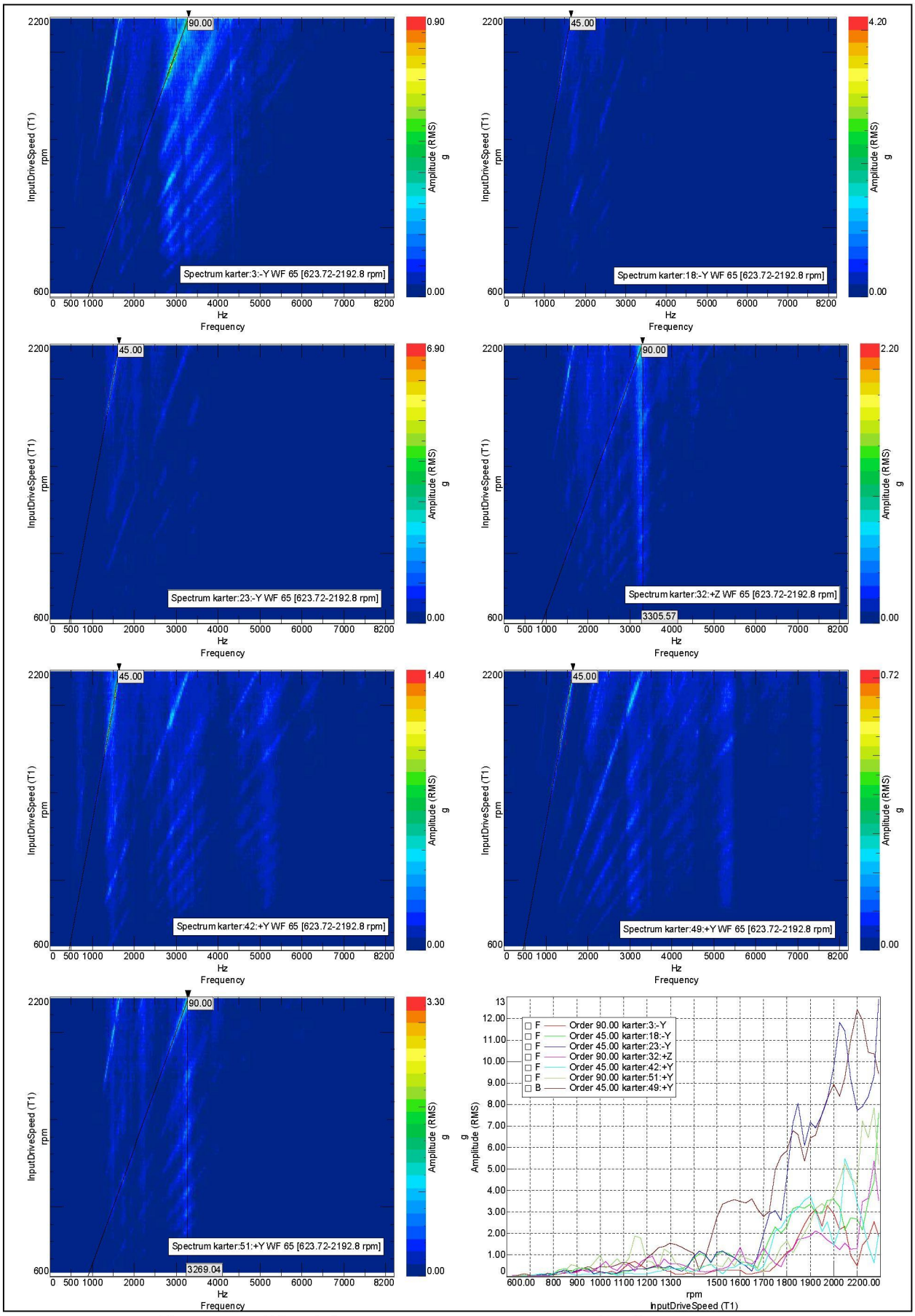


Рисунок 51 – Порядковые спектры на 5-ой передаче

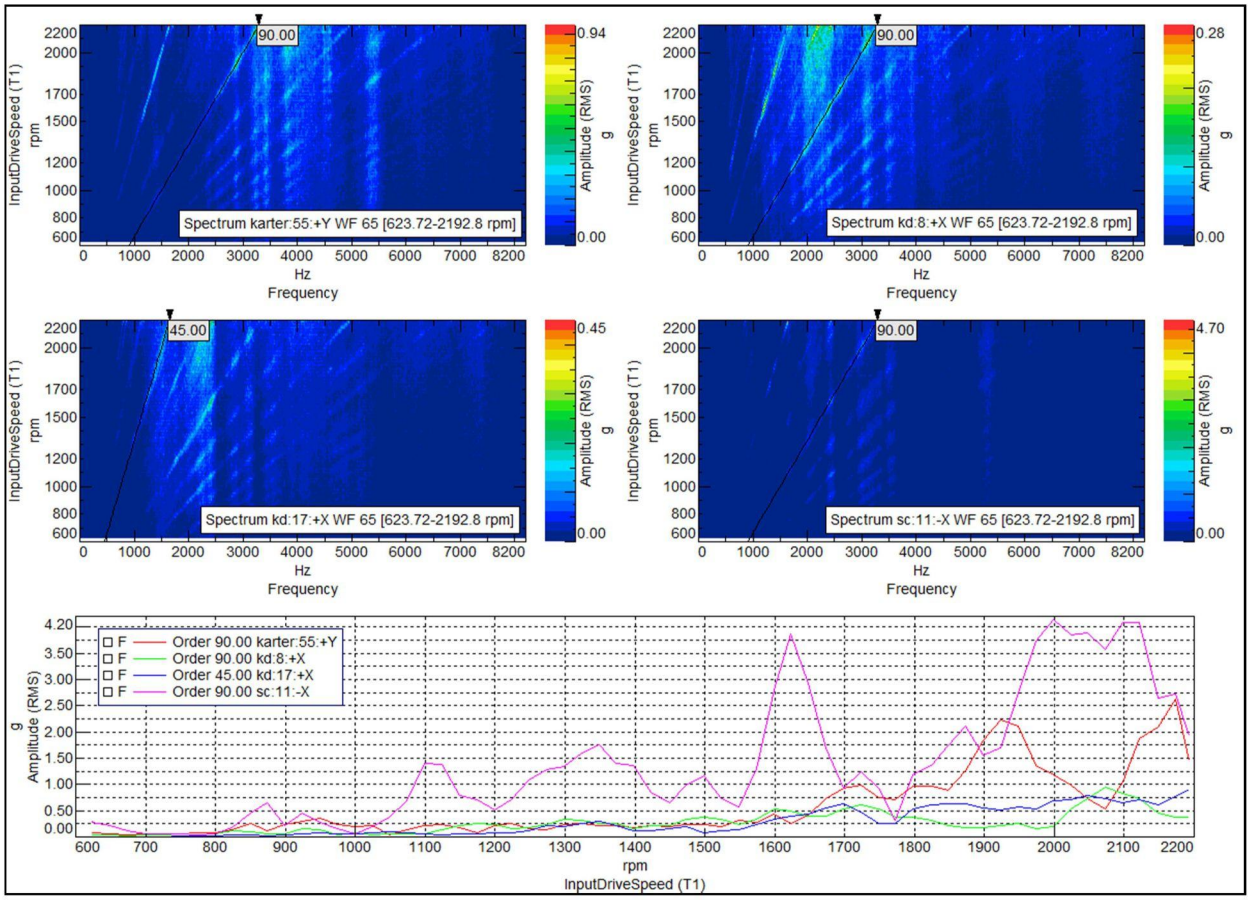


Рисунок 52 – Порядковые спектры на 5-ой передаче

Ниже, на рисунках 53…65 представлены спектры вибрации узлов и порядковые спектры на 6-ой передаче АКП трансмиссии.

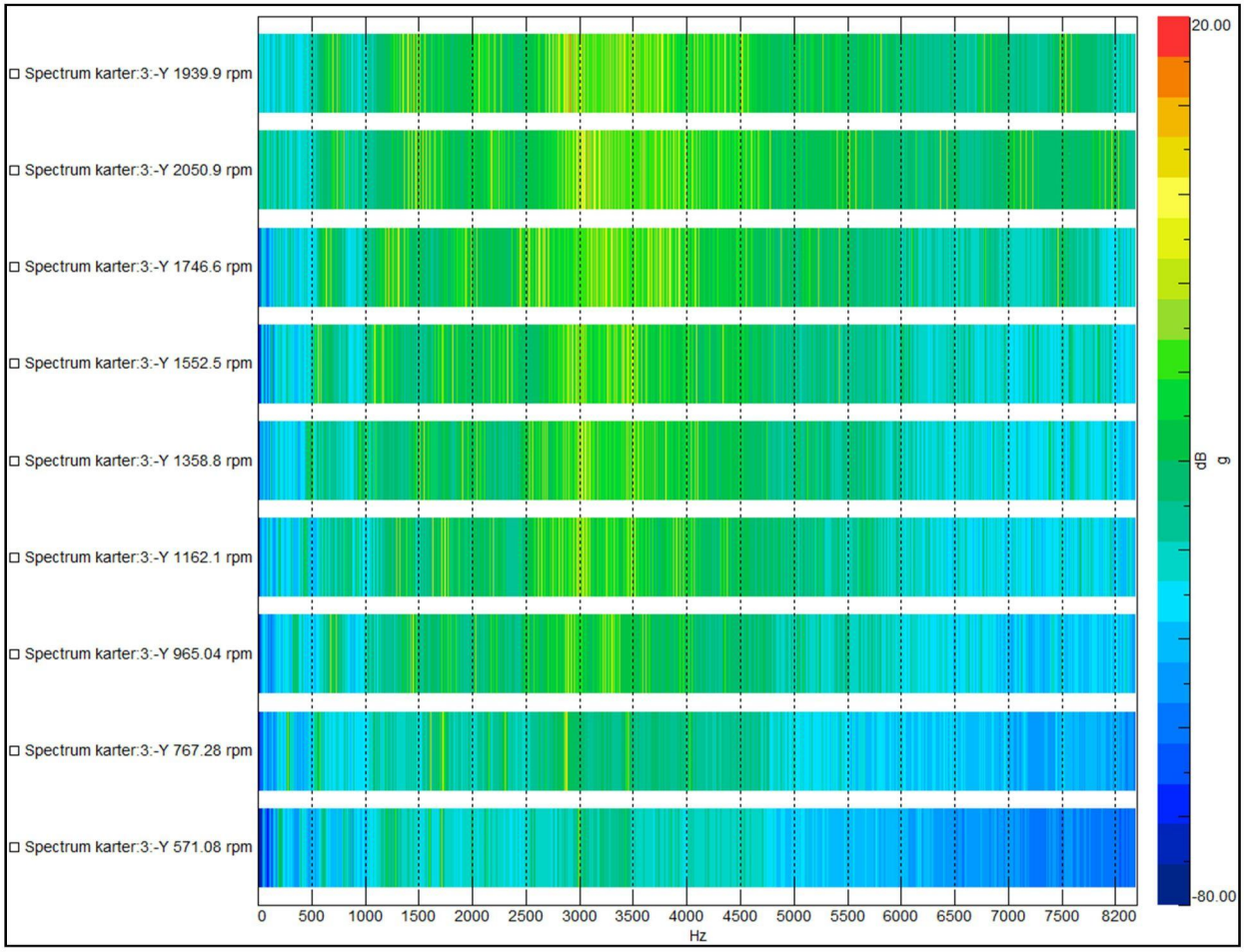


Рисунок 53 – Изменение спектра узла karter:3 в зависимости от частоты вращения

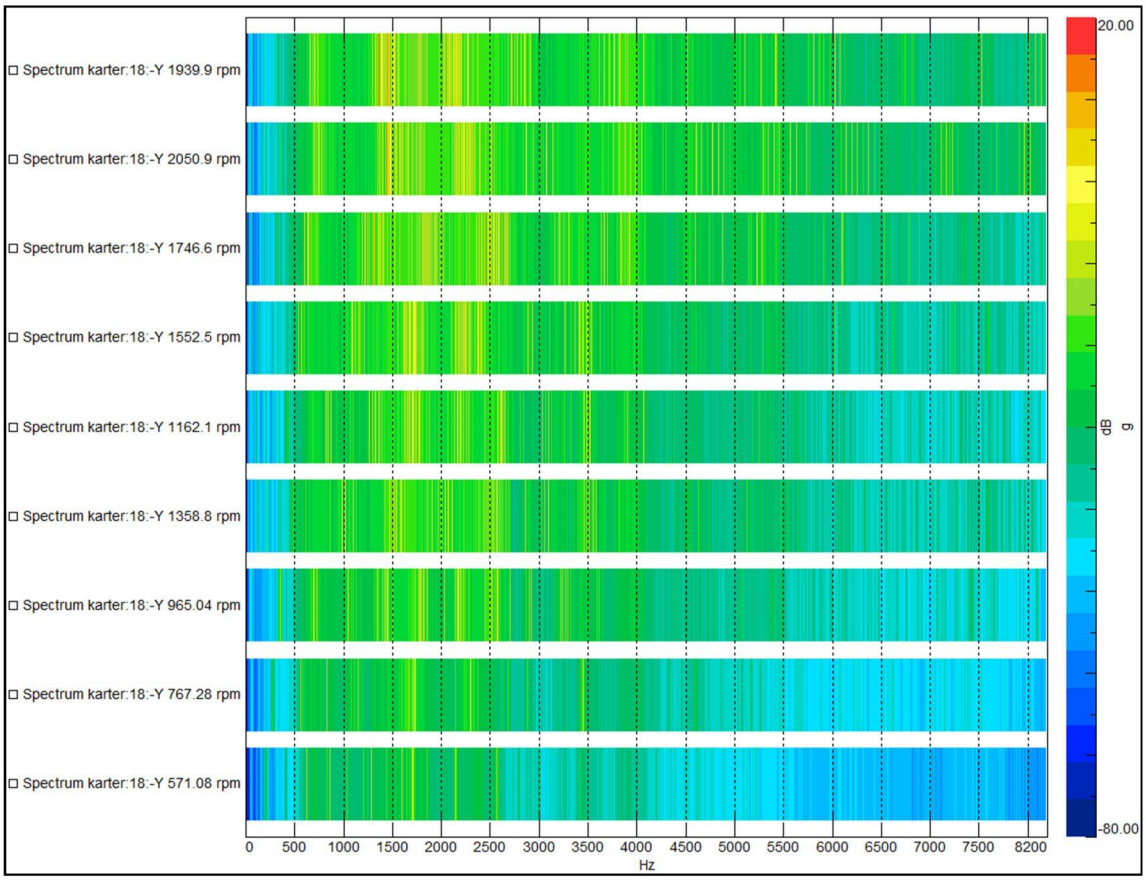


Рисунок 54 – Изменение спектра узла karter:18 в зависимости от частоты вращения

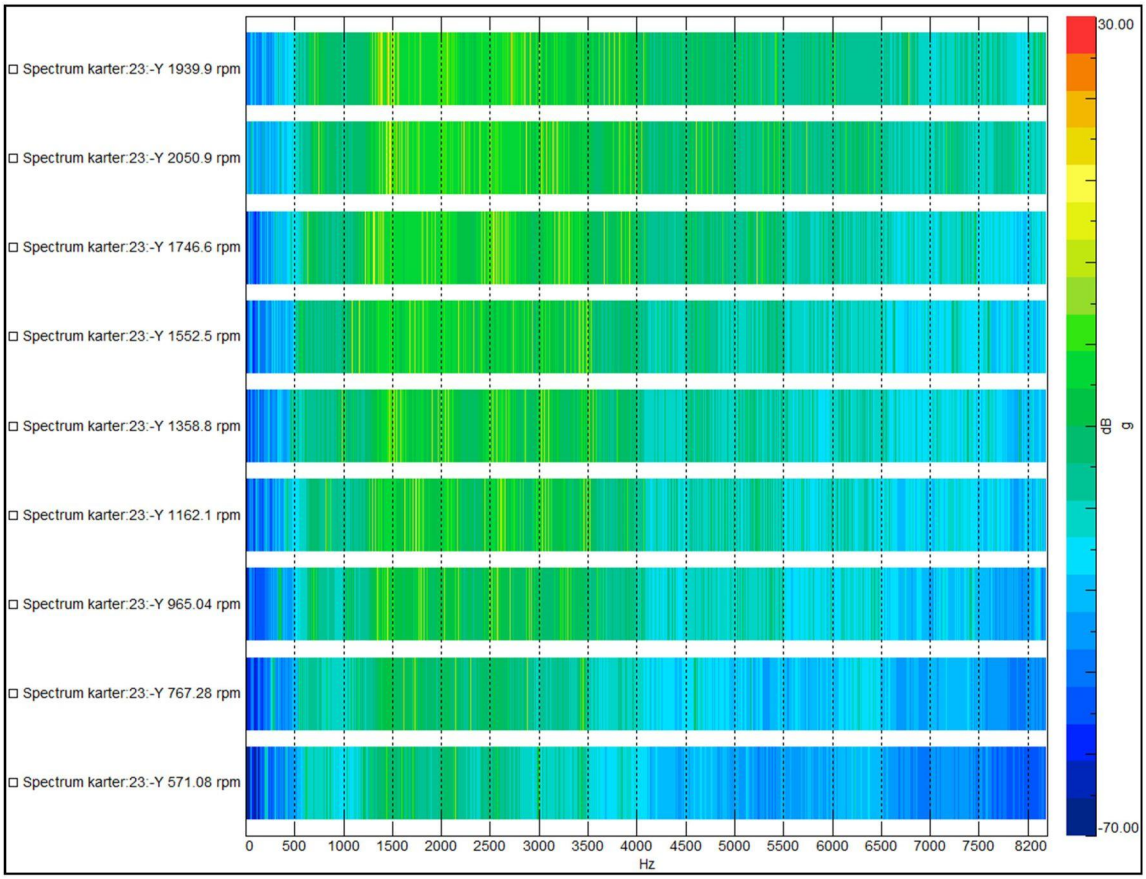


Рисунок 55 – Изменение спектра узла karter:23 в зависимости от частоты вращения

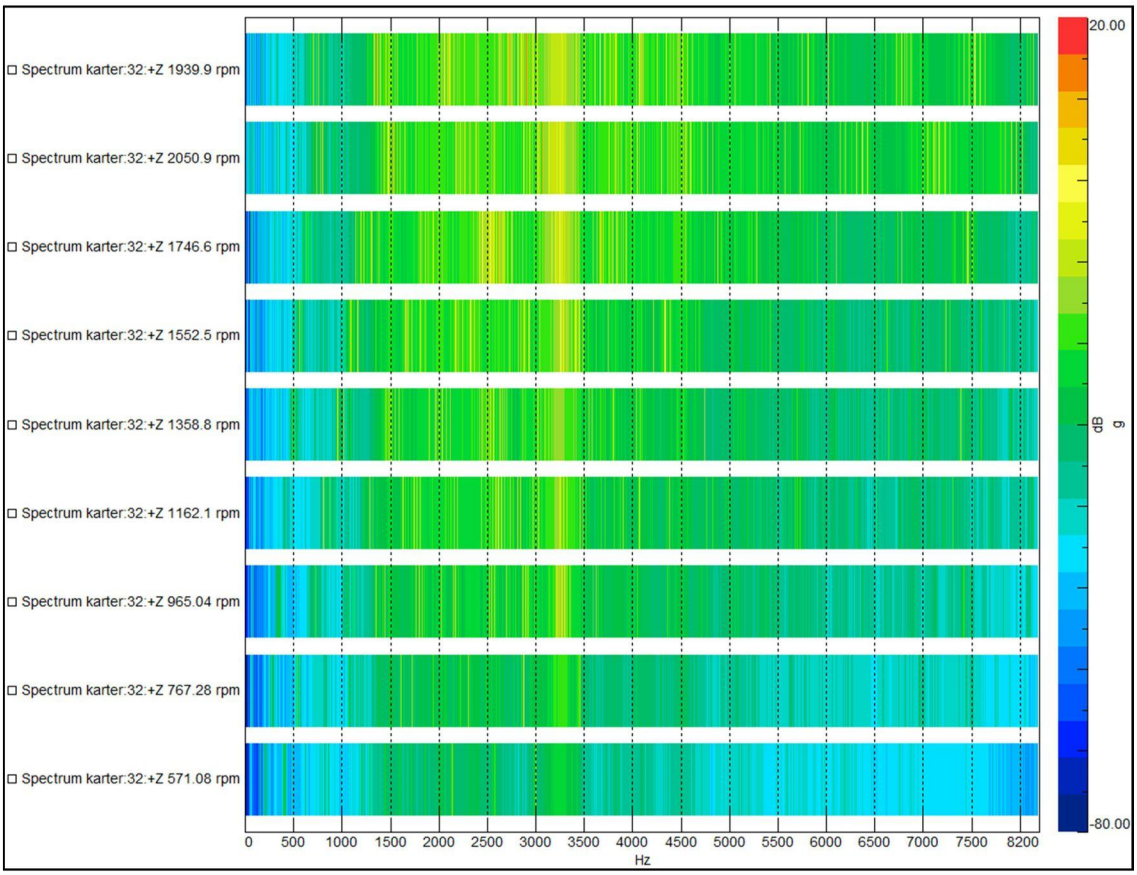


Рисунок 56 – Изменение спектра узла karter:32 в зависимости от частоты вращения

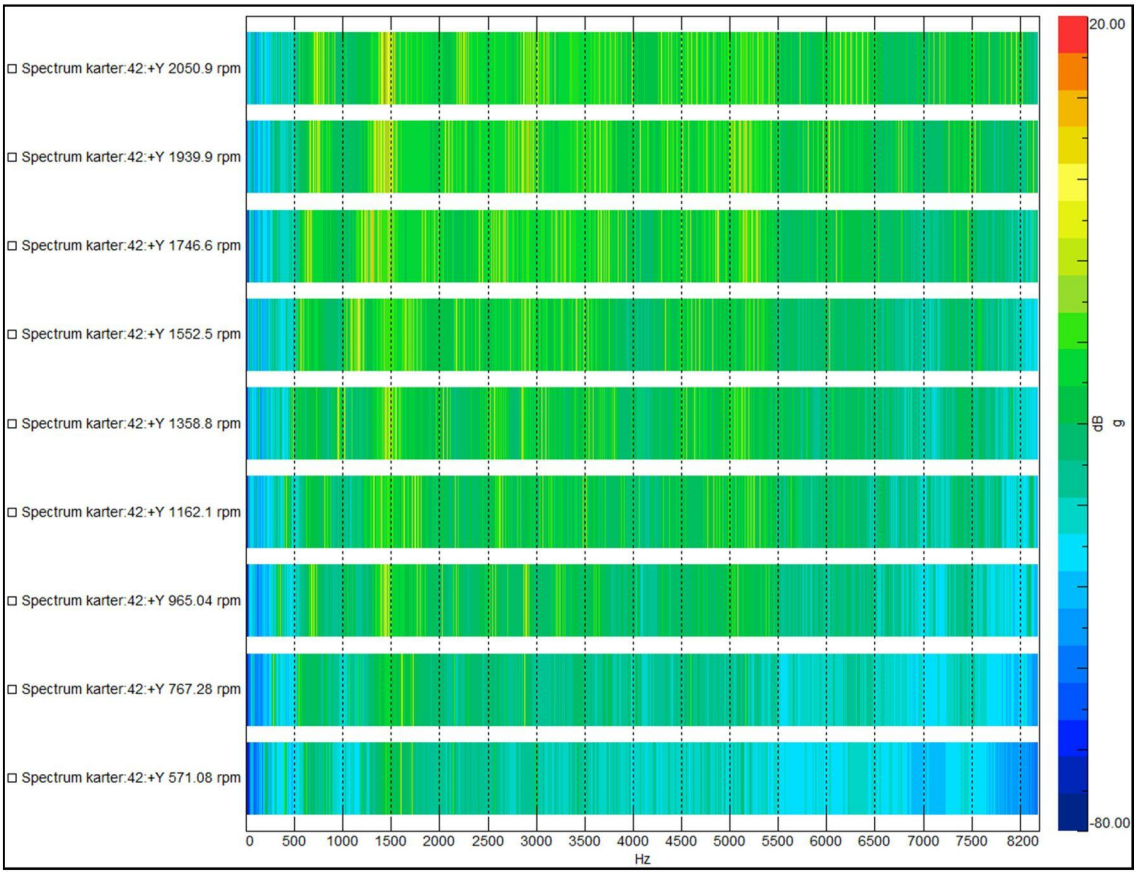


Рисунок 57 – Изменение спектра узла karter:42 в зависимости от частоты вращения

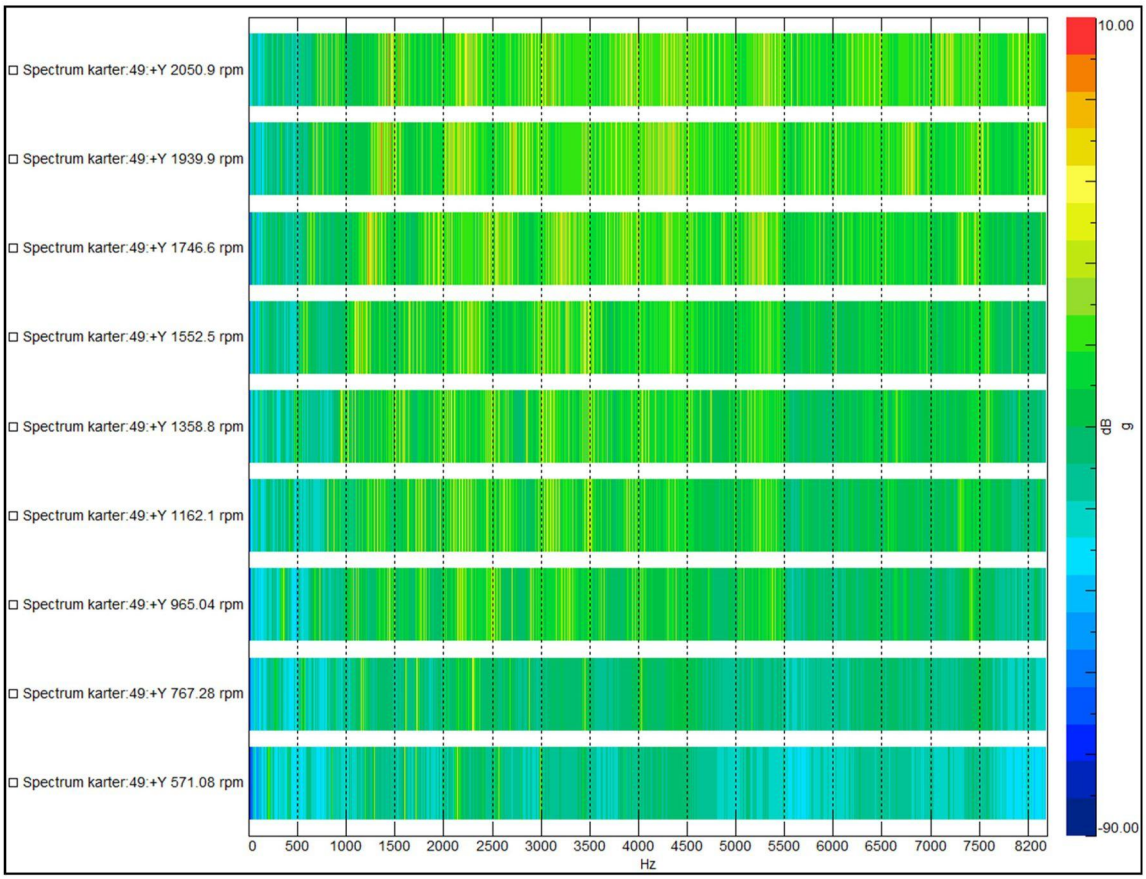


Рисунок 58 – Изменение спектра узла karter:49 в зависимости от частоты вращения

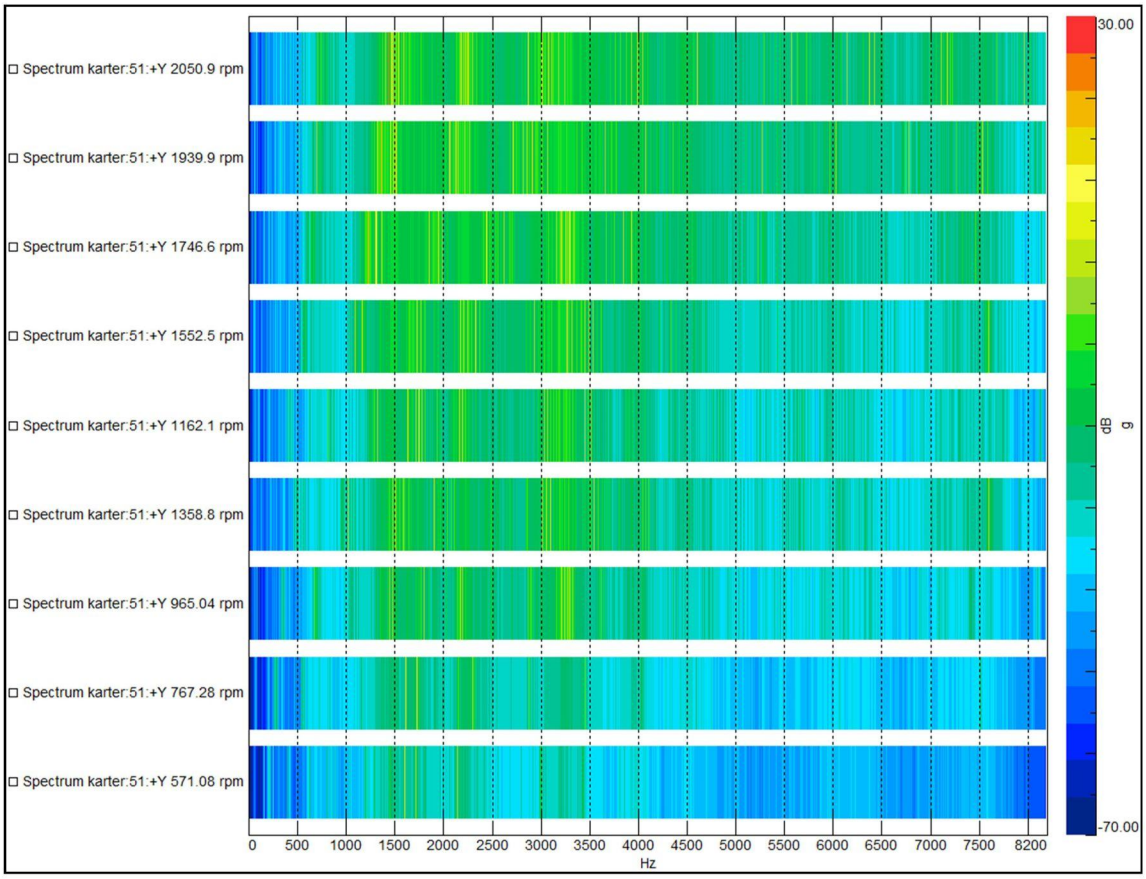


Рисунок 59 – Изменение спектра узла karter:51 в зависимости от частоты вращения

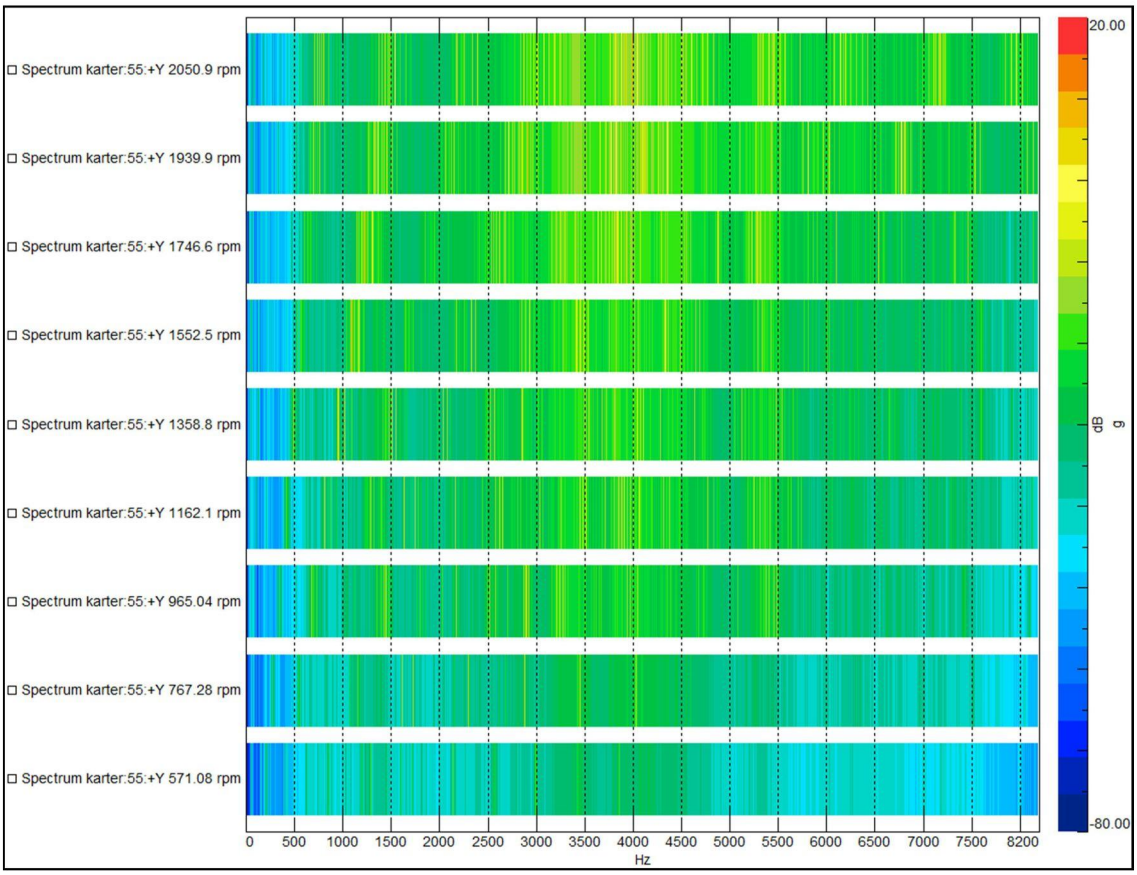


Рисунок 60 – Изменение спектра узла karter:55 в зависимости от частоты вращения

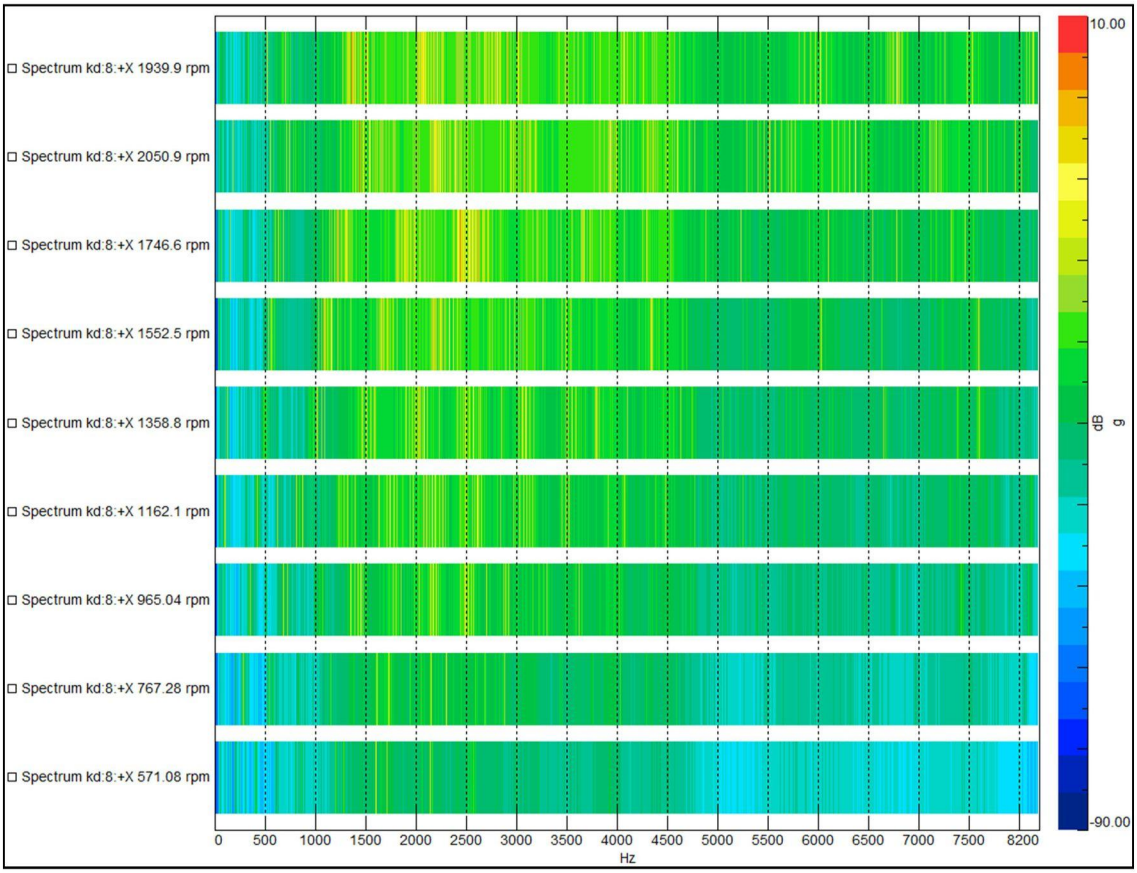


Рисунок 61 – Изменение спектра узла kd:8 в зависимости от частоты вращения

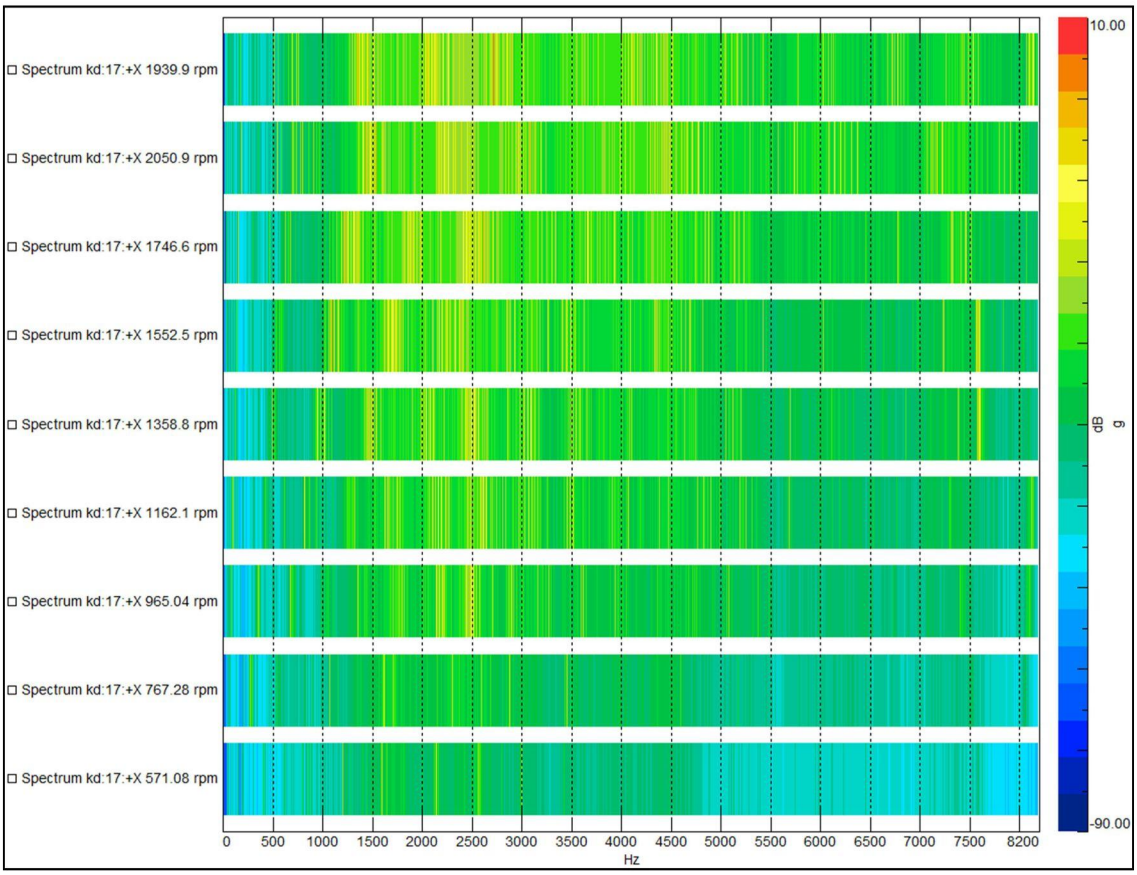


Рисунок 62 – Изменение спектра узла kd:17 в зависимости от частоты вращения

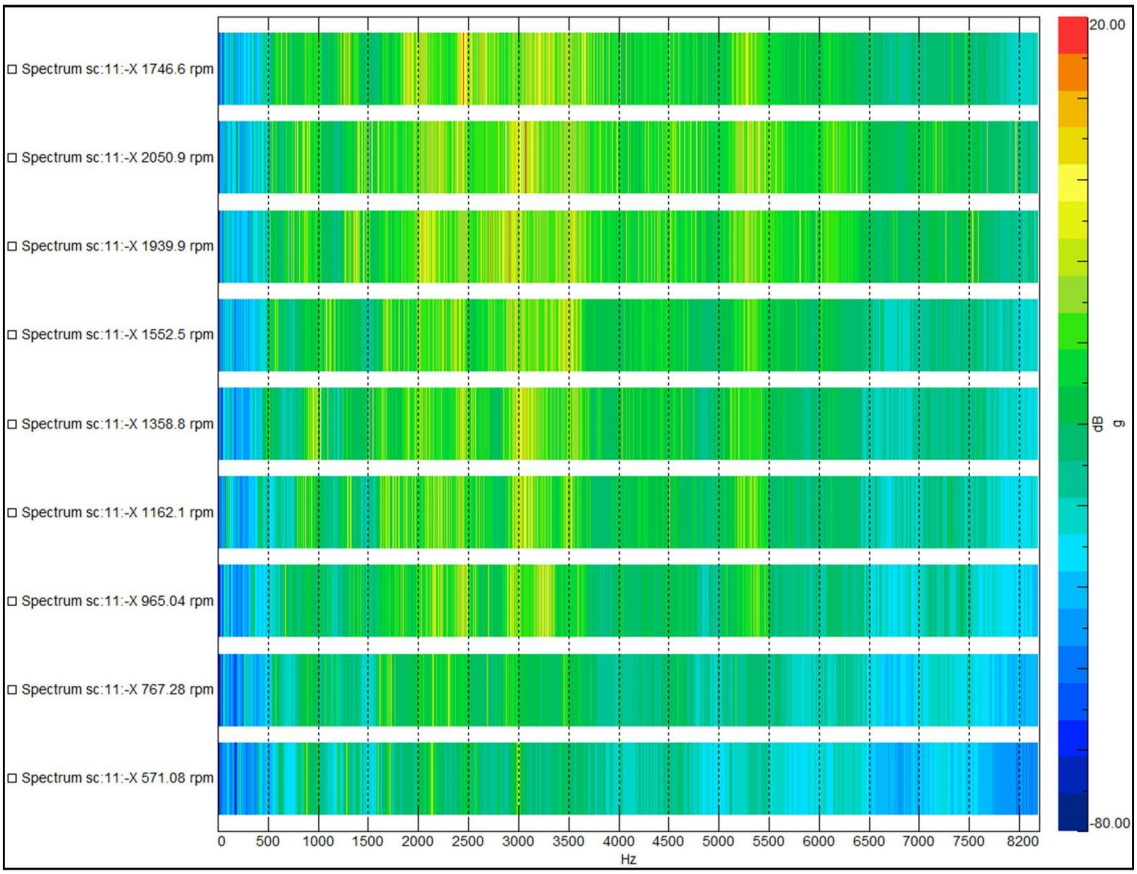


Рисунок 63 – Изменение спектра узла sc:11 в зависимости от частоты вращения

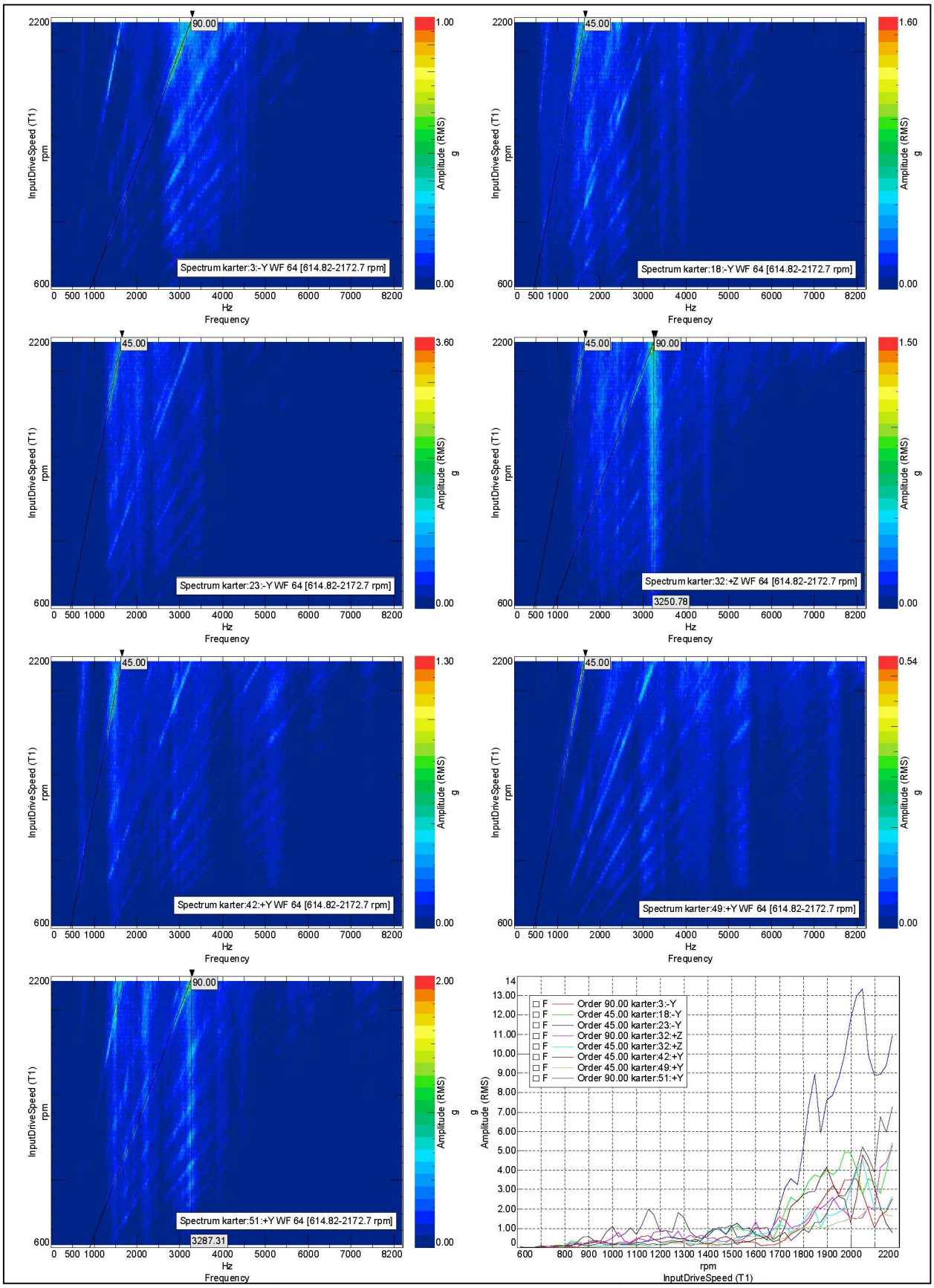


Рисунок 64 – Порядковые спектры на 6-ой передаче

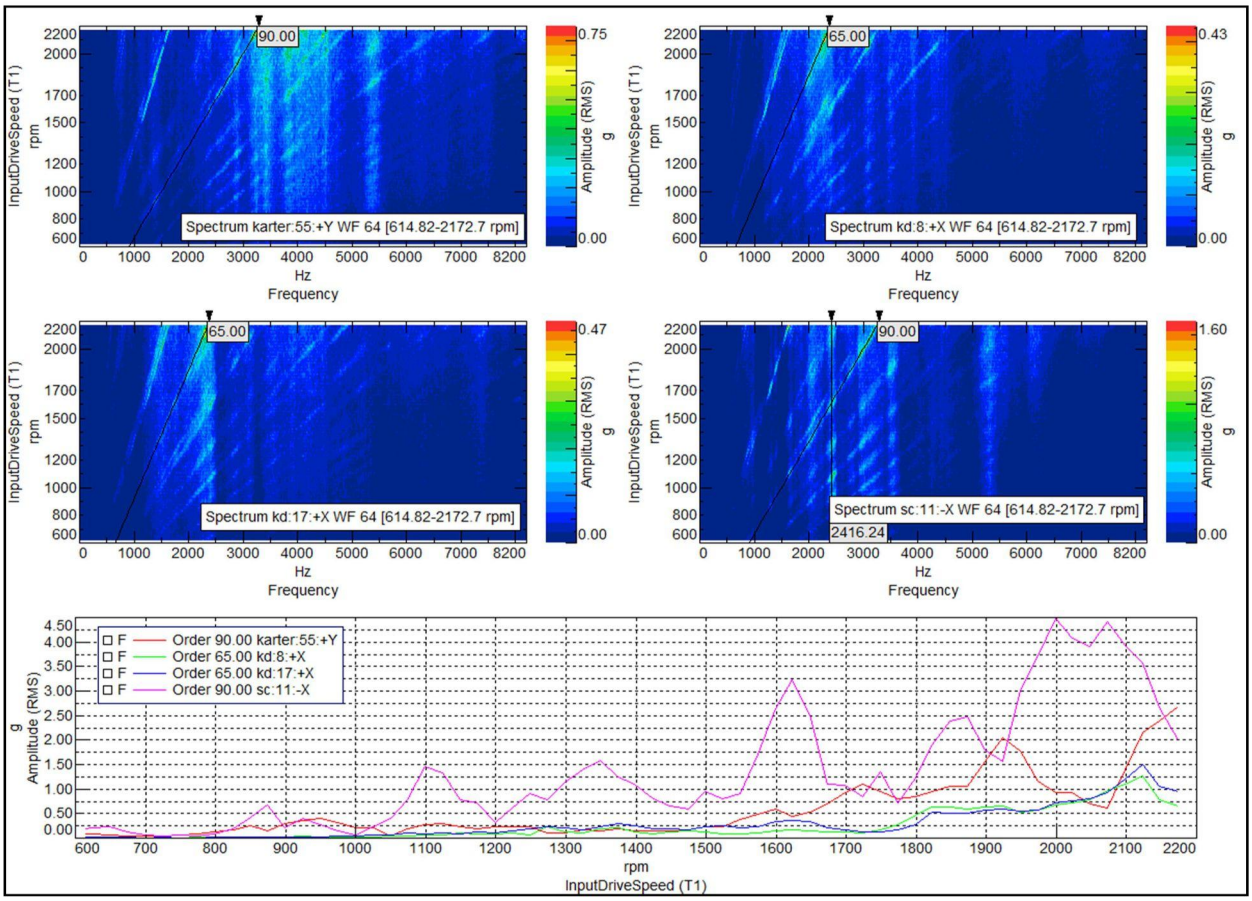


Рисунок 65 – Порядковые спектры на 6-ой передаче

Ниже, на рисунках 66…76 представлены спектры вибрации узлов на 7-ой передаче АКП трансмиссии.

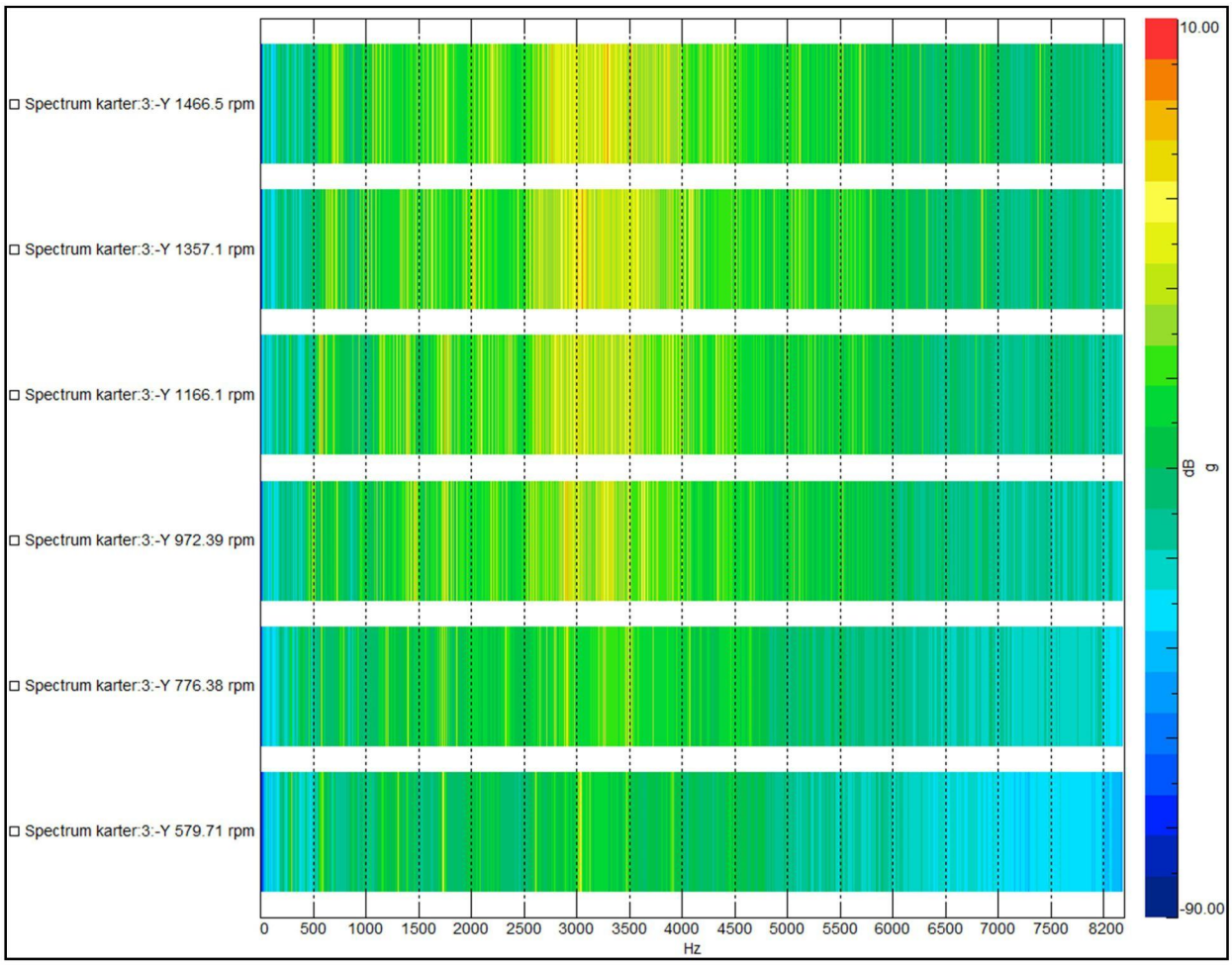


Рисунок 66 – Изменение спектра узла karter:3 в зависимости от частоты вращения

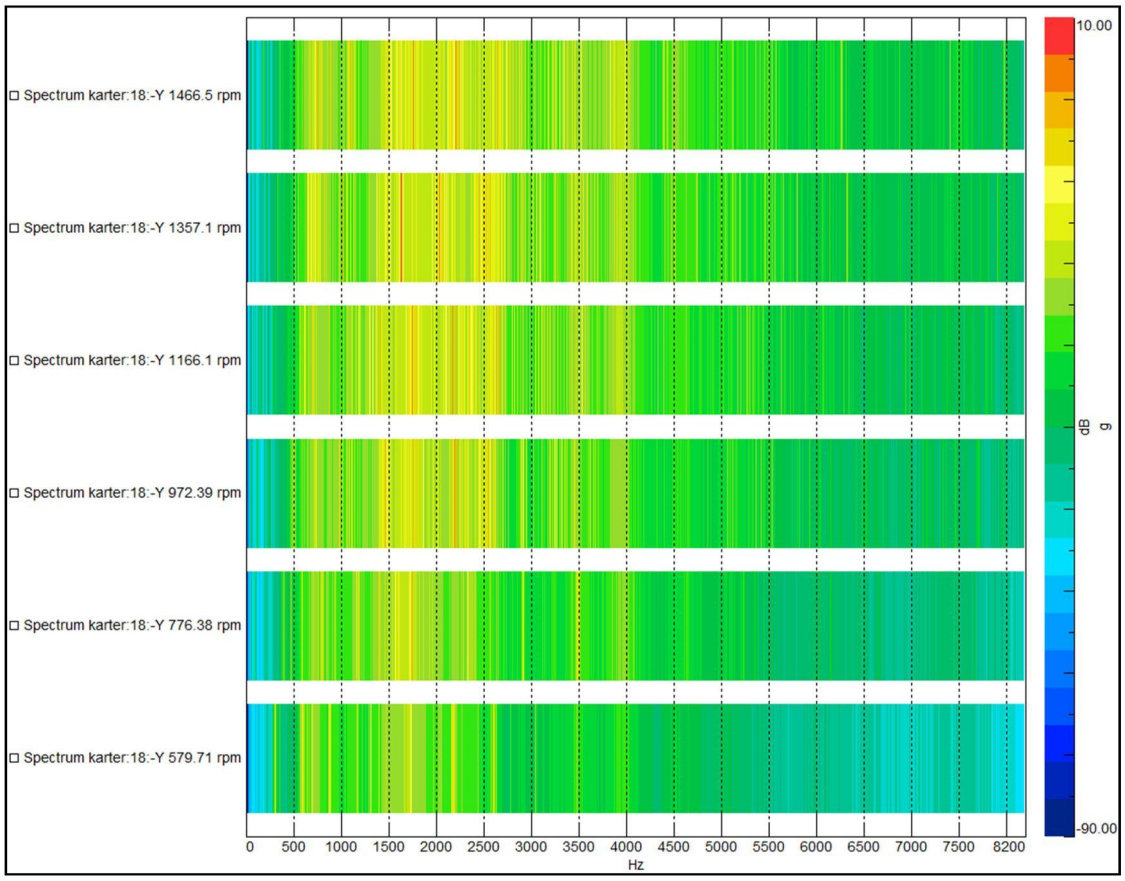


Рисунок 67 – Изменение спектра узла karter:18 в зависимости от частоты вращения

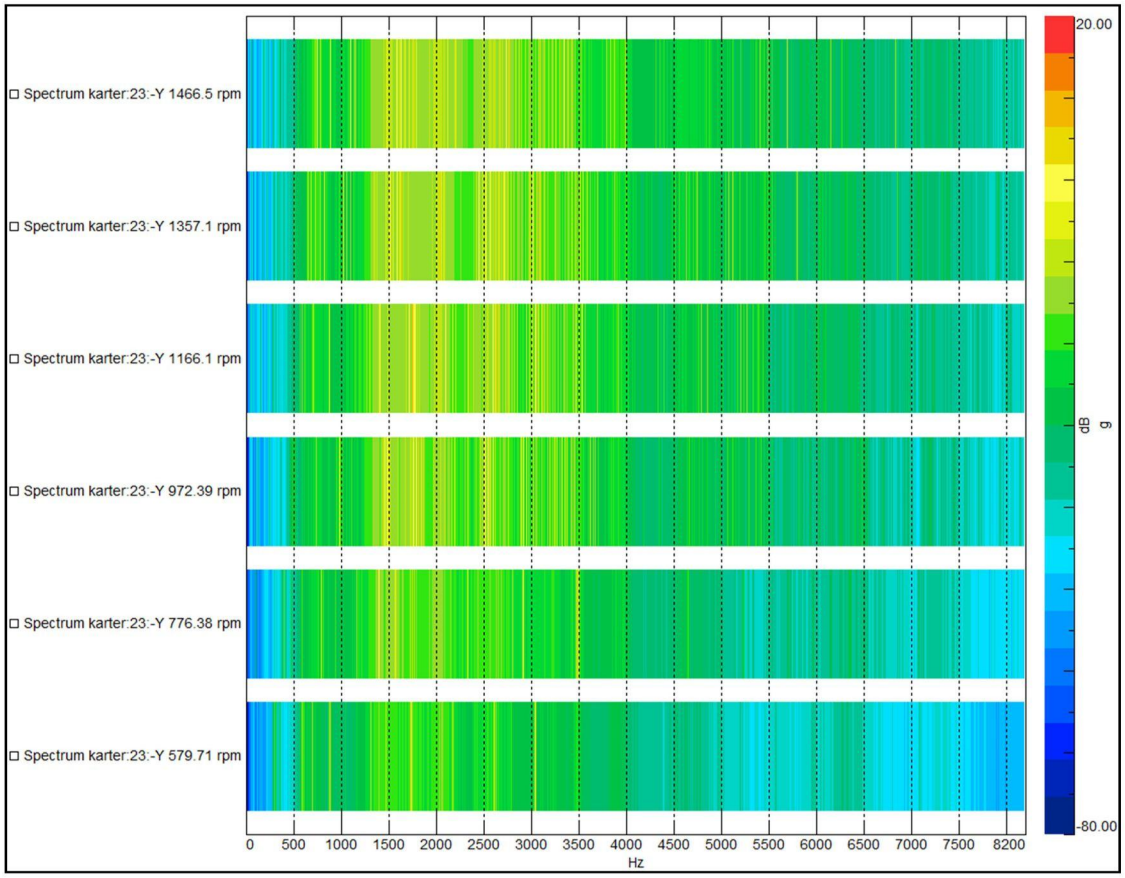


Рисунок 68 – Изменение спектра узла karter:23 в зависимости от частоты вращения

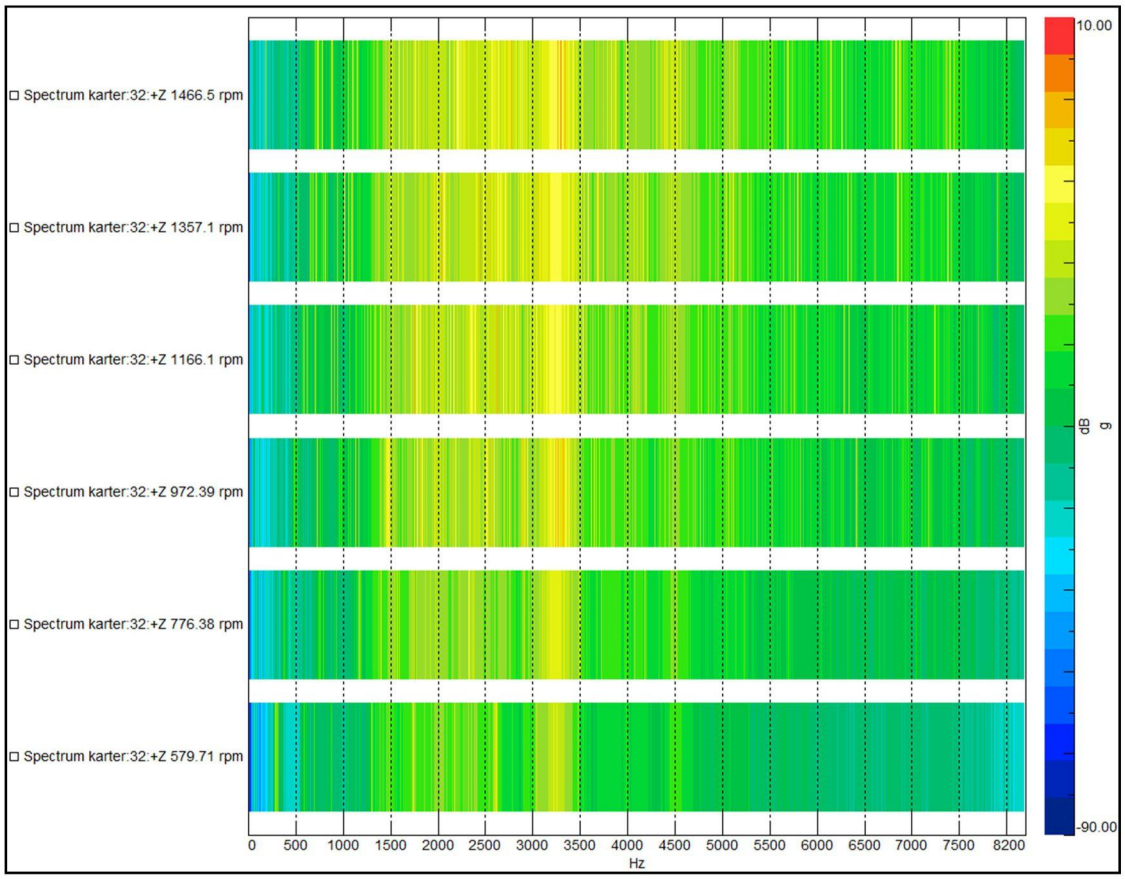


Рисунок 69 – Изменение спектра узла karter:32 в зависимости от частоты вращения

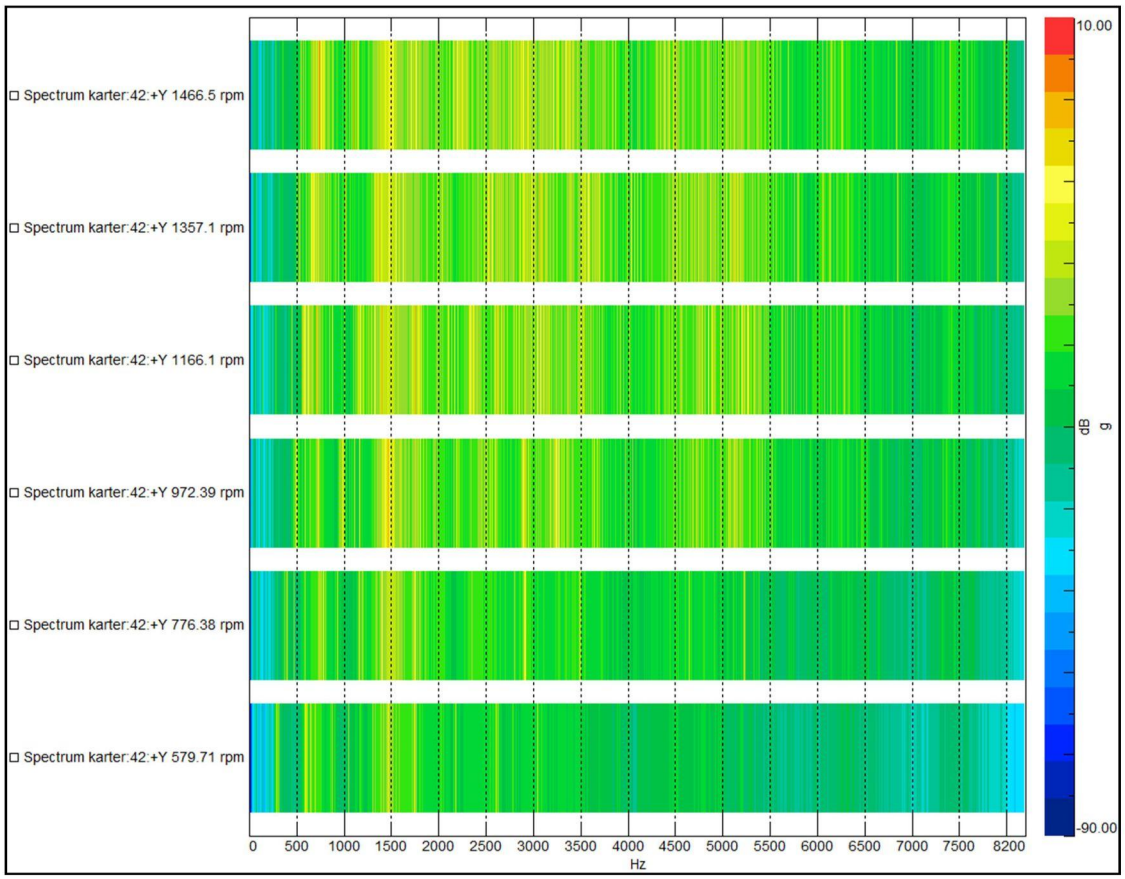


Рисунок 70 – Изменение спектра узла karter:42 в зависимости от частоты вращения

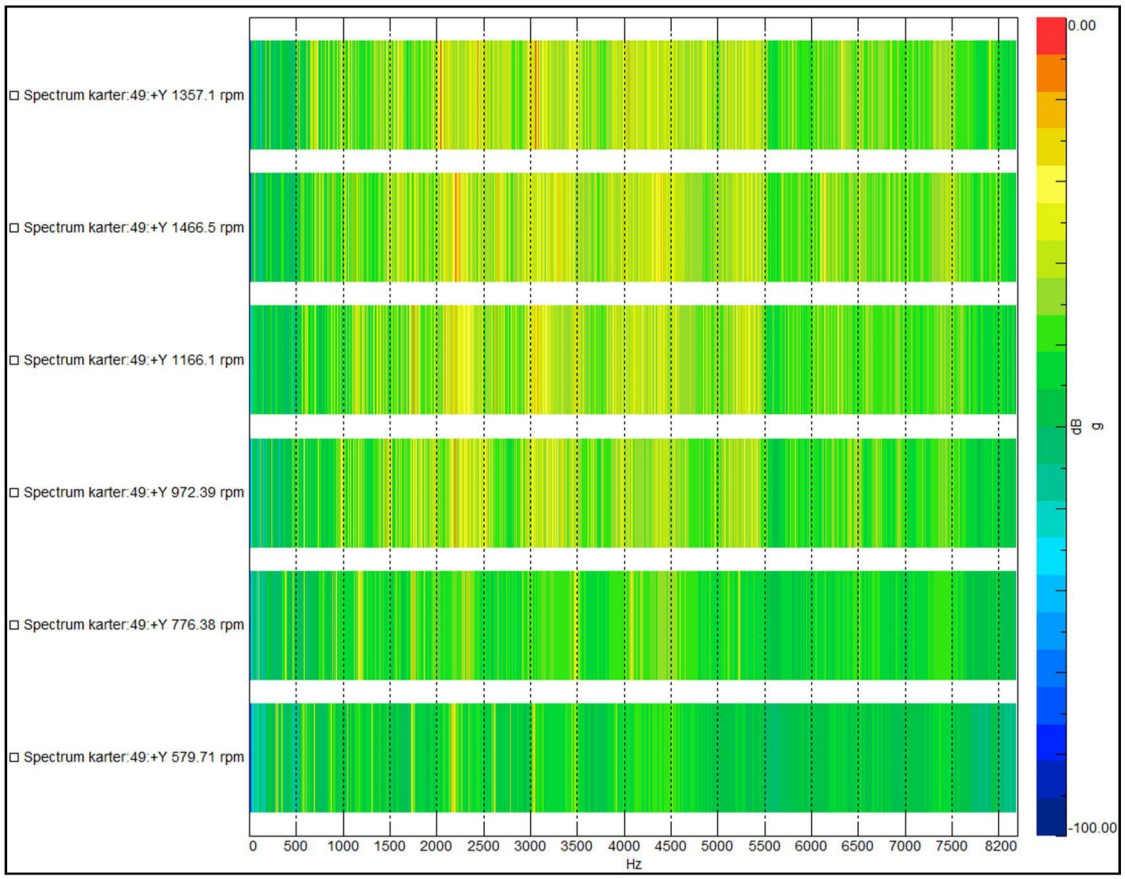


Рисунок 71 – Изменение спектра узла karter:49 в зависимости от частоты вращения

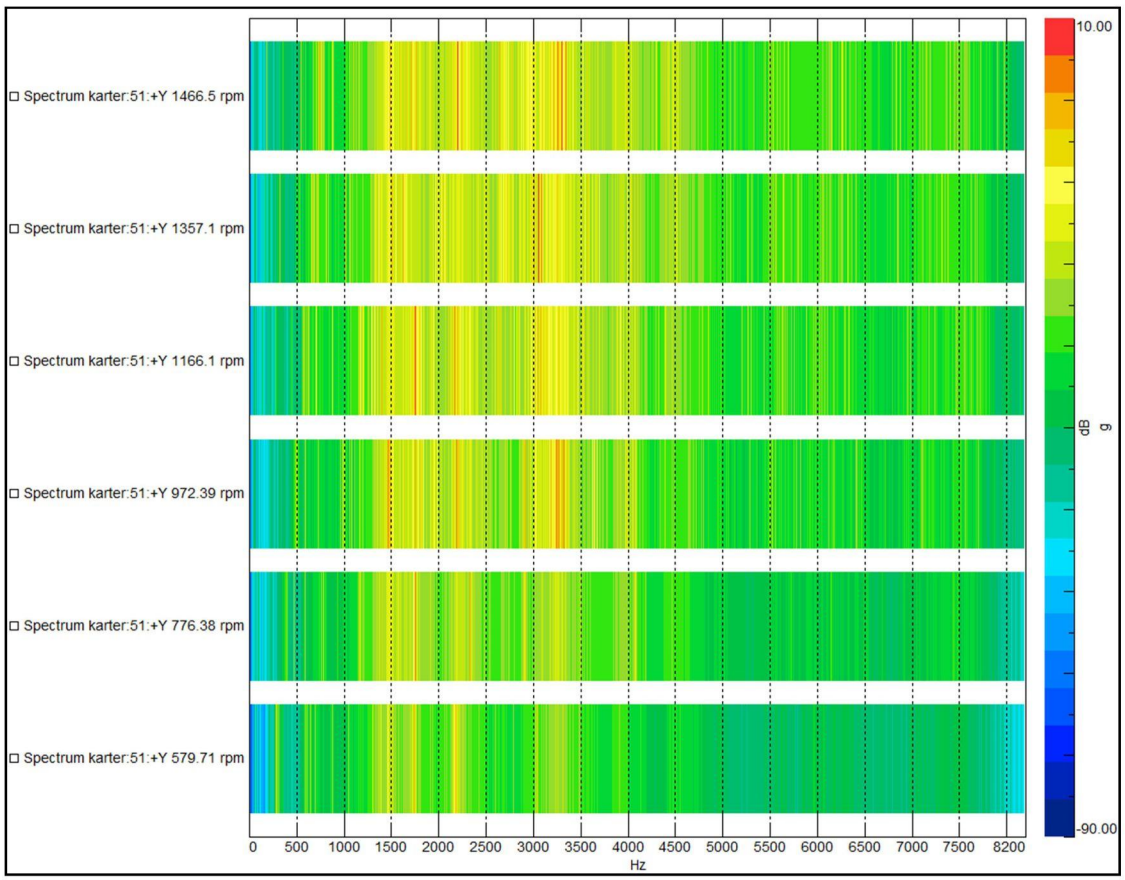


Рисунок 72 – Изменение спектра узла karter:51 в зависимости от частоты вращения

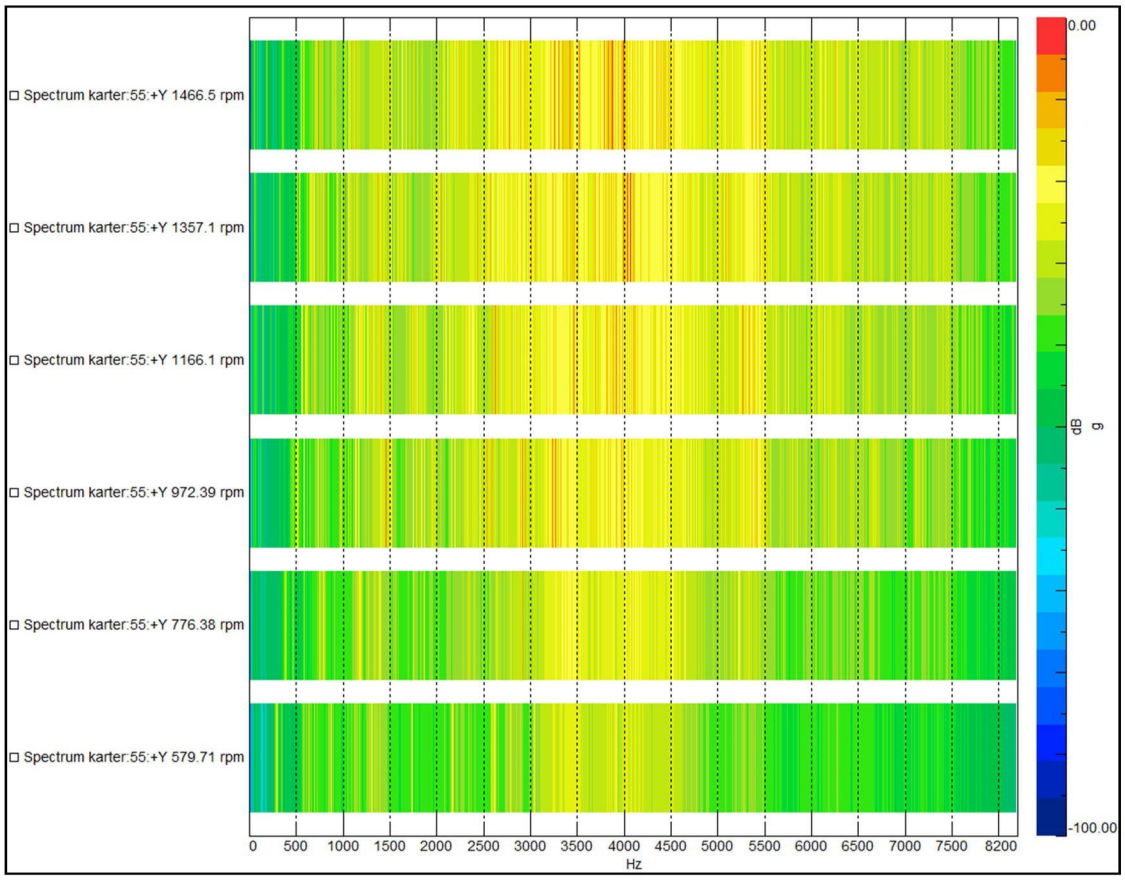


Рисунок 73 – Изменение спектра узла karter:55 в зависимости от частоты вращения

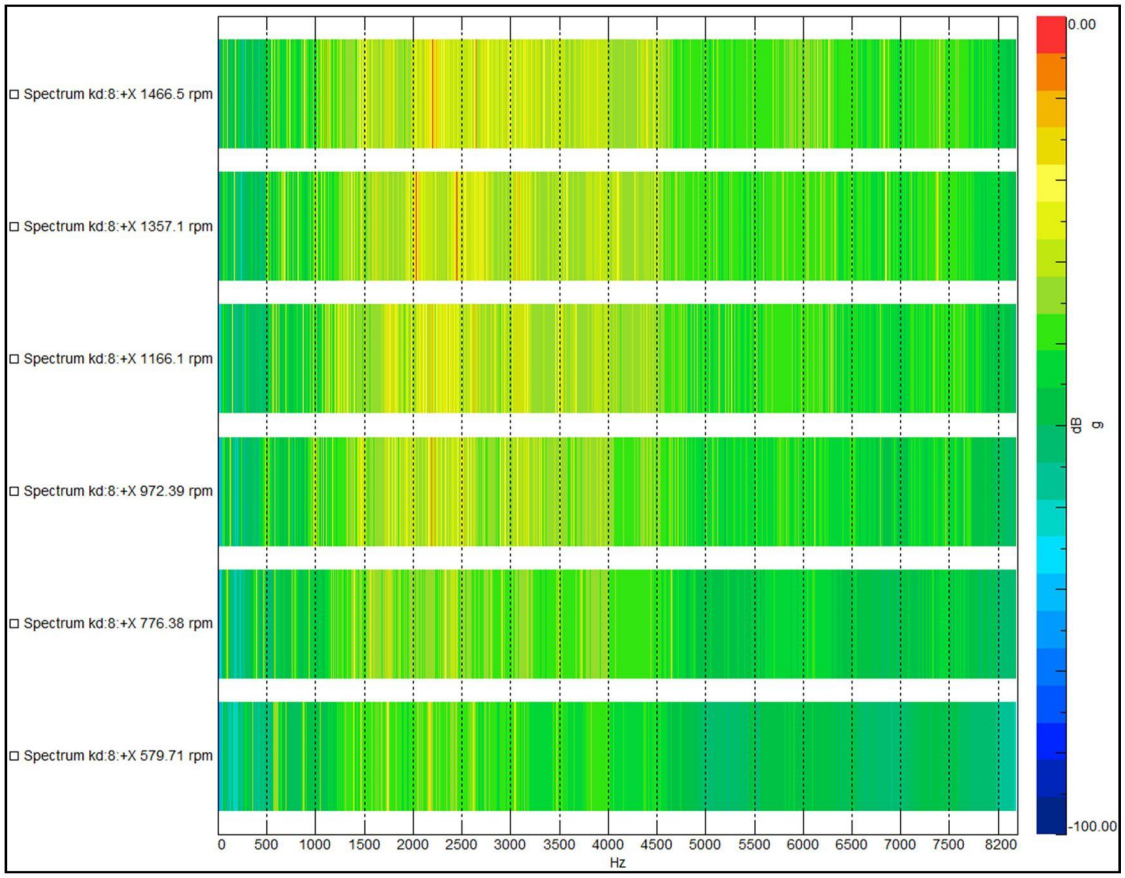


Рисунок 74 – Изменение спектра узла kd:8 в зависимости от частоты вращения

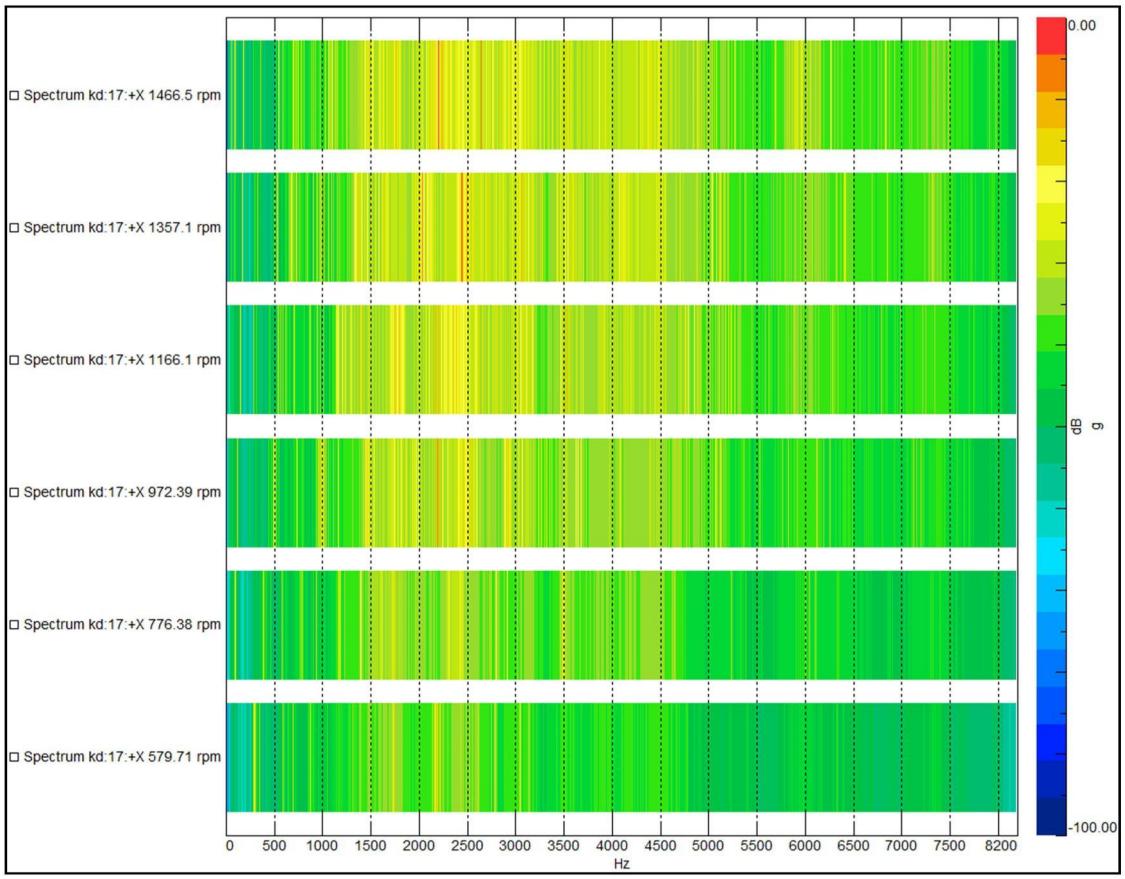


Рисунок 75 – Изменение спектра узла kd:17 в зависимости от частоты вращения

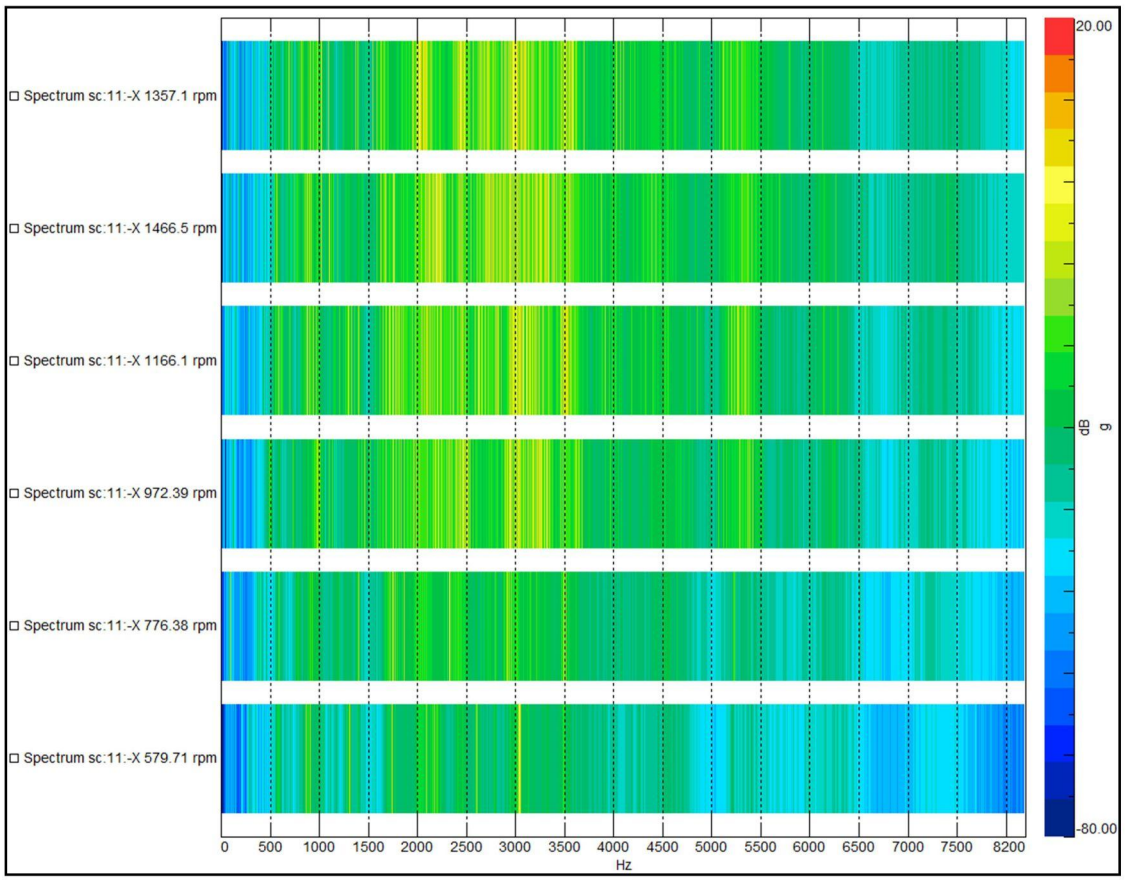


Рисунок 76 – Изменение спектра узла sc:11 в зависимости от частоты вращения

Ниже, на рисунках 77…86 представлены спектры вибрации узлов на 8-ой передаче АКП трансмиссии.

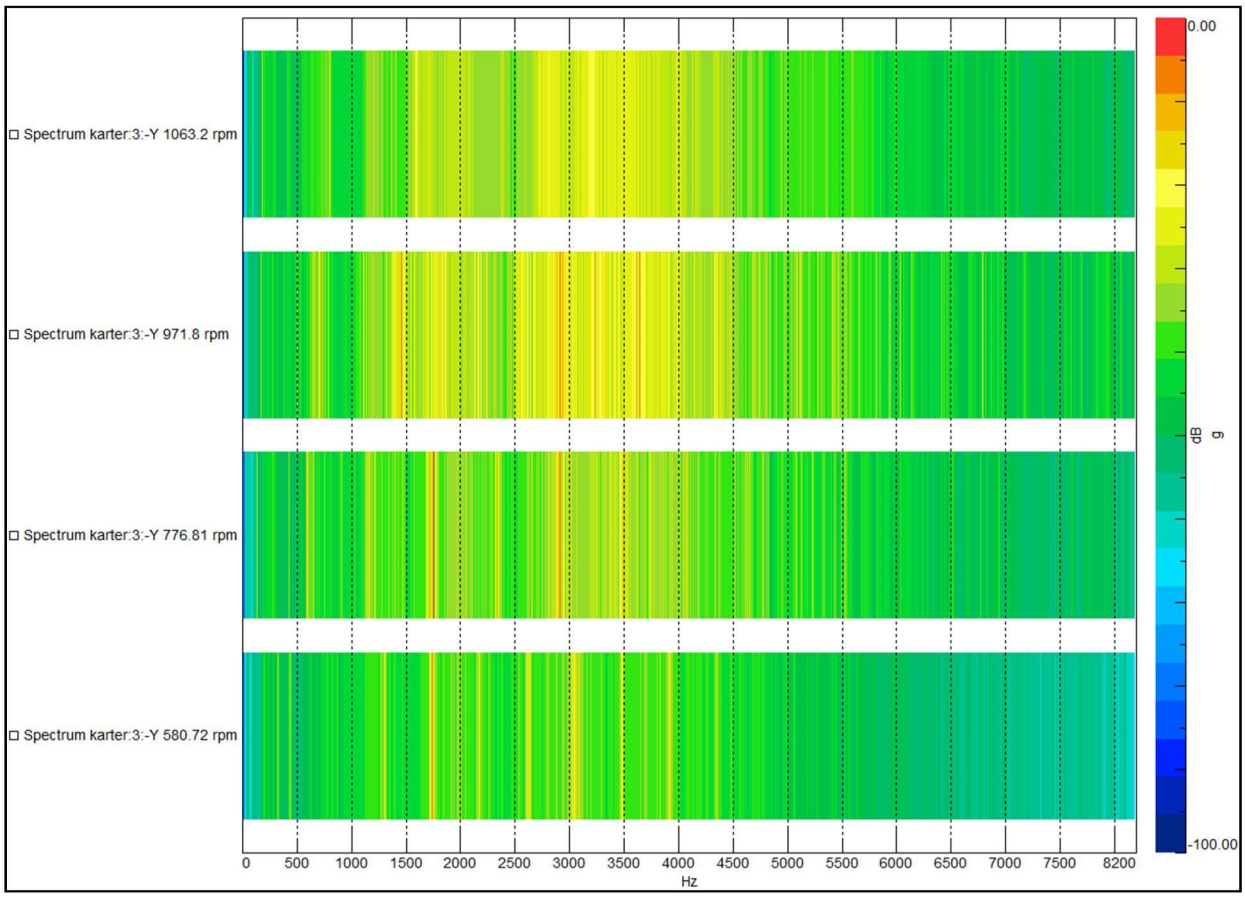


Рисунок 77 – Изменение спектра узла karter:3 в зависимости от частоты вращения

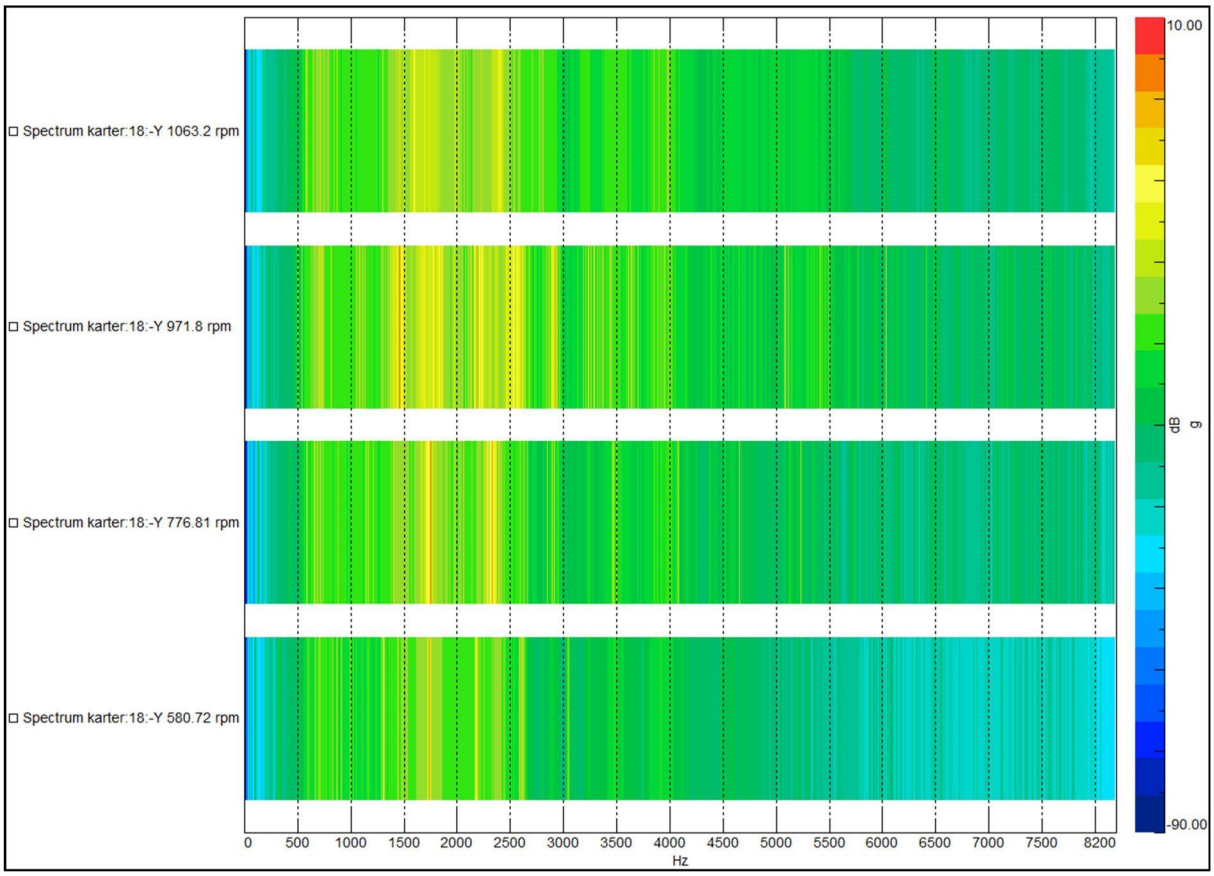


Рисунок 78 – Изменение спектра узла karter:18 в зависимости от частоты вращения

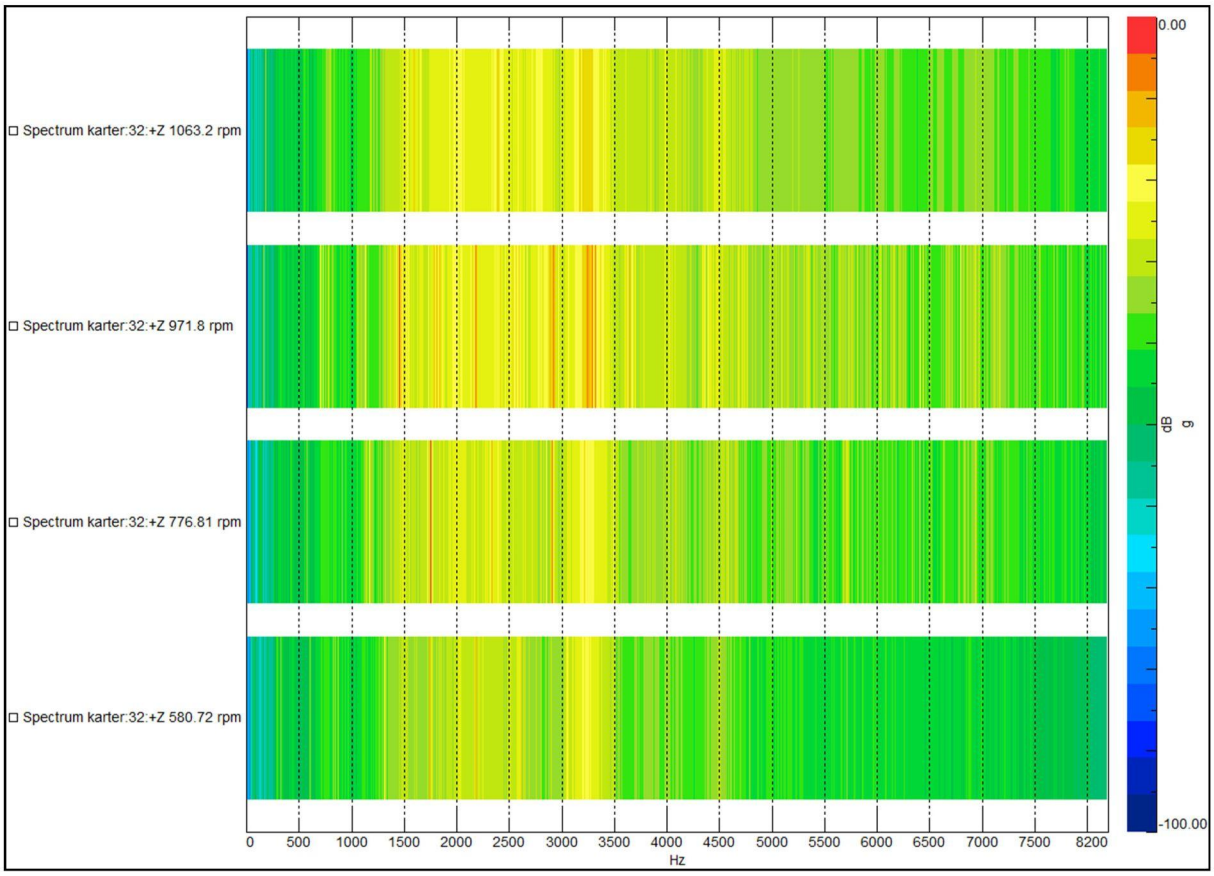


Рисунок 79 – Изменение спектра узла karter:32 в зависимости от частоты вращения

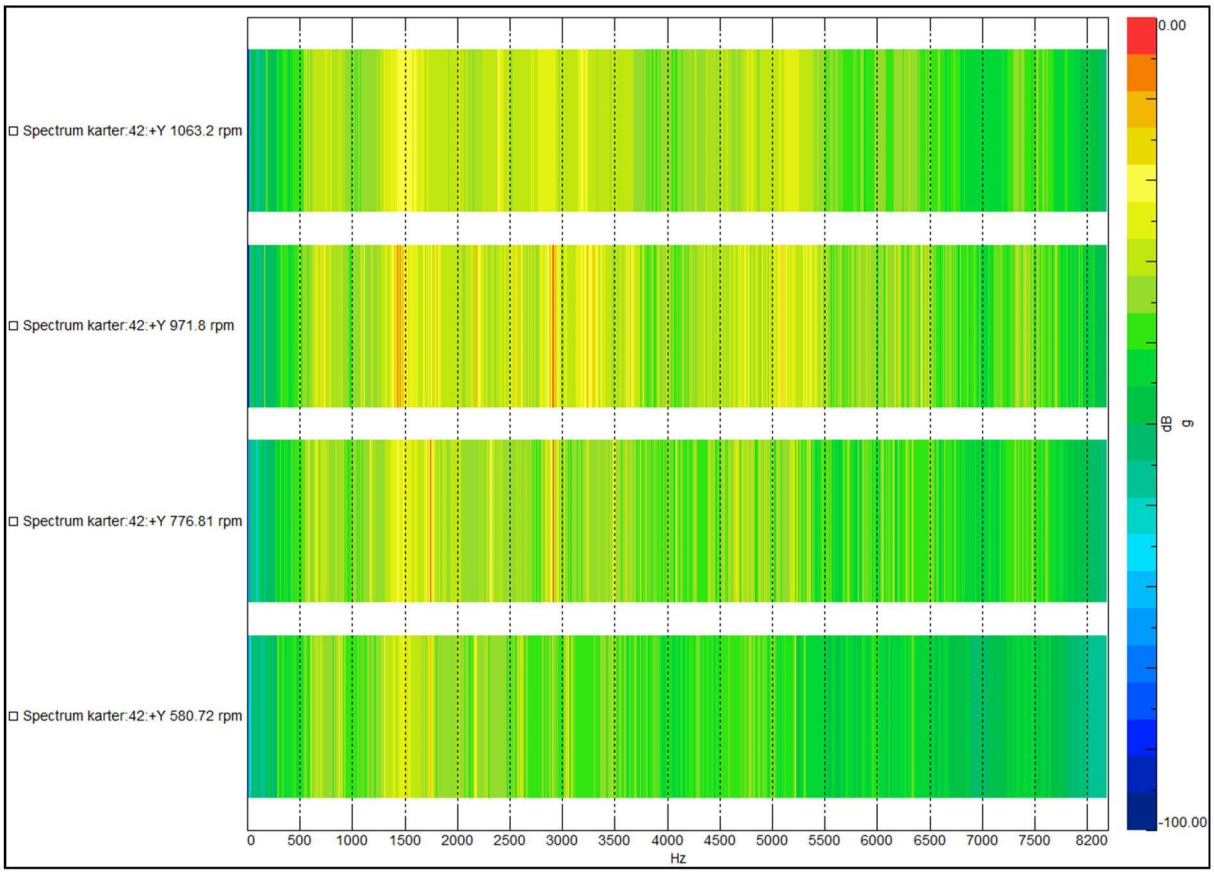


Рисунок 80 – Изменение спектра узла karter:42 в зависимости от частоты вращения

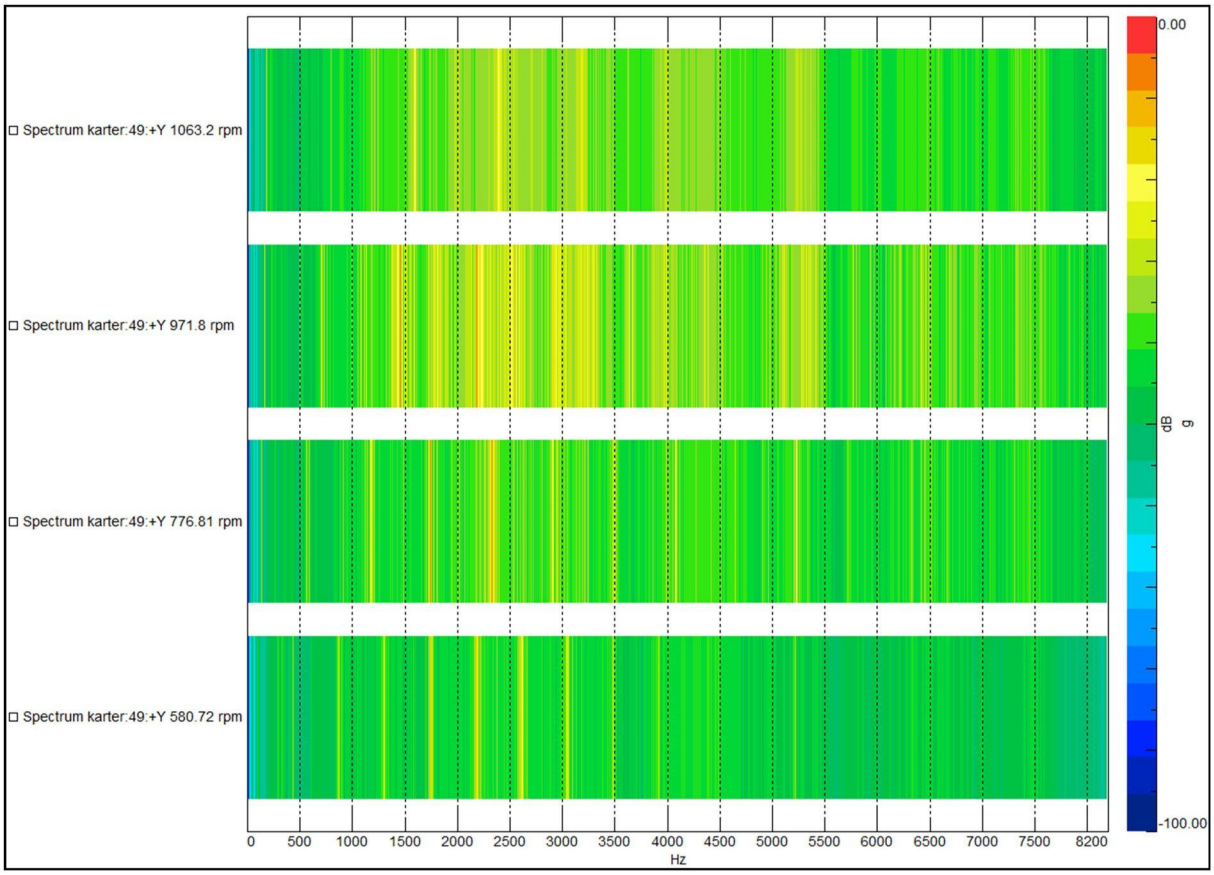


Рисунок 81 – Изменение спектра узла karter:49 в зависимости от частоты вращения

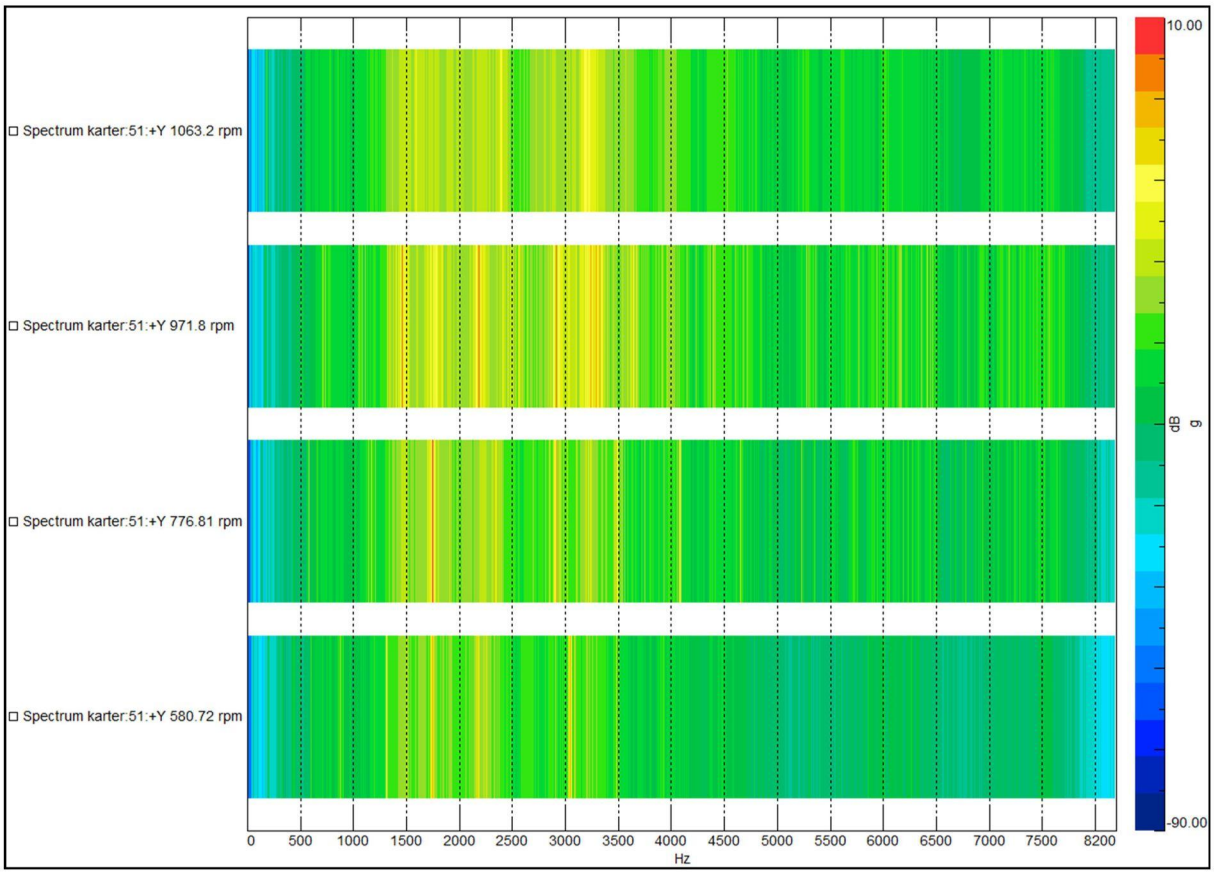


Рисунок 82 – Изменение спектра узла karter:51 в зависимости от частоты вращения

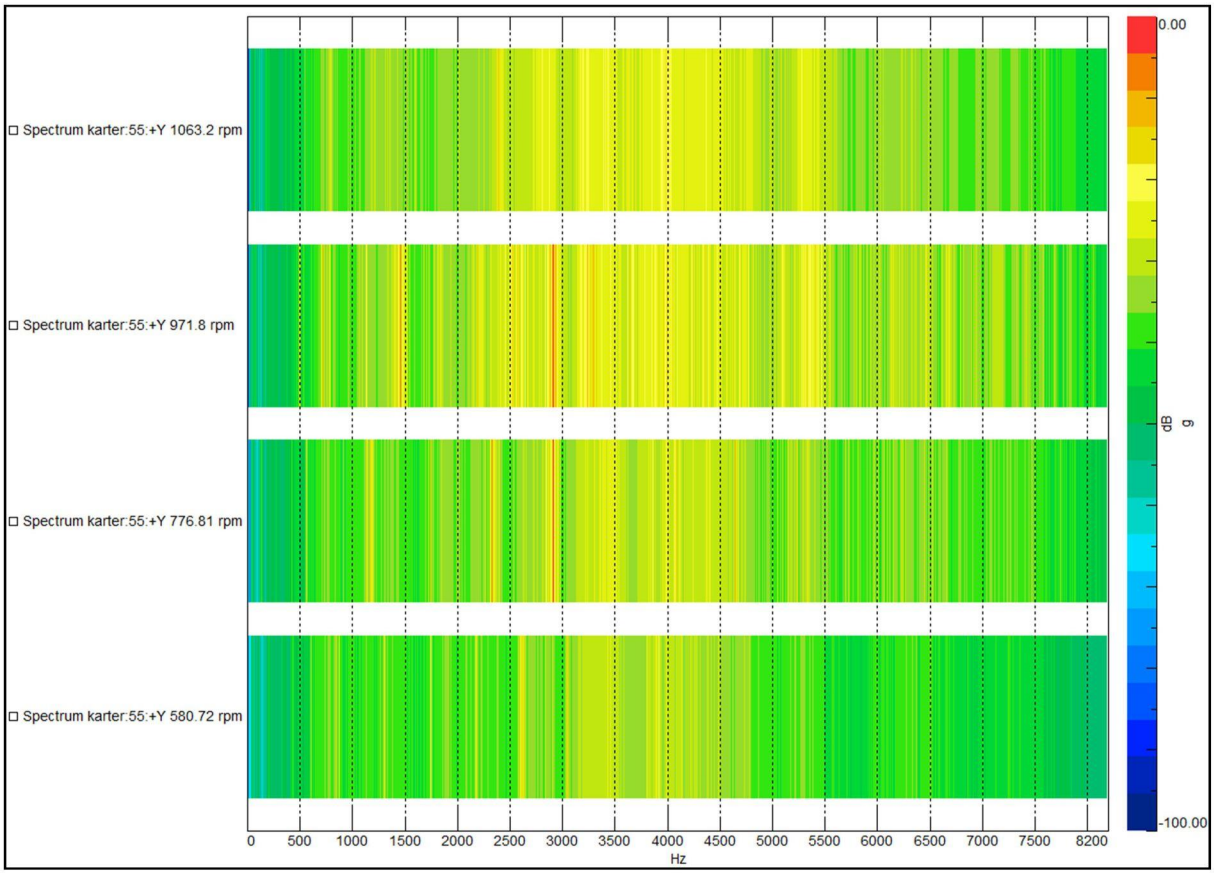


Рисунок 83 – Изменение спектра узла karter:55 в зависимости от частоты вращения

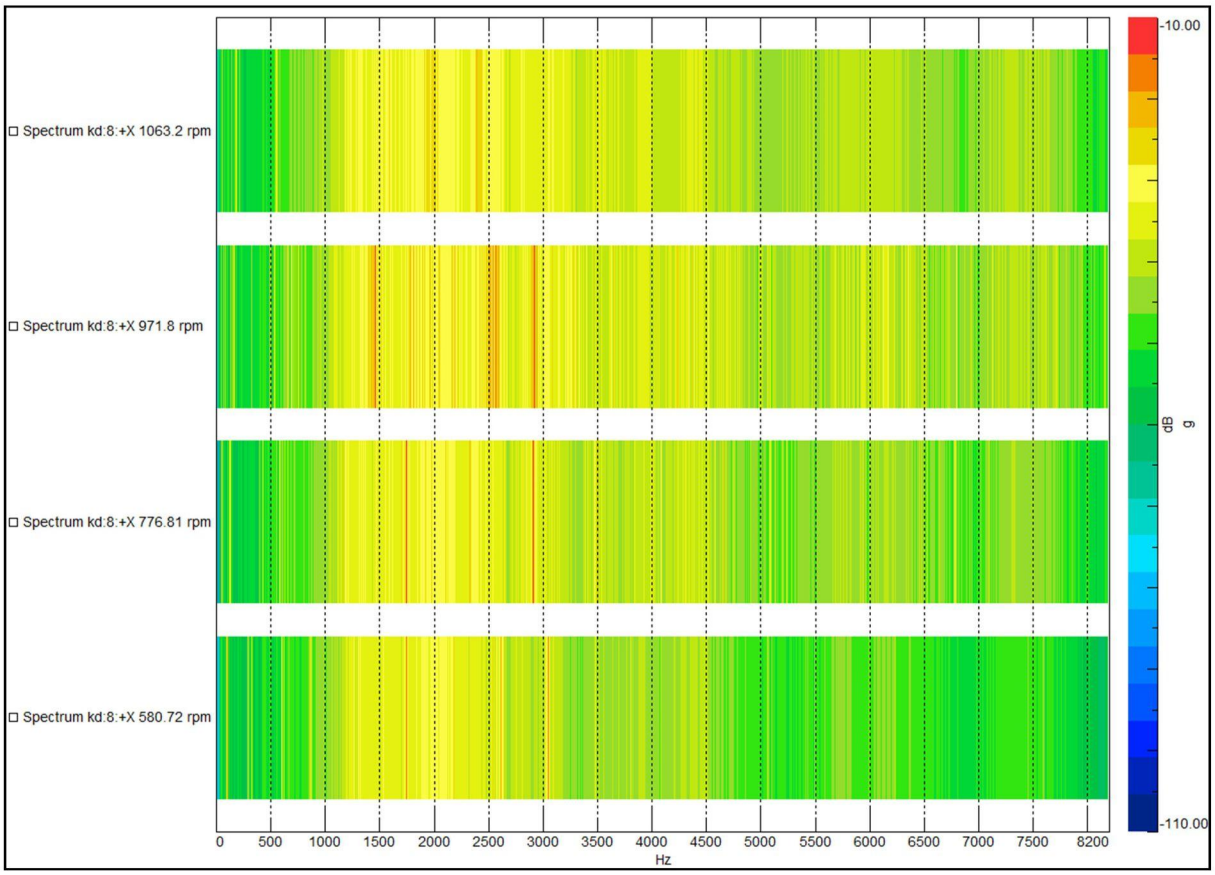


Рисунок 84 – Изменение спектра узла kd:8 в зависимости от частоты вращения

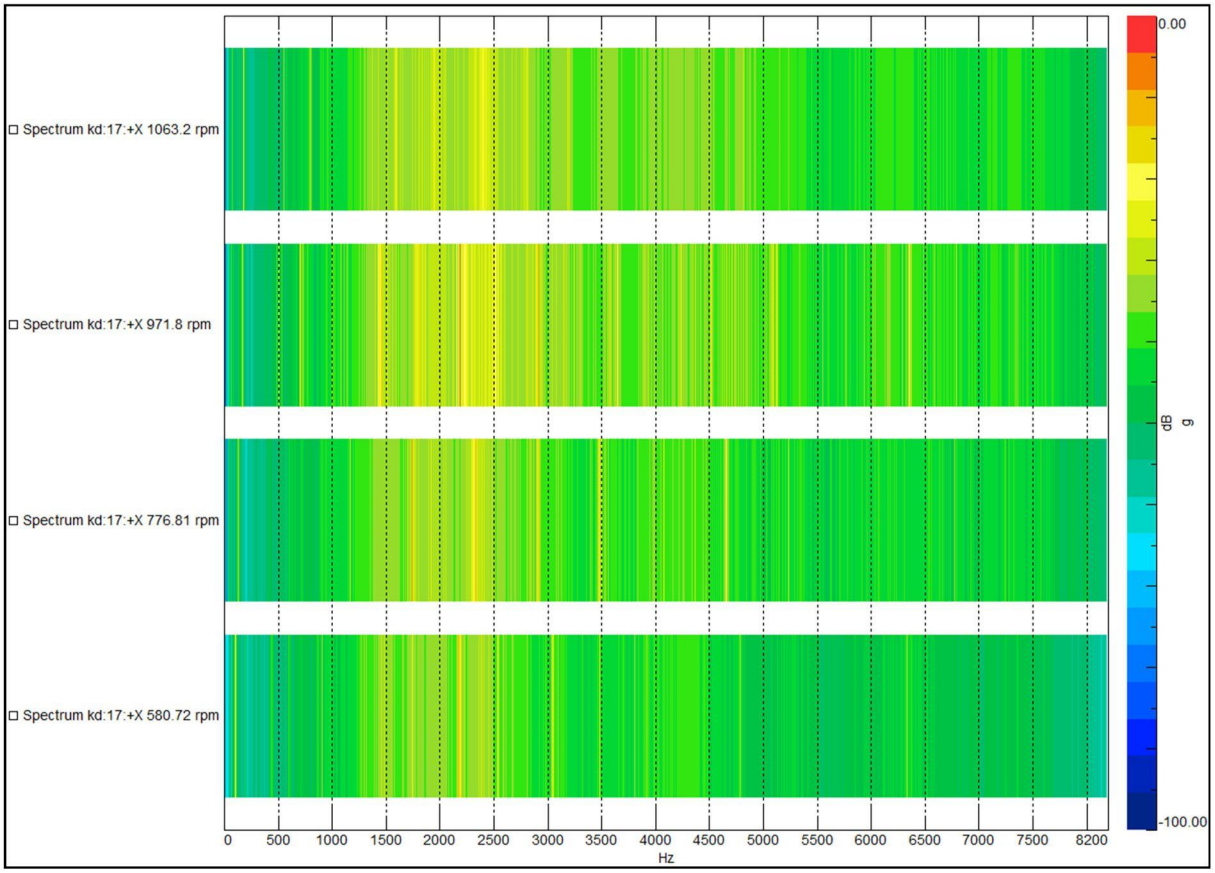


Рисунок 85 – Изменение спектра узла kd:17 в зависимости от частоты вращения

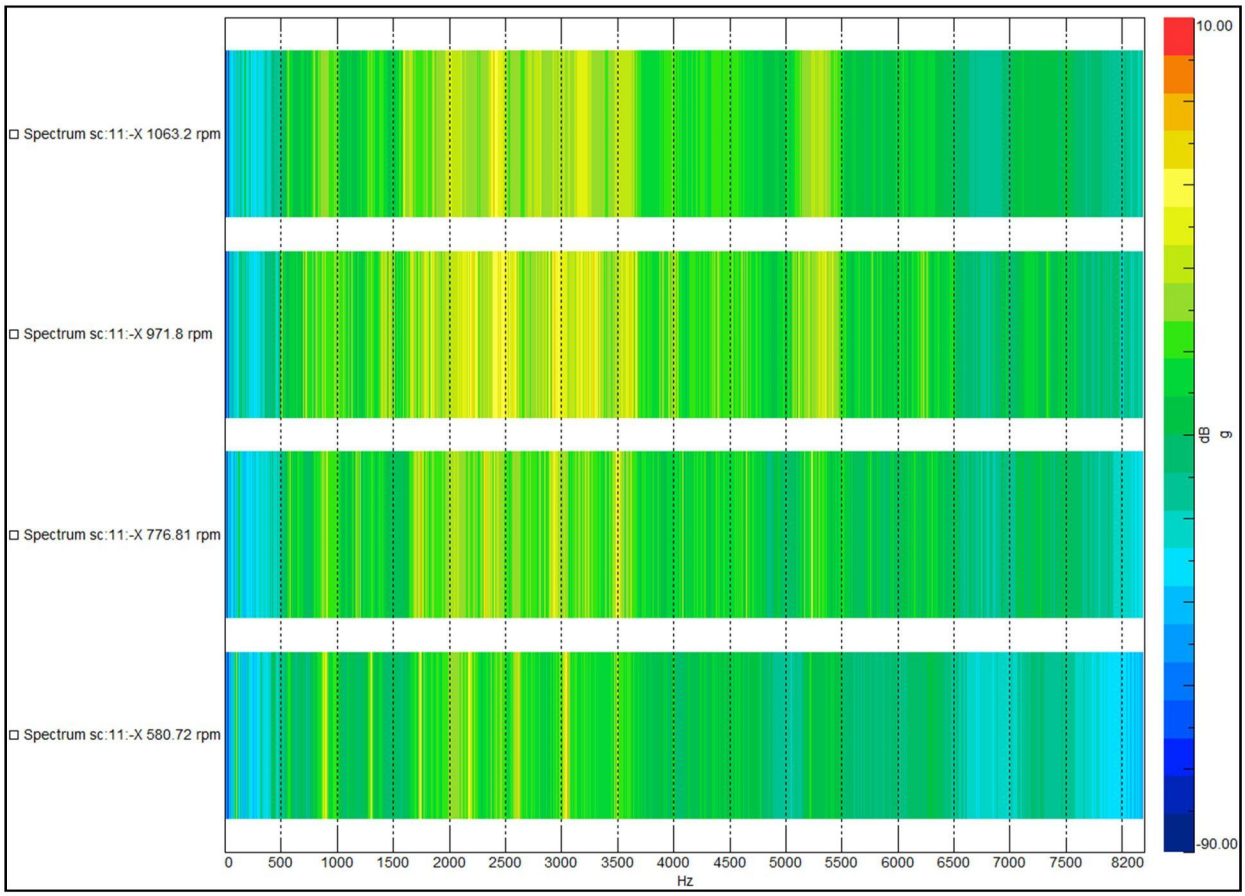


Рисунок 86 – Изменение спектра узла sc:11 в зависимости от частоты вращения

Ниже, на рисунках 87…97 представлены спектры вибрации узлов на 9-ой передаче АКП трансмиссии.

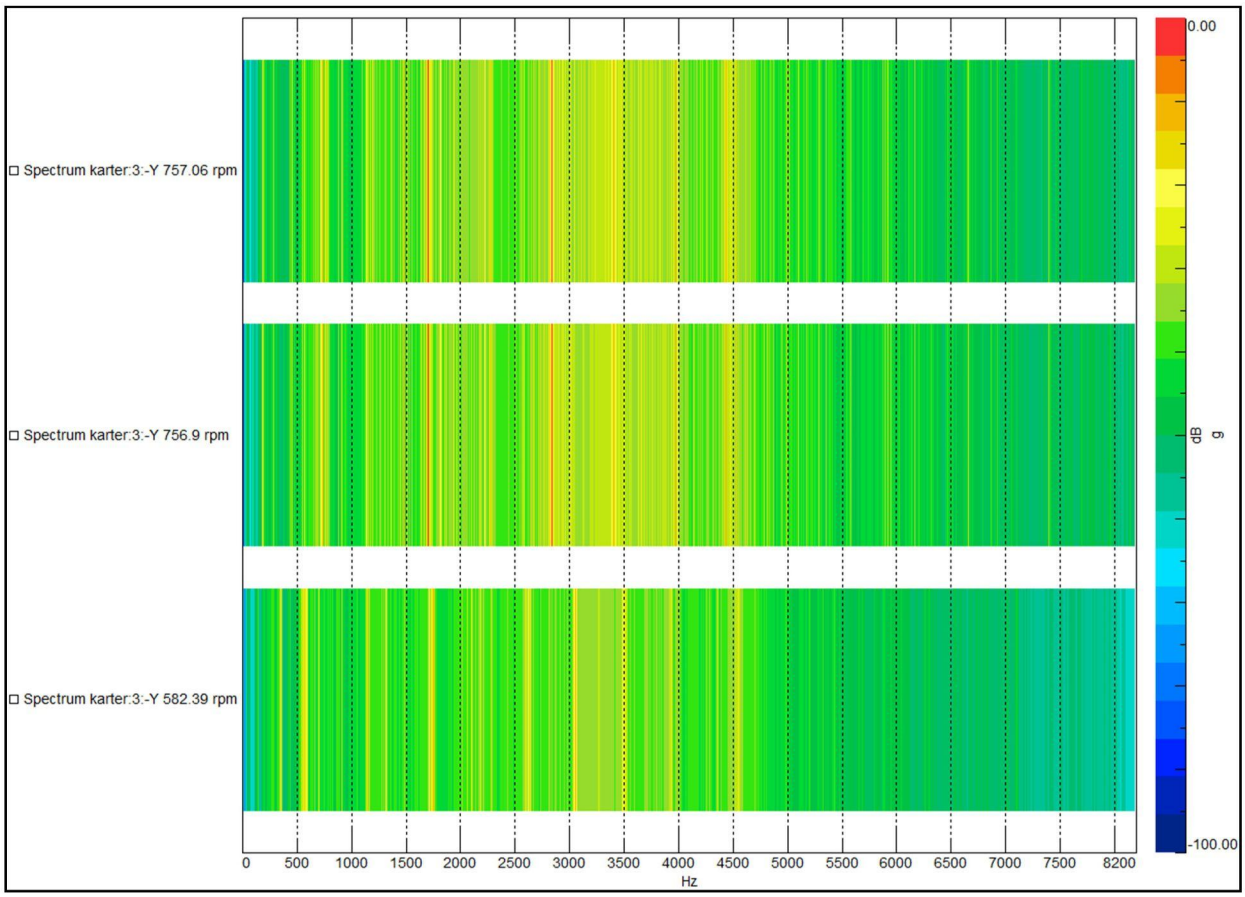


Рисунок 87 – Изменение спектра узла karter:3 в зависимости от частоты вращения

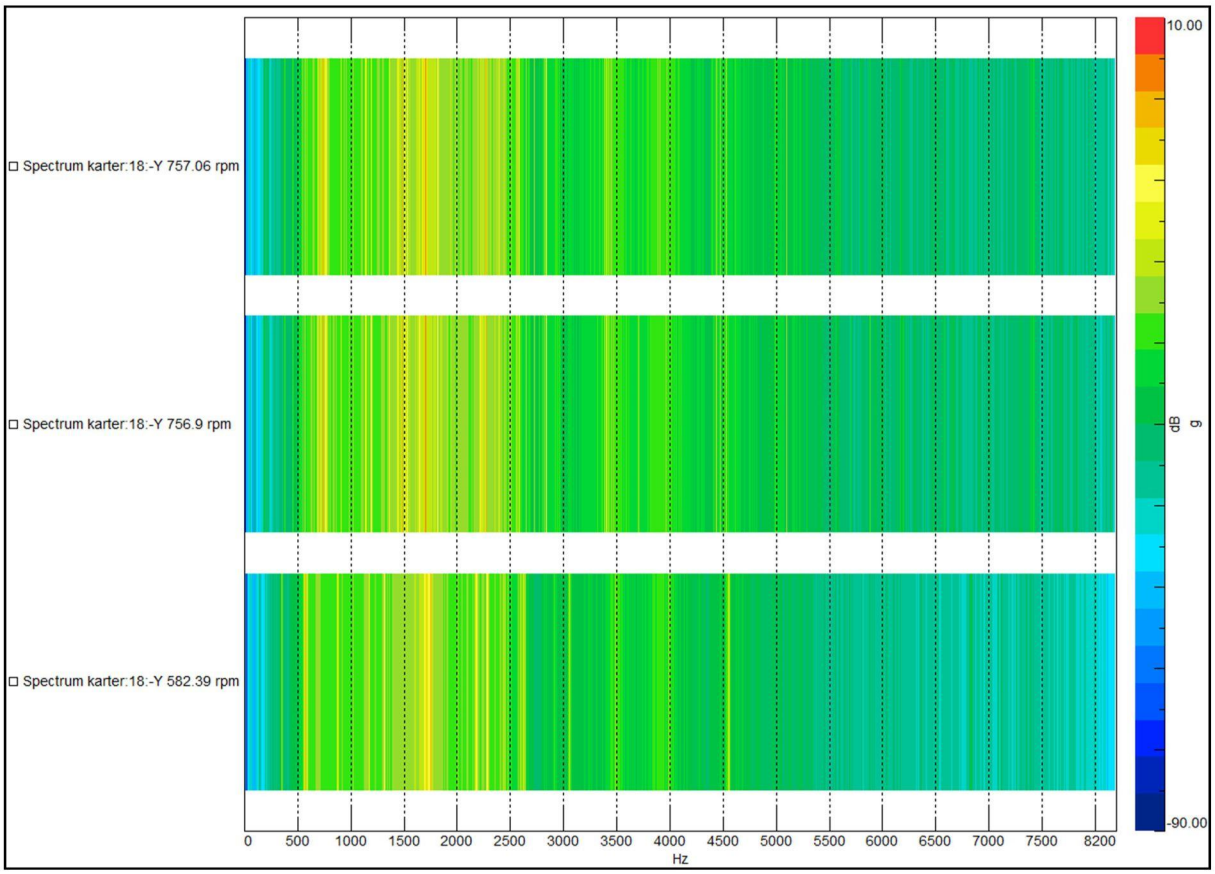


Рисунок 88 – Изменение спектра узла karter:18 в зависимости от частоты вращения

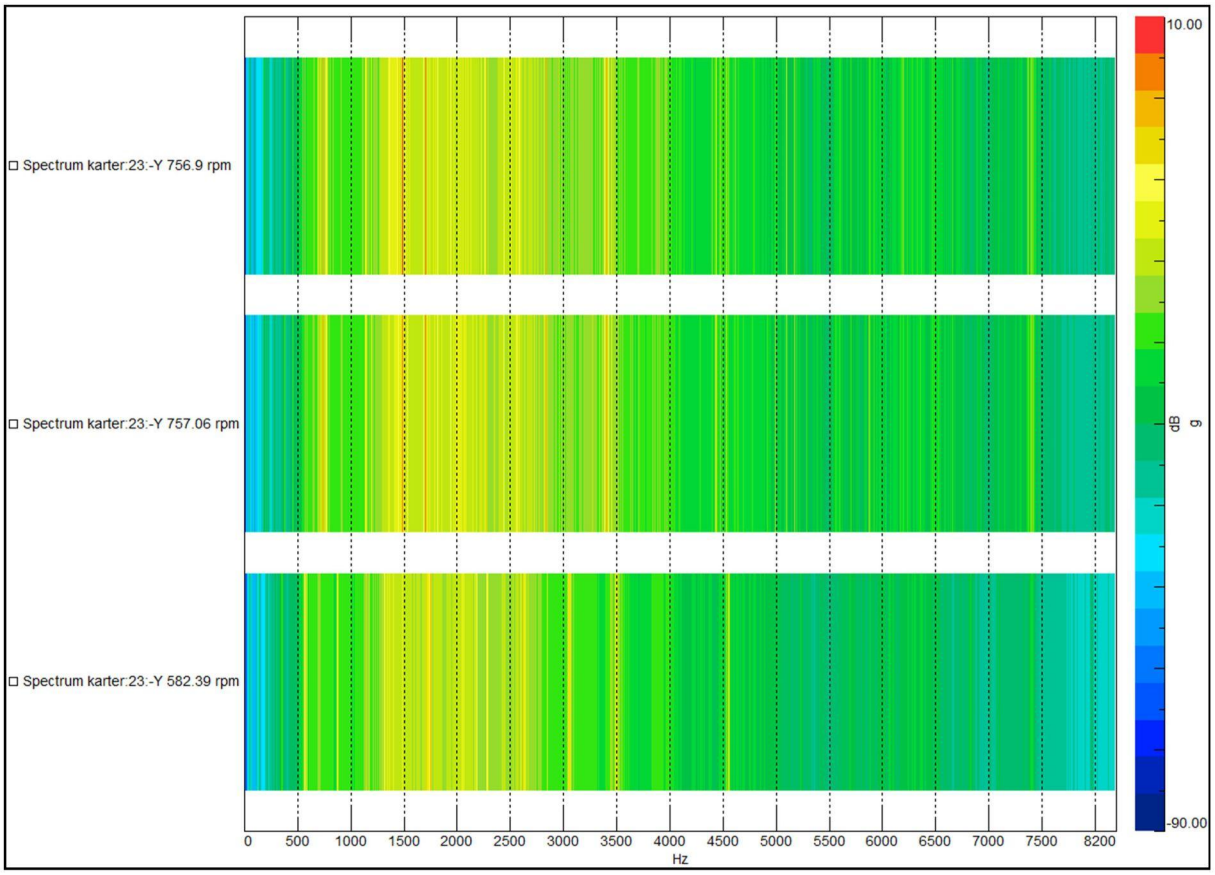


Рисунок 89 – Изменение спектра узла karter:23 в зависимости от частоты вращения

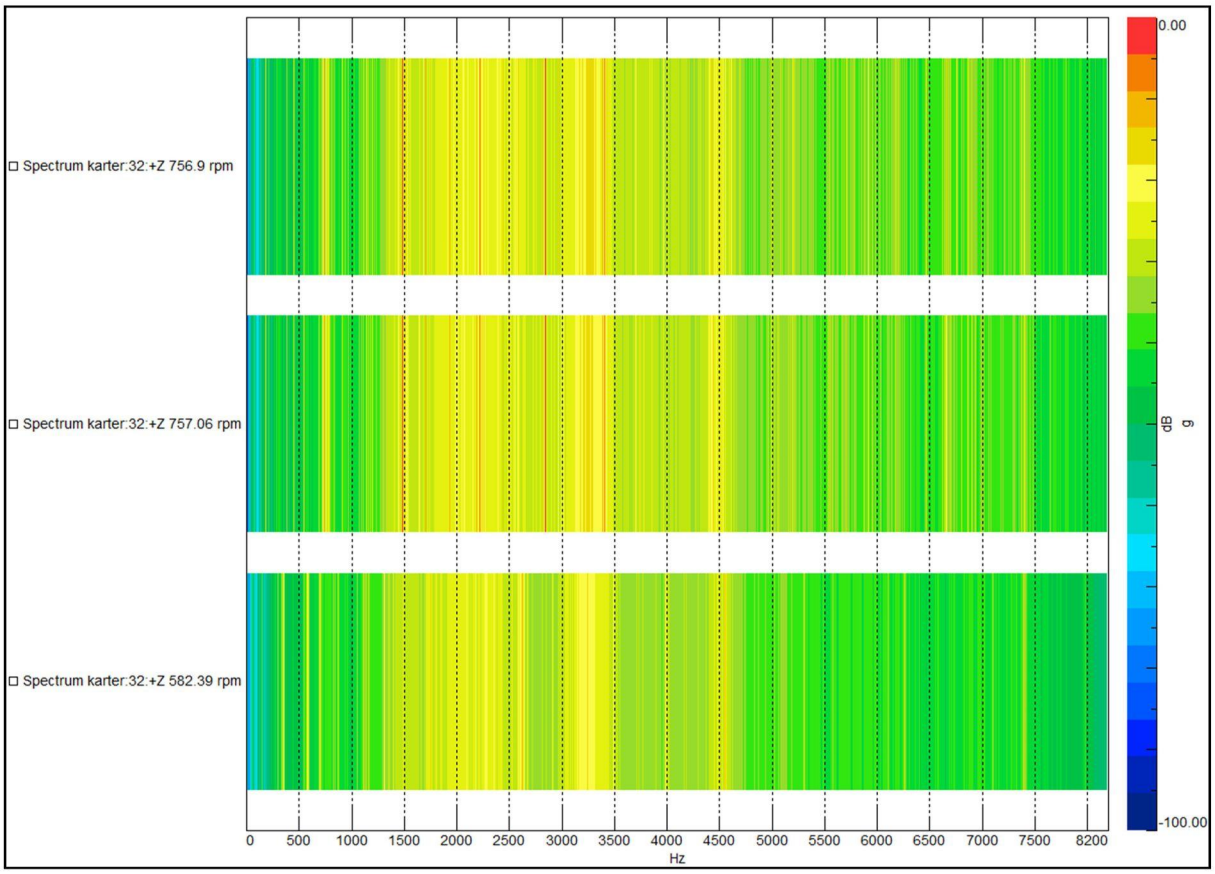


Рисунок 90 – Изменение спектра узла karter:32 в зависимости от частоты вращения

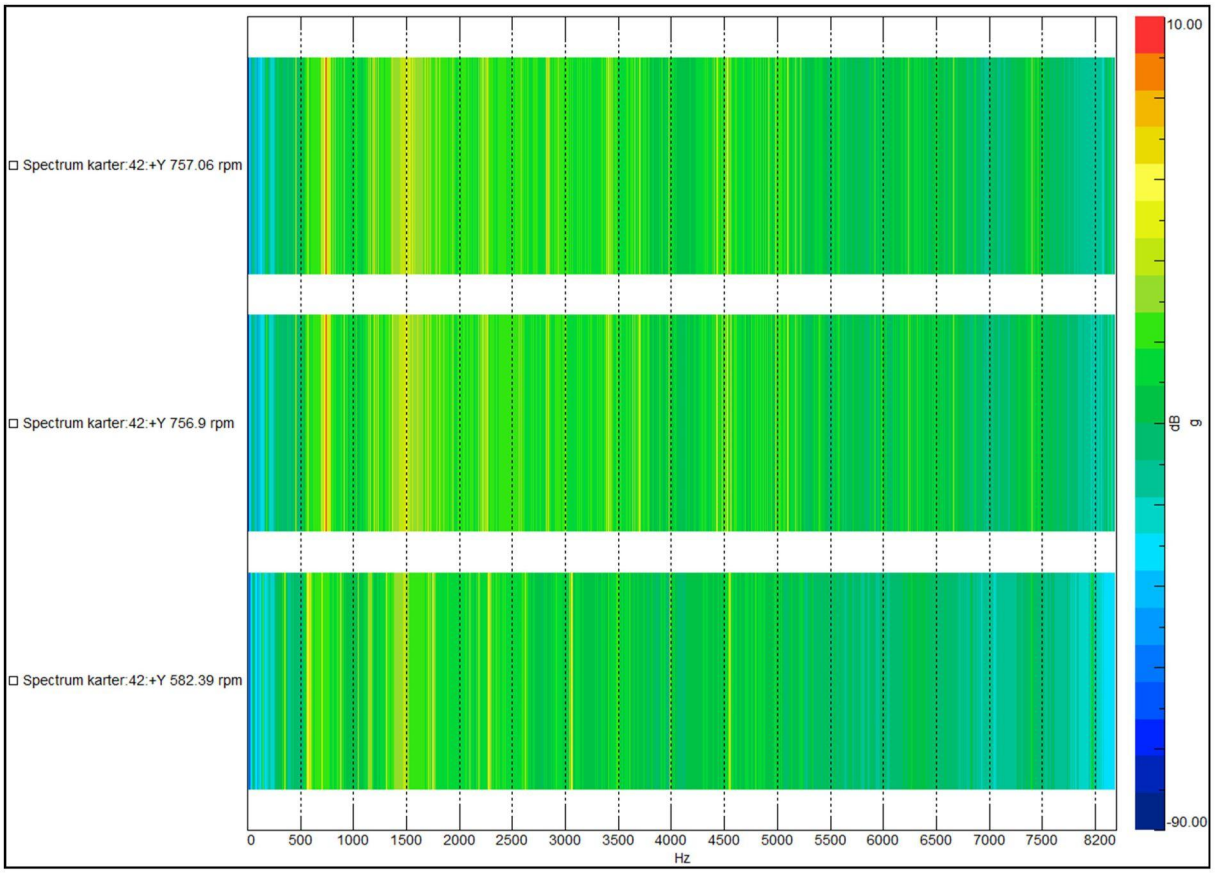


Рисунок 91 – Изменение спектра узла karter:42 в зависимости от частоты вращения

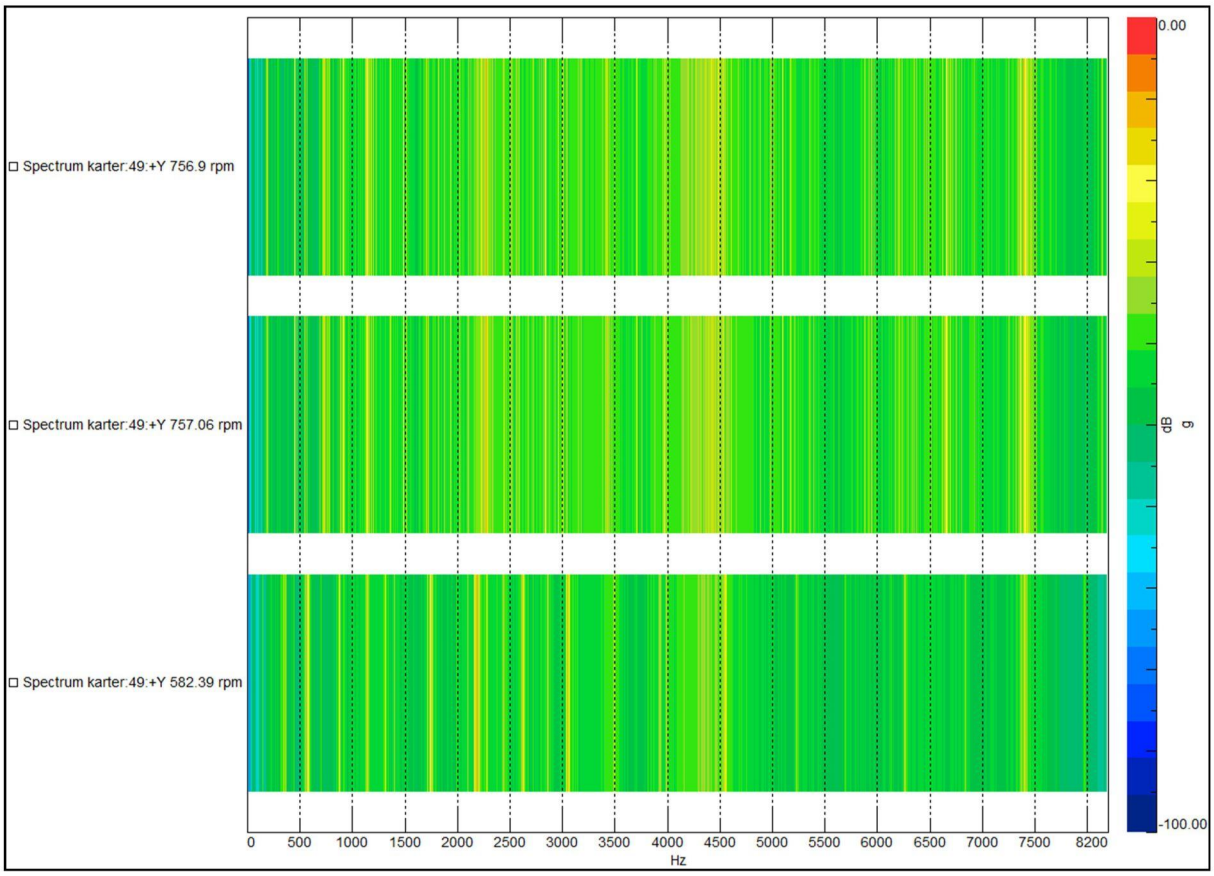


Рисунок 92 – Изменение спектра узла karter:49 в зависимости от частоты вращения

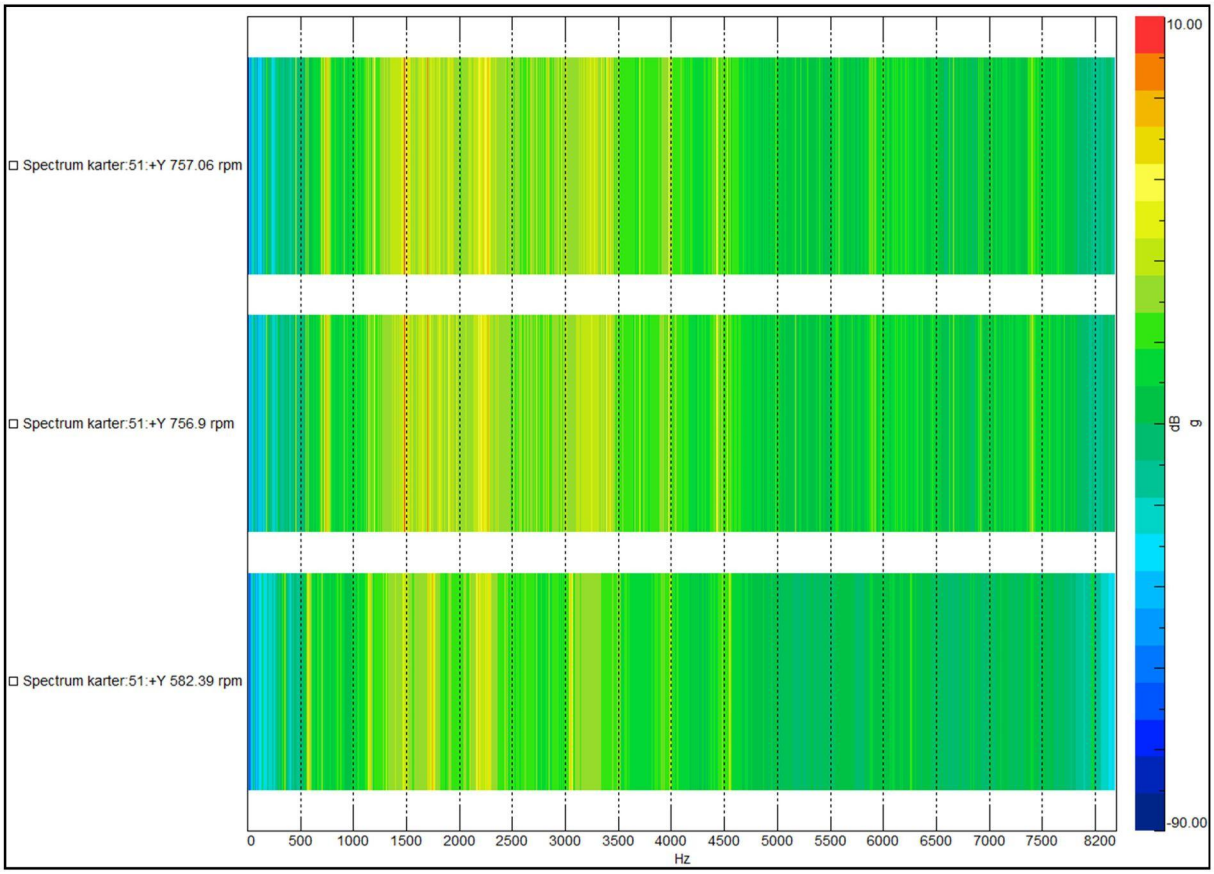


Рисунок 93 – Изменение спектра узла karter:51 в зависимости от частоты вращения

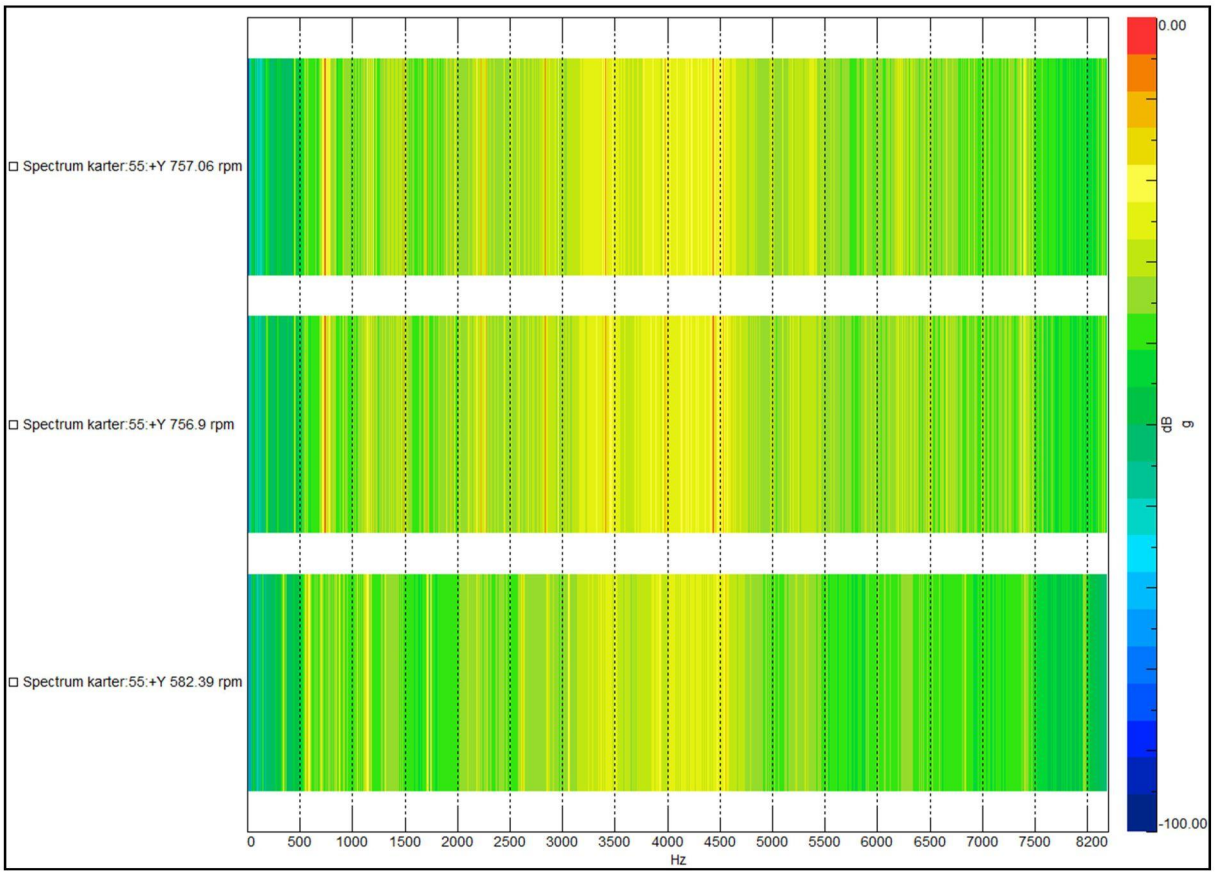


Рисунок 94 – Изменение спектра узла karter:55 в зависимости от частоты вращения

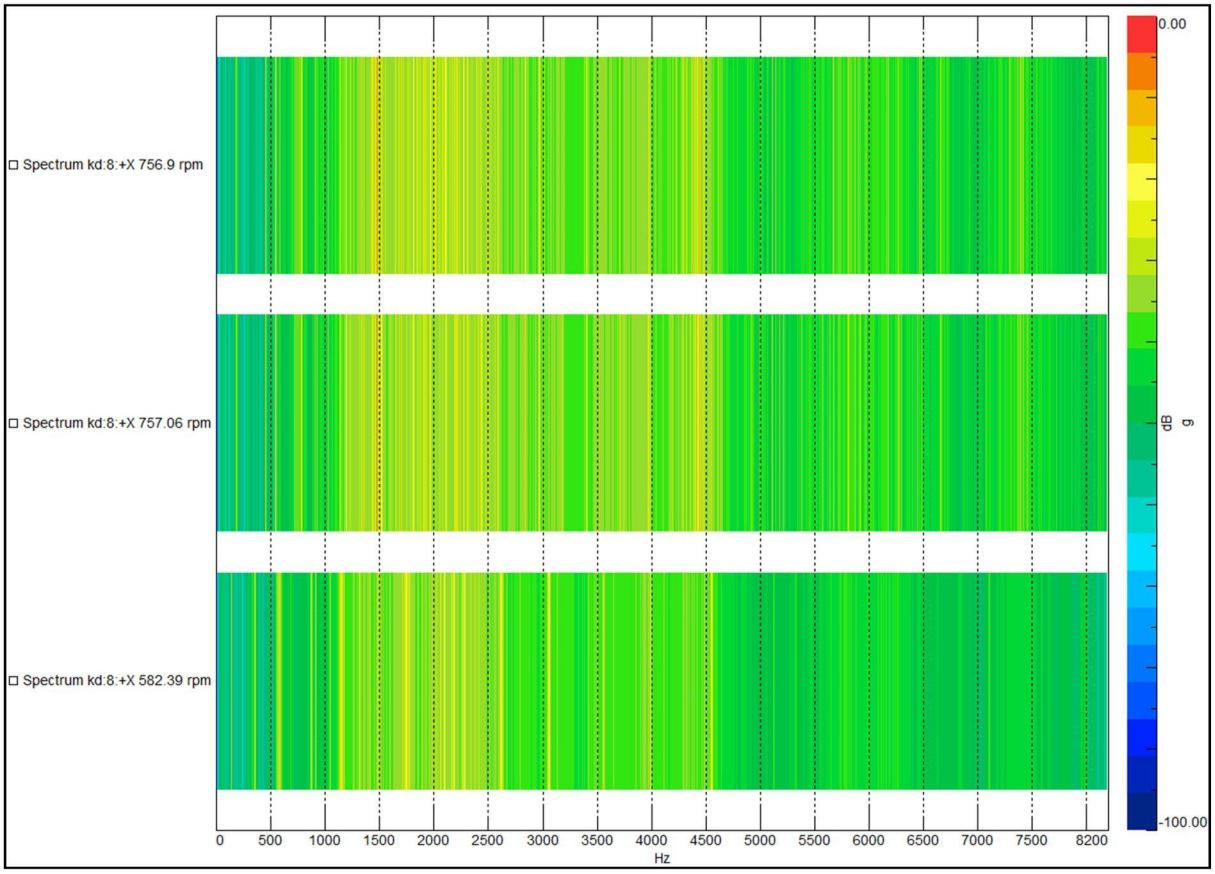


Рисунок 95 – Изменение спектра узла kd:8 в зависимости от частоты вращения

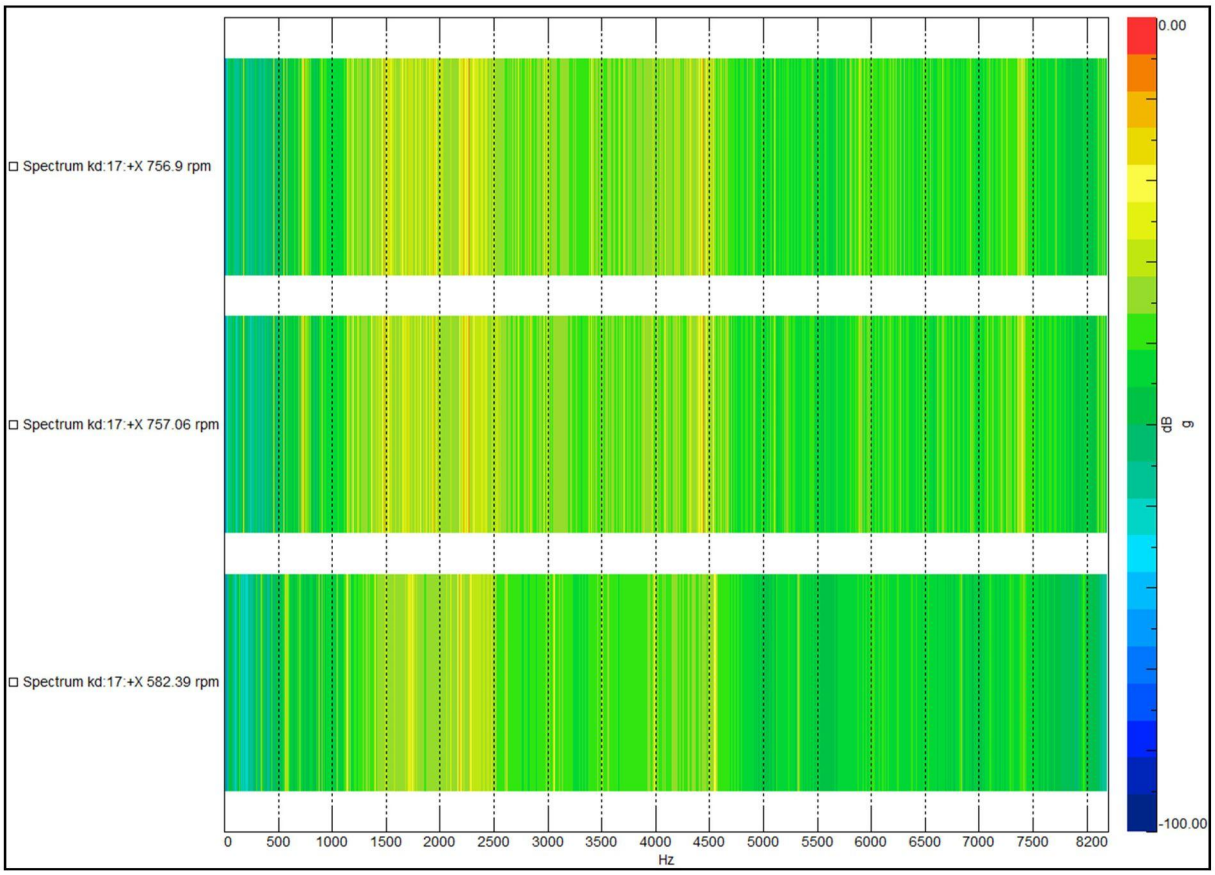


Рисунок 96 – Изменение спектра узла kd:17 в зависимости от частоты вращения

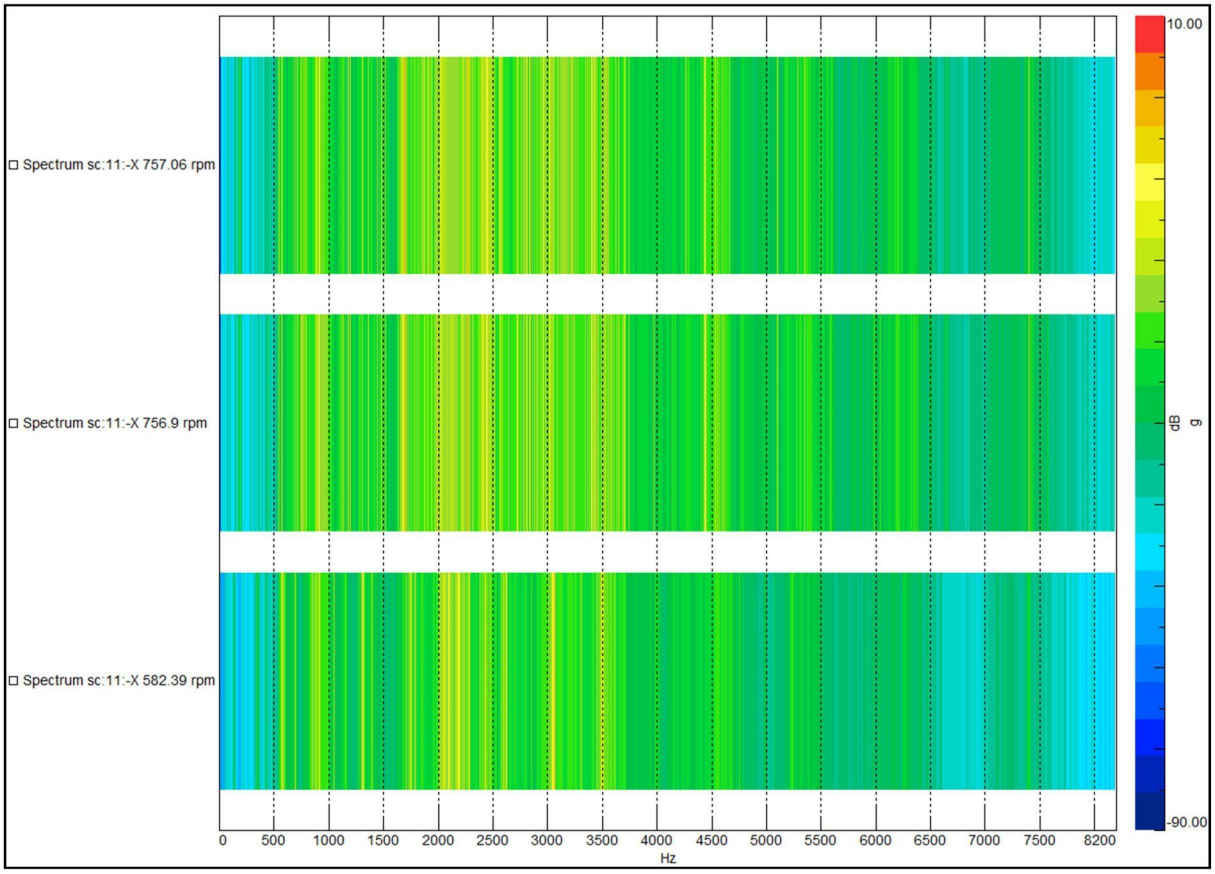


Рисунок 97 – Изменение спектра узла sc:11 в зависимости от частоты вращения

Приложение Г

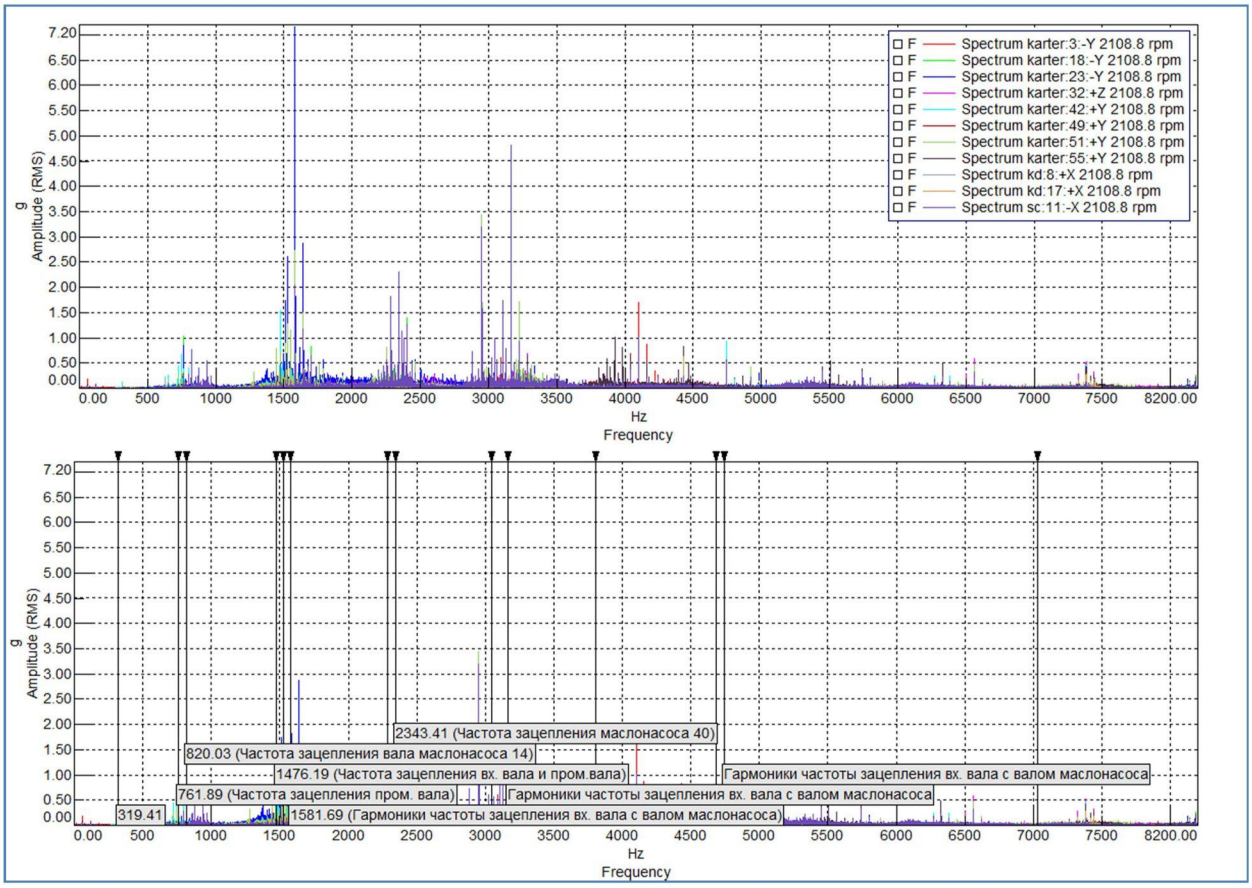


Рисунок 1 – Характерные частоты АКП трансмиссии на 2-ой передаче и 2109 об/мин

Из рисунка 1 следует:

1. Наибольшие пики также показывают первые две гармоники зацепления входного вала и вала маслонасоса, частота 1-ой гармоники – 1581 Гц.

2. Все наиболее значимые гармоники окружены пиками боковых частот, разность между которыми равна частоте вращения соответствующего вала. Например, частота зацепления вала маслонасоса 820 Гц имеет боковые частоты с разностью 58,6 Гц.

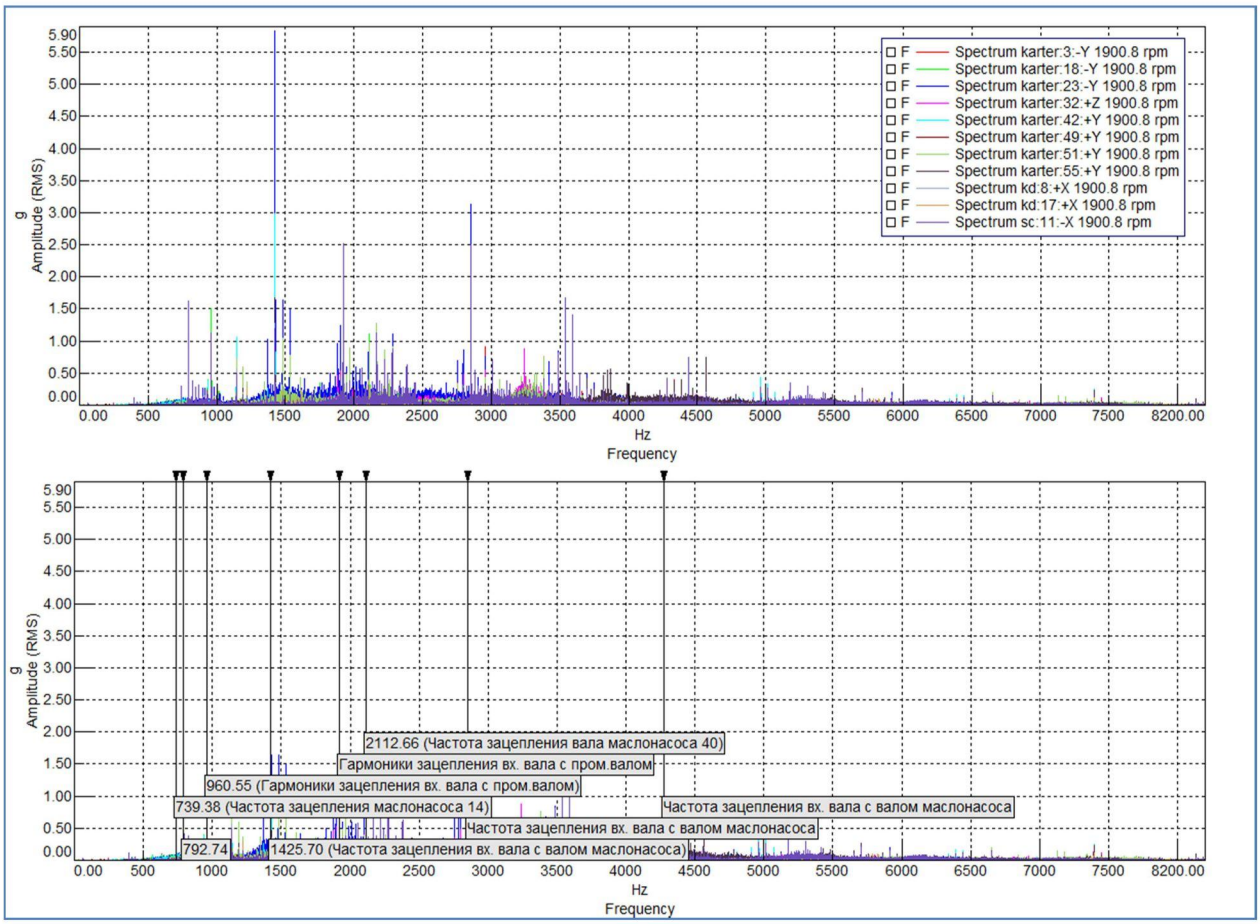


Рисунок 2 – Характерные частоты АКП трансмиссии на 3-ей передаче и 1901 об/мин

Из рисунка 2 следует:

1. На этой передаче также два наибольших пика представлены частотой зацепления входного вала и вала маслонасоса (1-я гармоника – 1425 Гц). Они просматриваются вплоть до 5-ой гармоники.
2. Вторые по уровню пики – это частоты промежуточного вала 960 Гц.
3. Все гармоники, как правило, также образуют группу с собственными боковыми частотами.

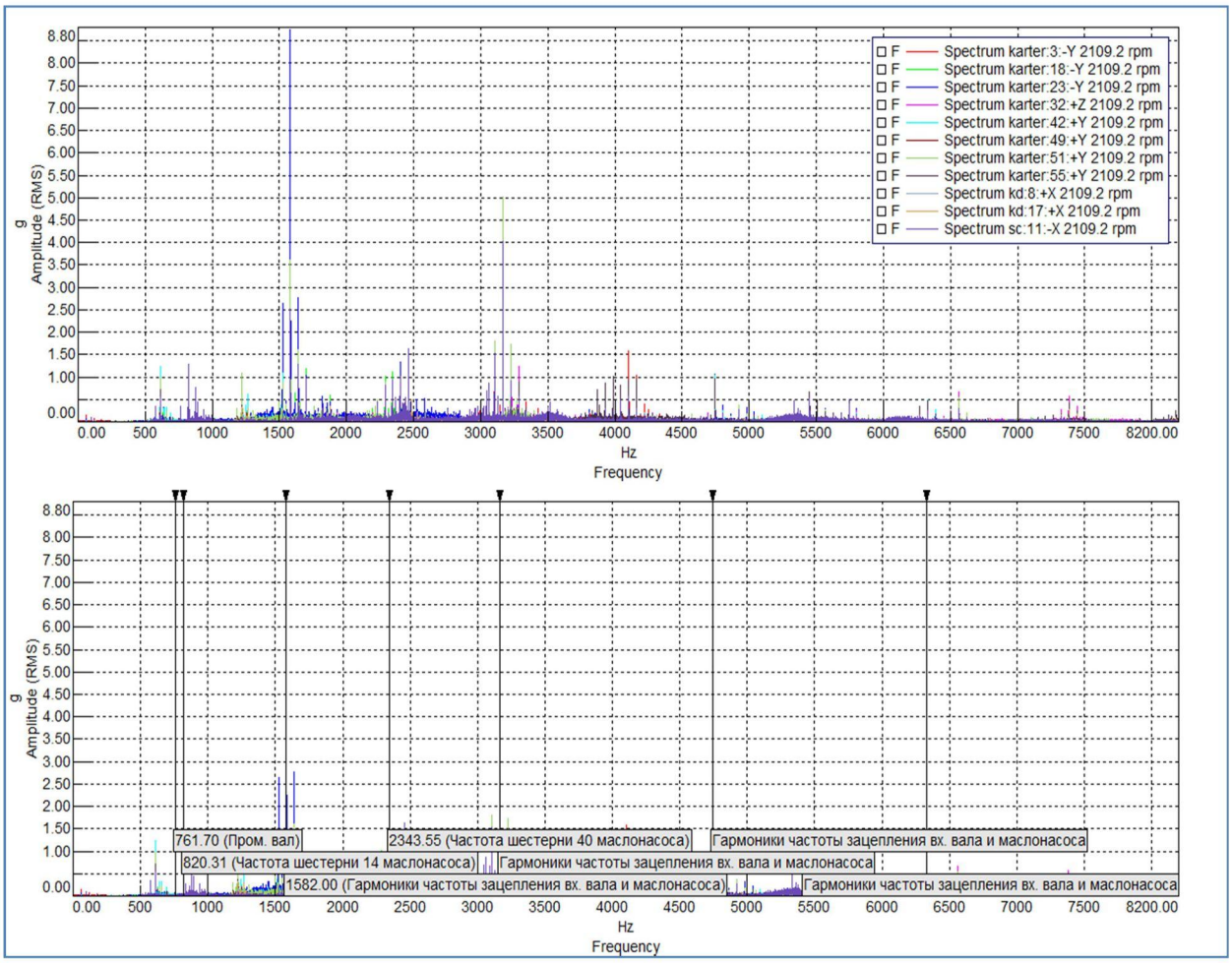


Рисунок 3 – Характерные частоты АКП трансмиссии на 4-ой передаче и 2109 об/мин

Из рисунка 3 следует:

1. На 4-ой передаче промежуточный вал не используется и идет прямая передача мощности на выходной вал, но при этом частота промежуточного вала 762 Гц видна. Амплитуда этого пика небольшая.

2. Пики, находящиеся между 500 и 1000 Гц вероятнее всего, связаны с автоматически включаемыми валами для либо 3-ей, либо для 5-ой передачи, которые в этот момент не передают мощности. Предположительно, это может быть пик с частотой 609,2 Гц.

3. Наибольшие два пика относятся также к маслонасосу – это 1-я гармоника 1581,75 Гц и 2-я гармоника – 3164 Гц.

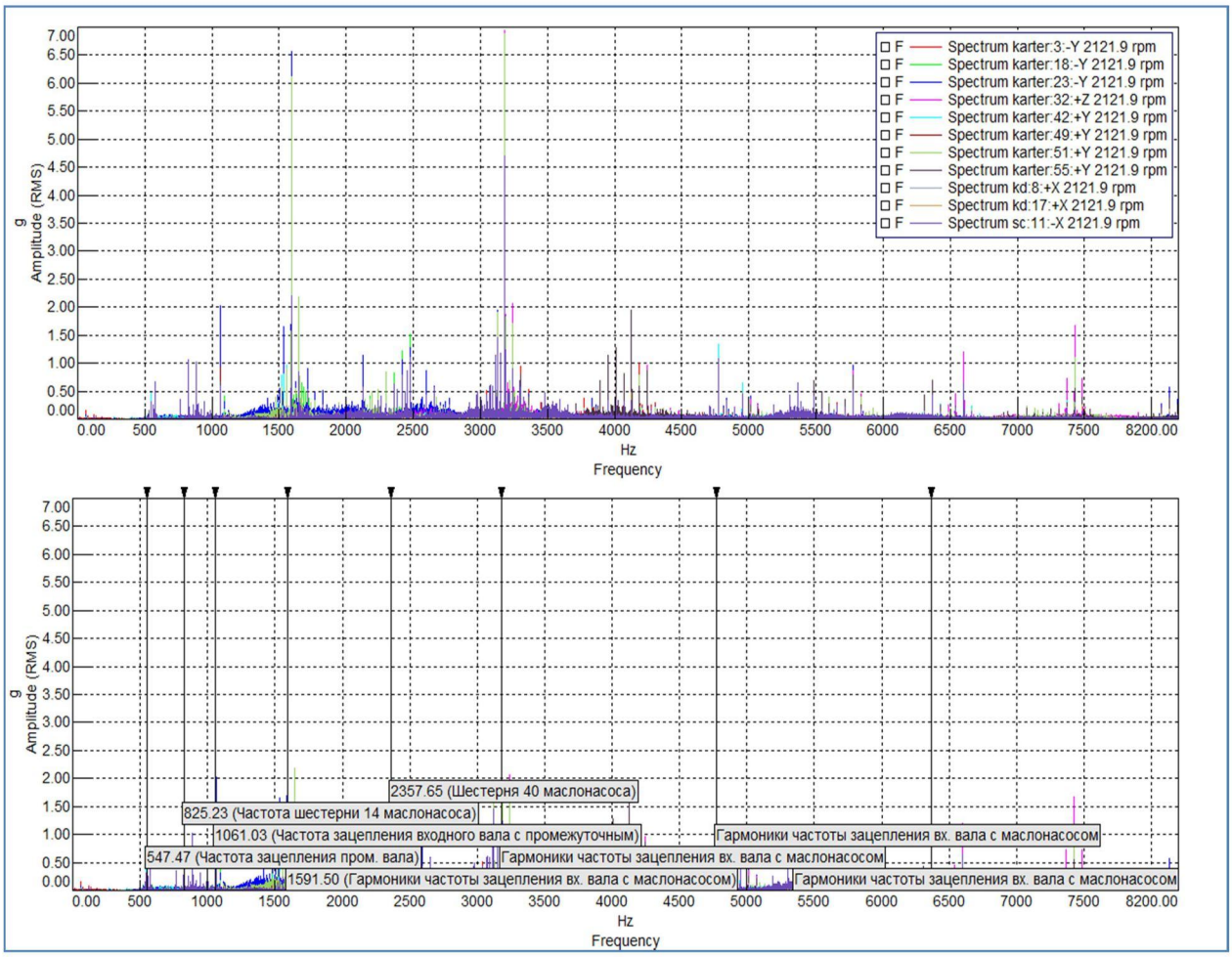


Рисунок 4 – Характерные частоты АКП трансмиссии на 5-ой передаче и 2122 об/мин

Из рисунка 4 следует:

1. Наибольший пик имеет 2-я гармоника частоты зацепления входного вала с валом маслонасоса - 3183 Гц. Гармоники этой частоты просматриваются до 5-ой гармоники. Каждая гармоника окружена несколькими боковыми частотами, равными оборотной частоте вала маслонасоса.

2. Просматриваются до 4-х гармоник частоты вращения вала маслонасоса, начиная от 58,9 Гц.

3. Частота промежуточного вала – 547,76 Гц, просматривается вплоть до 5-ой гармоники.

4. Частота зацепления входного вала с промежуточным валом (1061 Гц) просматривается вплоть до 7-ой гармоники.

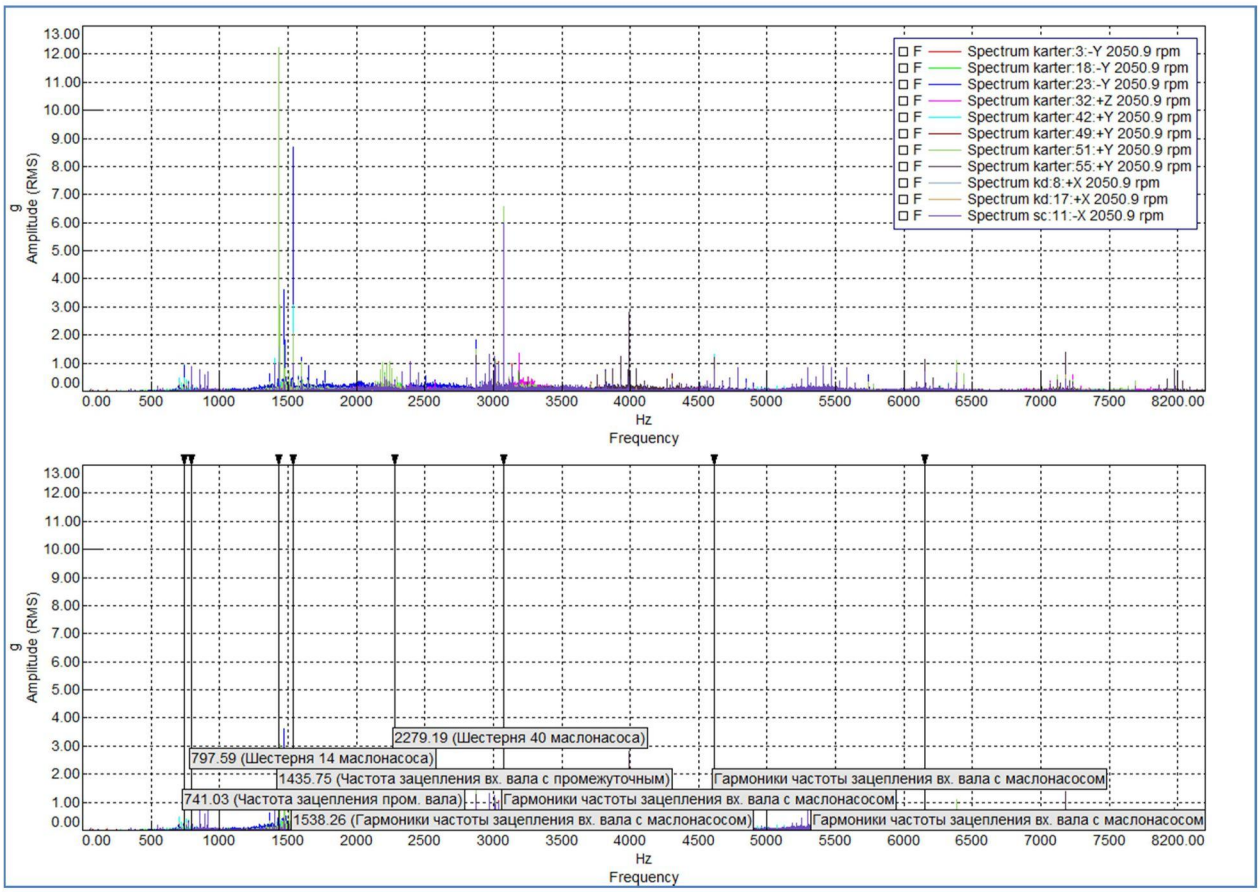


Рисунок 5 – Характерные частоты АКП трансмиссии на 6-ой передаче и 2051 об/мин

Из рисунка 5 следует:

1. На этом режиме наибольший пик имеет 1-я гармоника частоты зацепления входного вала с промежуточным валом – 1435 Гц. Гармоники этой частоты просматриваются до 5-ой гармоники. Каждая гармоника окружена несколькими боковыми частотами, с шагом, равным частоты вращения входного вала.

2. Гармоники частоты зацепления входного вала с маслонасосом на этой передаче не являются наибольшими в отличие от других режимов. Наибольшей из этих гармоник здесь является 1-я гармоника с частотой 1538 Гц.

3. Просматриваются до 5-х гармоник частоты вращения вала маслонасоса, начиная от 57 Гц.

4. Частота промежуточного вала – 541 Гц. Просматривается вплоть до 5-ой гармоники.

5. Частота шестерни 14 маслонасоса – 798 Гц.

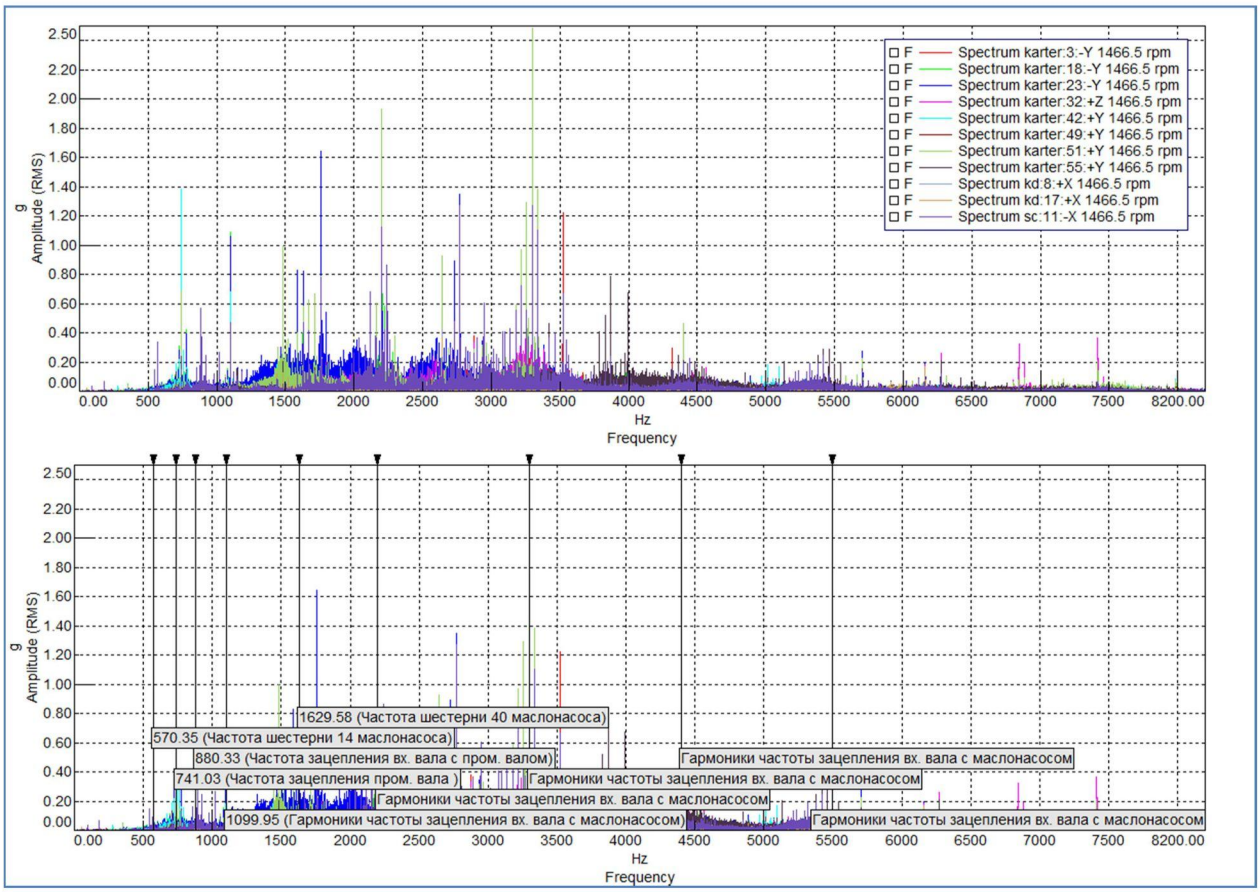


Рисунок 6 – Характерные частоты АКП трансмиссии на 7-ой передаче и 1466 об/мин

Из рисунка 6 следует:

1. Наибольший пик имеет 3-я гармоника частоты зацепления входного вала с валом маслонасоса - 3299,5 Гц. Гармоники этих частот просматриваются до 5-ой гармоники. Каждая гармоника окружена несколькими боковыми частотами, равными оборотной частоте вала маслонасоса.
2. Частота вала маслонасоса не просматривается вообще.
3. Частота промежуточного вала – 741 Гц. Просматривается вплоть до 3-ой гармоники.
4. Частота зацепления входного вала с промежуточным валом (879,6 Гц) просматривается вплоть до 3-ей гармоники.

Приложение Д

На 2-ой передаче на частоте вращения 2200 об/мин на спектре акустического давления мы видим наибольшие пики в районе 2910 Гц и 1600 Гц. Эти два пика являлись наибольшими по амплитуде, превышающими уровень в 80 дБ. Ниже, на рисунке 1 показан график спектра акустического давления на 2-ой передаче.

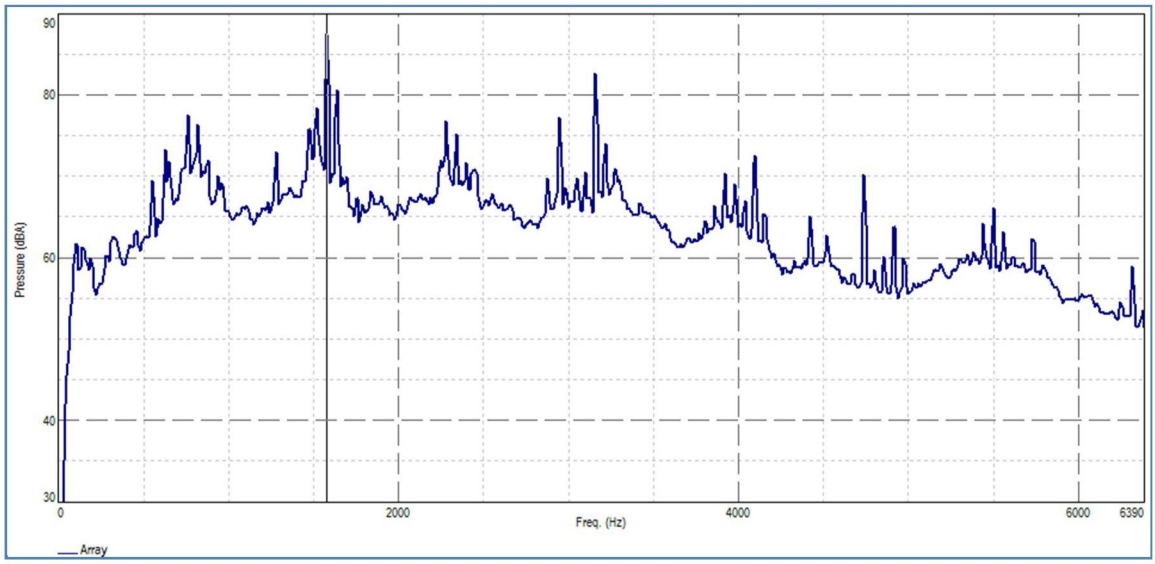


Рисунок 1 – Спектр акустического давления на 2-й передаче, 2200 об/мин

Ниже, на рисунке 2 показано распределение акустического давления на АКП трансмиссии в полосе частот 1450…1700 Гц, что представляет собой область в районе первого пика.

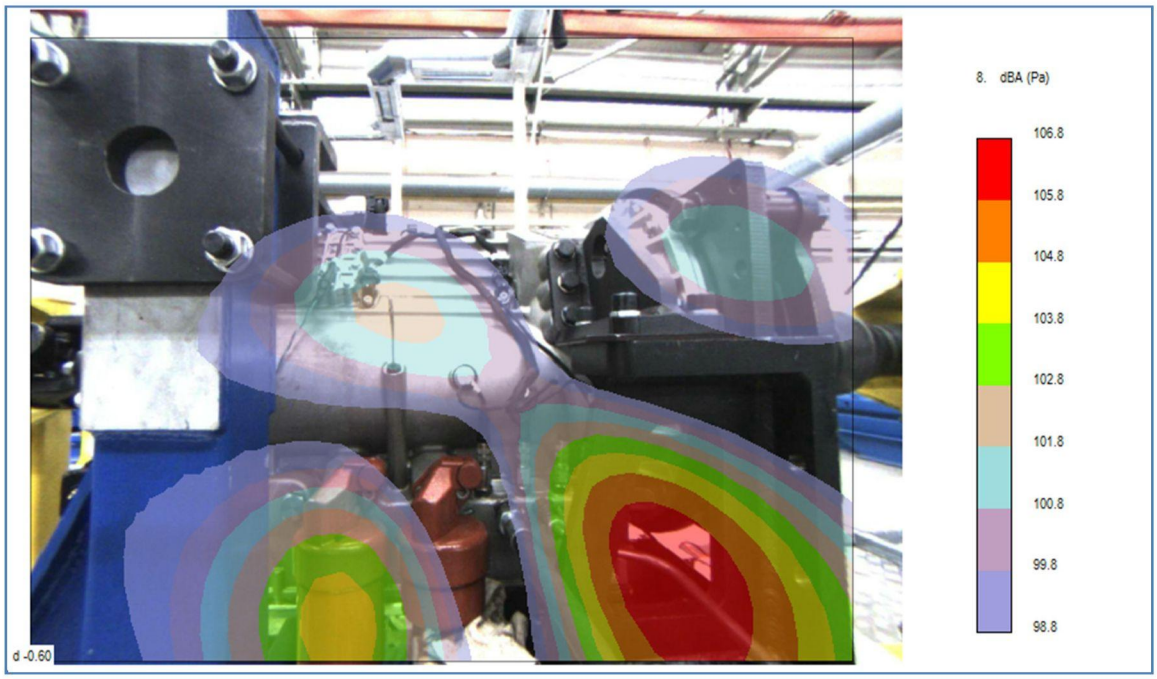


Рисунок 2 – Распределение акустического давления на 2-й передаче, 2200 об/мин, частота 1450…1700 Гц

Здесь находится наибольший пик по акустическому давлению: 1580 Гц. Максимум давления расположен вообще вне АКП трансмиссии, очевидно, сторонний шум в этот интервал времени преобладал, отсюда такой не очень объяснимый результат. Тем не менее, если отвлечься от зоны максимума акустического давления (красной зоны), то, судя по цвету других зон, в районе узлов «karter:42», «karter:55» и «karter:51» давление было от 99,8 дБА и выше, то есть очень высокое. И в этой области картера располагалась зона локального максимума акустического давления. Это также неплохо согласуется с частотами собственных форм колебаний 1548 и 1596 Гц.

На этом же графике спектра акустического давления есть полоса частот 3100…3400 Гц, в которую попадают два пика с частотами 3160 и 3280 Гц. Ниже, на рисунке 3 показан вид распределения акустического давления по корпусу АКП трансмиссии на 2-передаче и частоте вращения 2200 об/мин для этой полосы частот.

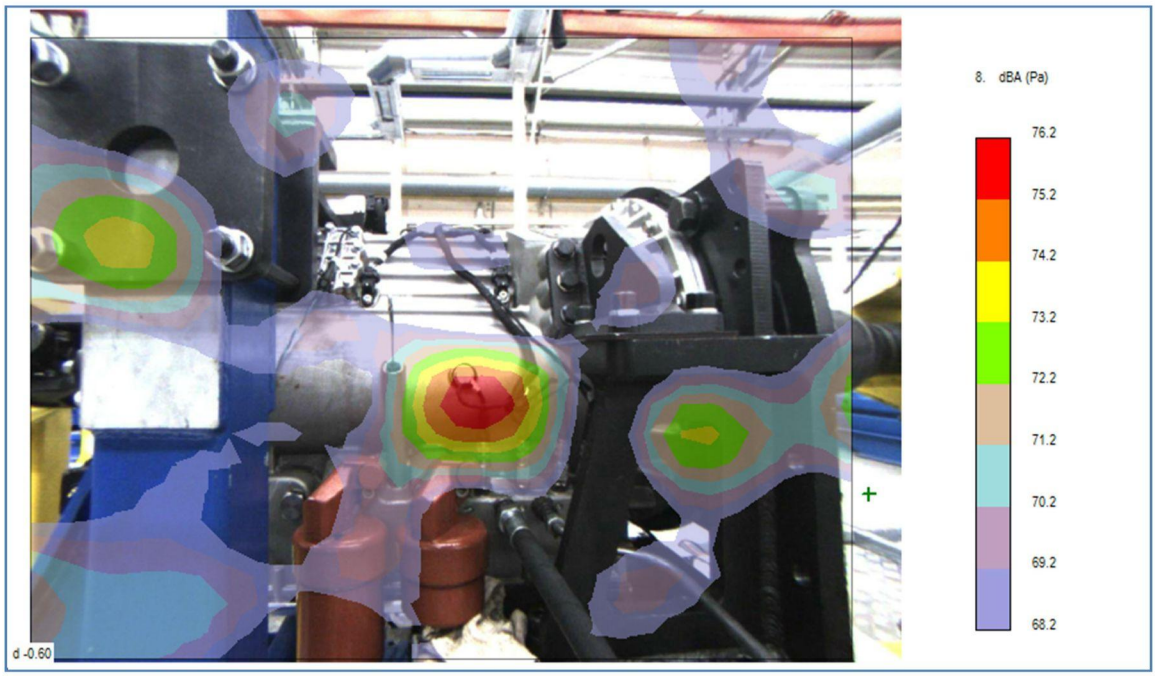


Рисунок 3 – Распределение акустического давления на 2-й передаче, 2200 об/мин, частота 3100…3400 Гц

Локализация области с наибольшим акустическим давлением (красный цвет) такова, что рядом с ней находятся узлы «karter:49» и «karter:51». К сожалению, в центре красной зоны узел «karter:51» имеет максимум вибрации на частоте 3163 Гц. Эта частота не очень близка к частоте собственной формы колебаний (3296 Гц), скорее всего этот режим не связан с собственной формой колебаний. Разность частот составляет порядка 133 Гц.

Здесь необходимо отметить то, что в полосе частот 3160…3300 Гц зона наибольшего акустического давления локализуется справа от штуцера, в области гладкой части картера. Отметим, что слева от штуцера опять находится «мертвая» зона и, кроме того, вверху на оребренной поверхности картера имеется еще один локальный максимум акустического давления.

Ниже, на рисунке 4, показано распределение акустического давления для полосы частот 2850…3050 Гц.

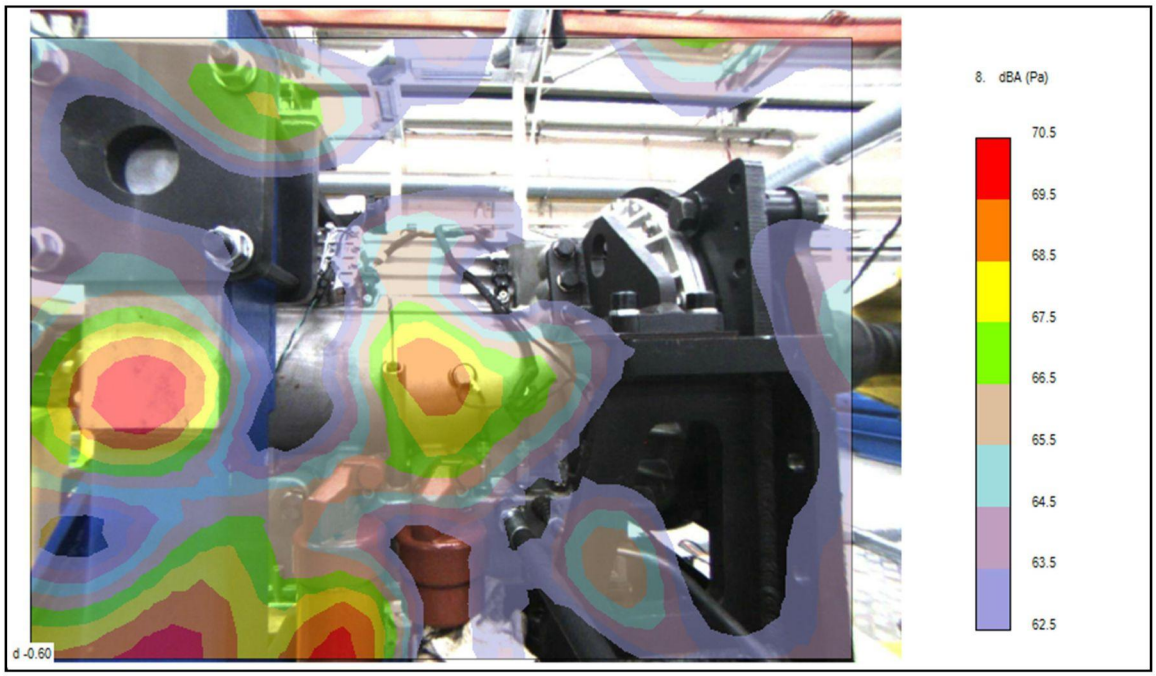


Рисунок 4 – Распределение акустического давления на 2-й передаче, 2200 об/мин, частота 2850…3050 Гц

В этой полосе частот есть пик акустического давления с частотой 2950 Гц, поэтому здесь очень вероятно влияние собственной формы колебаний с частотой 2959 Гц. Это подтверждается тем, что на спектрах узлов «karter:51» и «karter:49» на частоте 2953 Гц имеется локальный максимум вибрации. Например, для узла «karter:51» амплитуда локального максимума составила 3,43g. Необходимо обратить внимание, что здесь локальная область акустического давления располагается также справа от штуцера на гладкой части картера.

Спектр акустического давления на 3-ей передаче на частоте вращения 2000 об/мин представлен ниже, на рисунке 5.

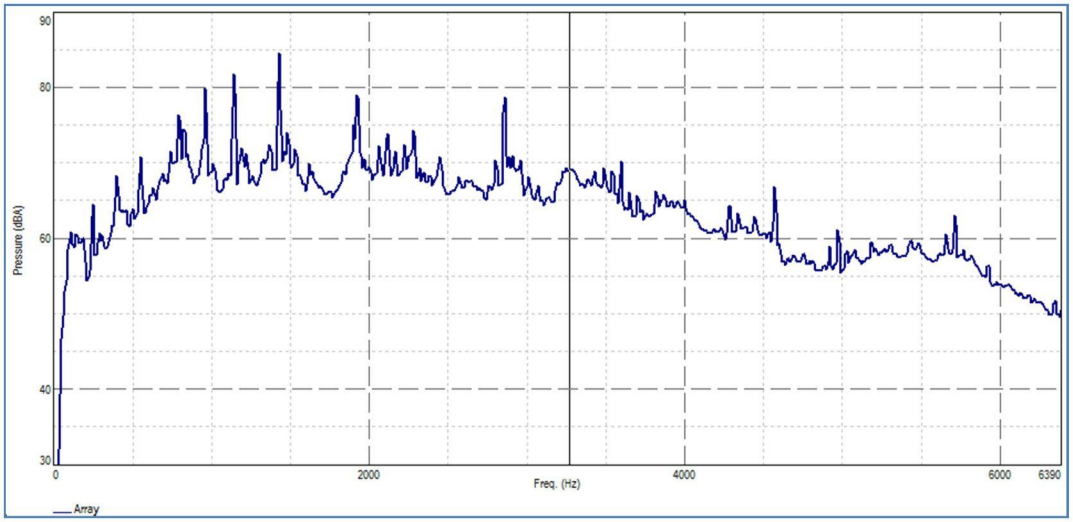


Рисунок 5 – Спектр акустического давления на 3-ей передаче, 2000 об/мин

На этом режиме нет никаких совпадений с частотами собственных форм колебаний. Все пики, которые имеются на этом графике, скорее всего являются вынужденными колебаниями. Поэтому здесь данные по распределению давления по корпусу АКП трансмиссии не приводятся.

Ниже, на рисунке 6 приводится спектр акустического давления на 4-ой передаче и частоте вращения 2200 об/мин.

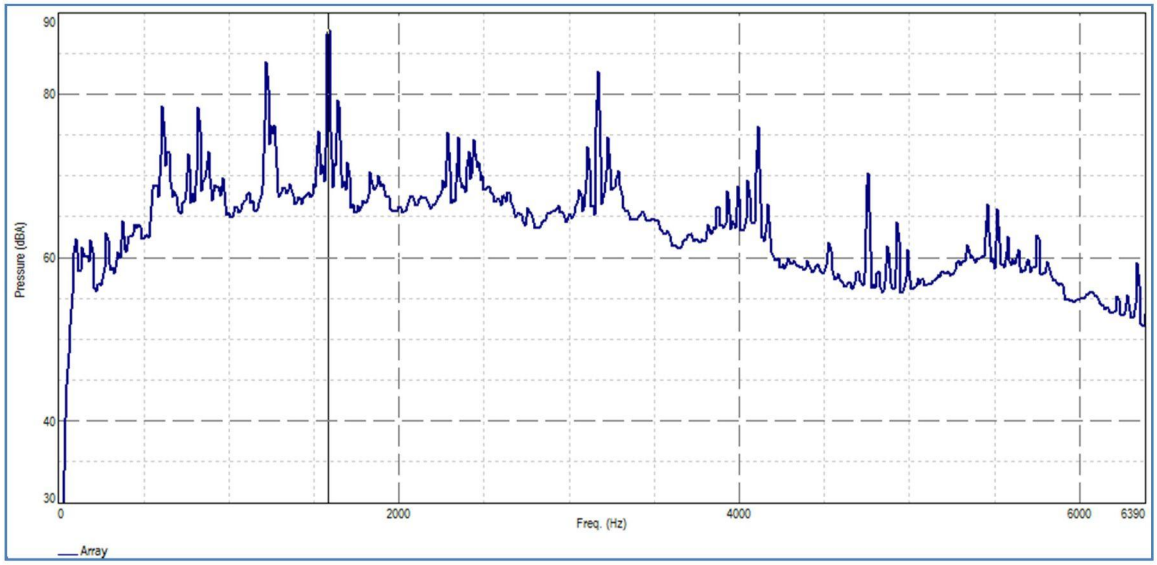


Рисунок 6 – Спектр акустического давления на 4-ой передаче, 2200 об/мин

Наибольшими по амплитуде является группа пиков: 1530, 1590 и 1640 Гц. Эти значения близки к двум частотам собственных форм: 1548 и 1596 Гц. Картина распределения акустического давления для полосы частот с этими пиками представлена ниже, на рисунке 7:

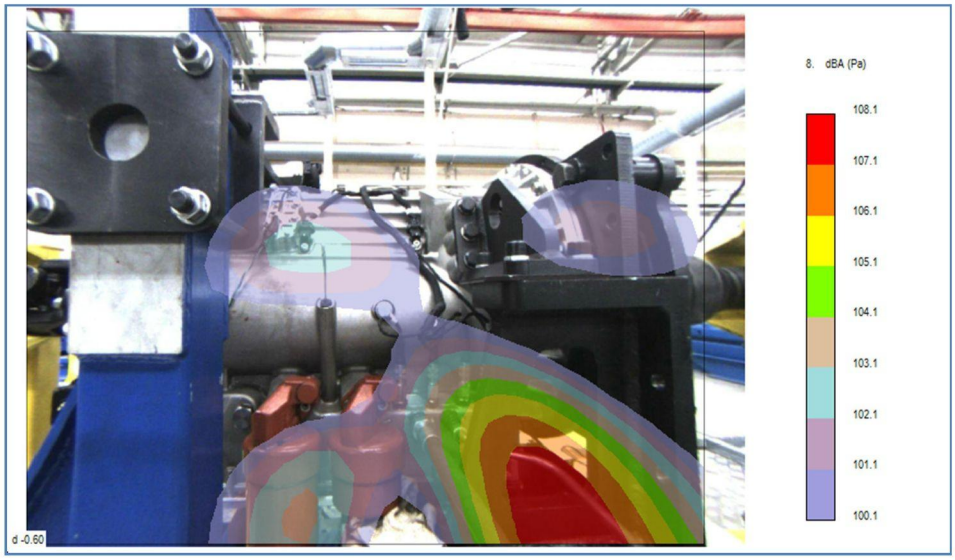


Рисунок 7 – Распределение акустического давления на 4-ой передаче, 2200 об/мин, частота 1480…1740 Гц

На рисунке 7 зона максимального давления (красная) находится опять вне корпуса АКП трансмиссии, но на самом корпусе имеется также локальный максимум, рядом с которым находятся узлы «karter:42, 51» с очень высоким уровнем шума до 103,1 дБ. Узел «karter:42», например, имеет максимум амплитуды на частоте 1582 Гц, что достаточно близко к частоте собственной формы в 1596 Гц.

Для полосы частот 3100…3320 Гц получается следующая картина распределения, которая представлена на рисунке 8:

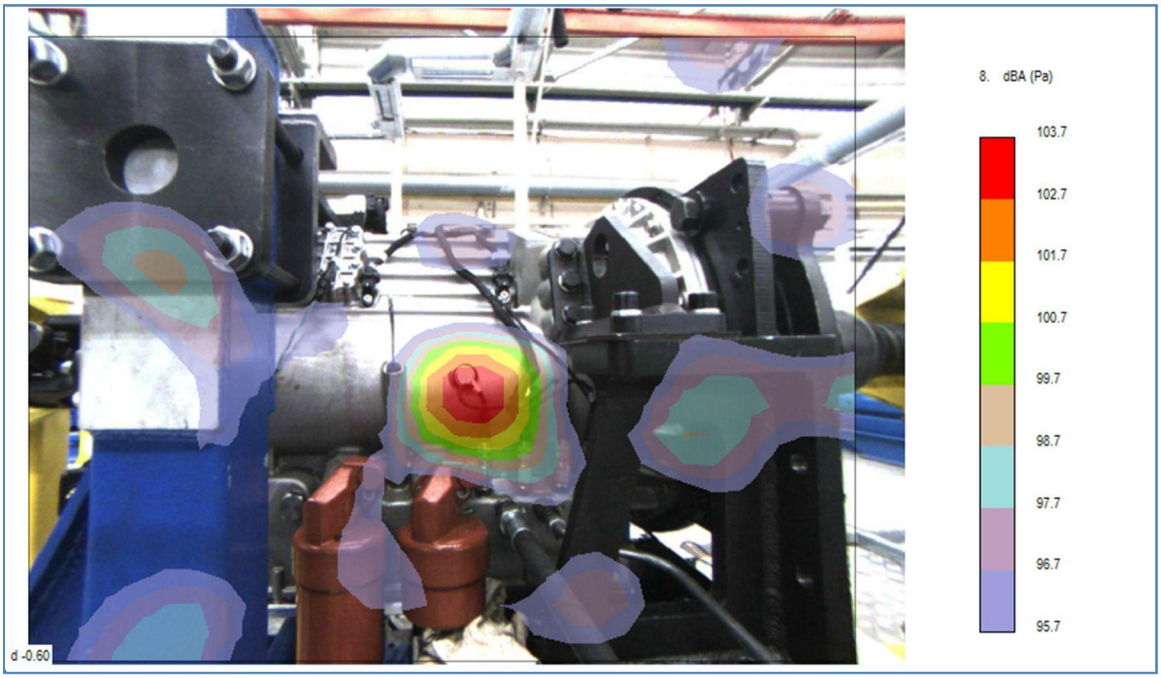


Рисунок 8 – Распределение акустического давления на 4-ой передаче, 2200 об/мин, частота 3100…3320 Гц

Такой вид распределения давления качественно очень похож на вид распределения для этой же полосы частот на 1-ой и 2-ой передачах. Здесь локализация этой зоны такова, что рядом находится узел «karter:51» с пиком вибрации на частоте 3164 Гц, что не является хорошим приближением к частоте собственной формы 3296 Гц. Кроме того, вверху также находится локальный максимум шума на оребренной части картера, как и на других передачах.

Ниже, на рисунке 9 представлено распределение давления акустического шума на 5-ой передаче и частоте вращения 2200 об/мин.

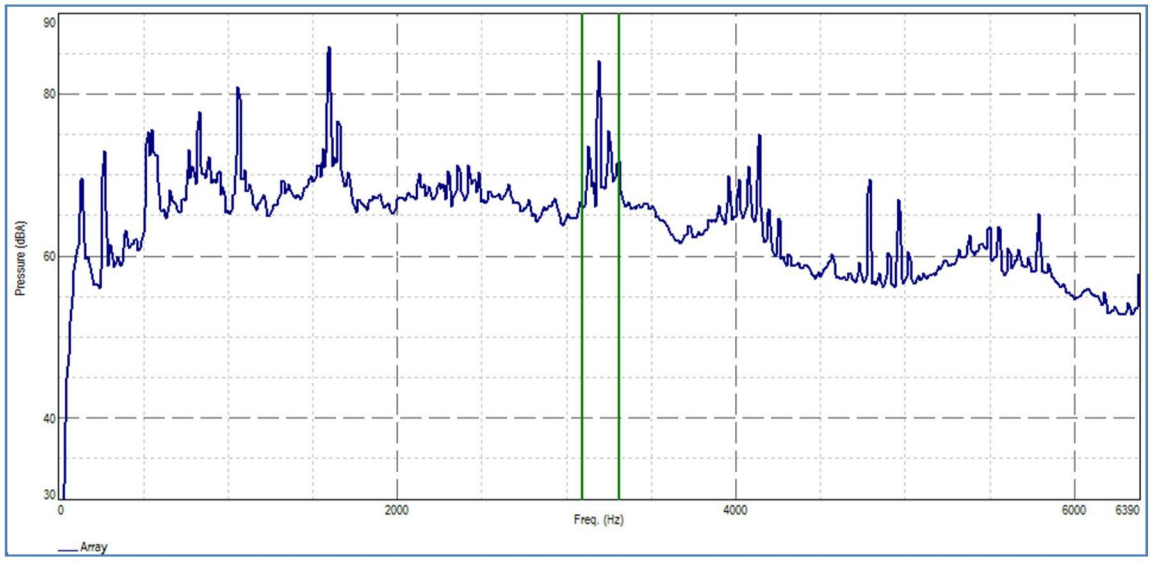


Рисунок 9 – Спектр акустического давления на 5-й передаче, 2200 об/мин

Ниже, на рисунке 10 представлена картина распределения акустического давления в полосе частот 3100…3320 Гц, где находится группа из трех пиков:

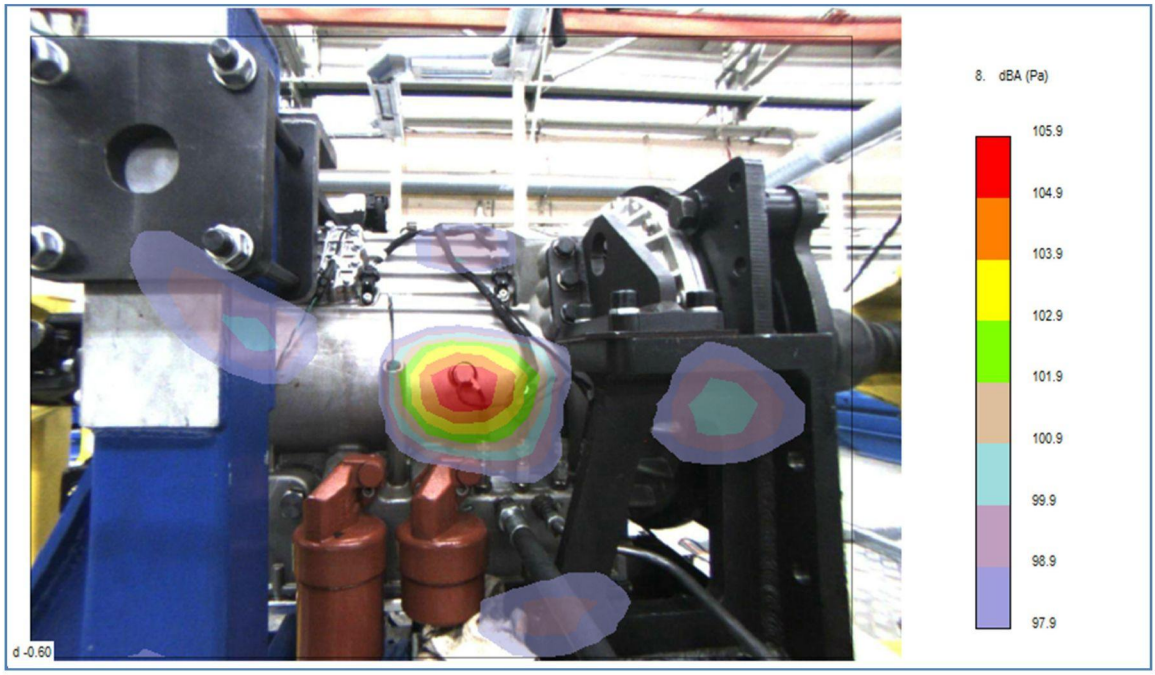


Рисунок 10 – Распределение акустического давления на 5-й передаче, 2200 об/мин, частота 3100…3320 Гц

Эта группа пиков имеет частоты: 3130, 3190 и рядом с ним 3250 Гц. Наибольший из них по амплитуде – 3190 Гц. Необходимо обратить внимание на то, что кроме основной красной зоны рядом с узлом «karter:51» также есть еще одна зона, которая располагается вверху, на оребренной части картера с уровнем давления от 97,9 дБА и выше. Рядом с этой зоной находится узел «karter:32», который также имеет максимум амплитуды вибрации на частоте 3183 Гц, т.е. в этой же области частот.

Ниже, на рисунке 11 показана картина распределения давления в области частот 1550…1750 Гц.

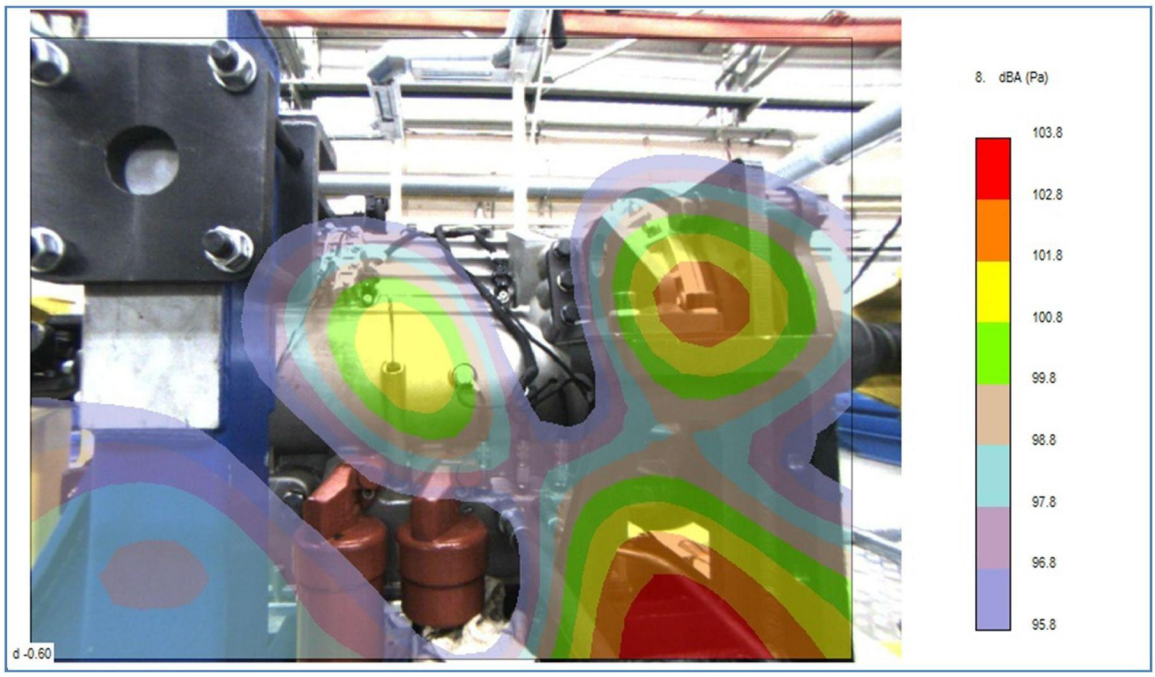


Рисунок 11 – Распределение акустического давления на 5-й передаче, 2200 об/мин, полоса частот 1550…1750 Гц

Здесь один из пиков акустического давления для этой полосы частот был на частоте 1600 Гц, что с высокой точностью соответствует частоте собственной формы колебаний: 1596 Гц. Ближайший узел, где наблюдался максимум вибрации на частоте 1591 Гц – это узел «karter:49», что хорошо совпадает с частотой формы колебаний и областью локальной зоны максимума акустического шума. Кроме

того, в узле «karter:51» на спектре вибрации есть локальный пик с частотой 1591 Гц. Узел «karter:51» точно находится в желтой зоне локального максимума с уровнем амплитуды до 101,8 дБА.

Ниже, на рисунке 12 представлен спектр акустического давления на 6-ой передаче:

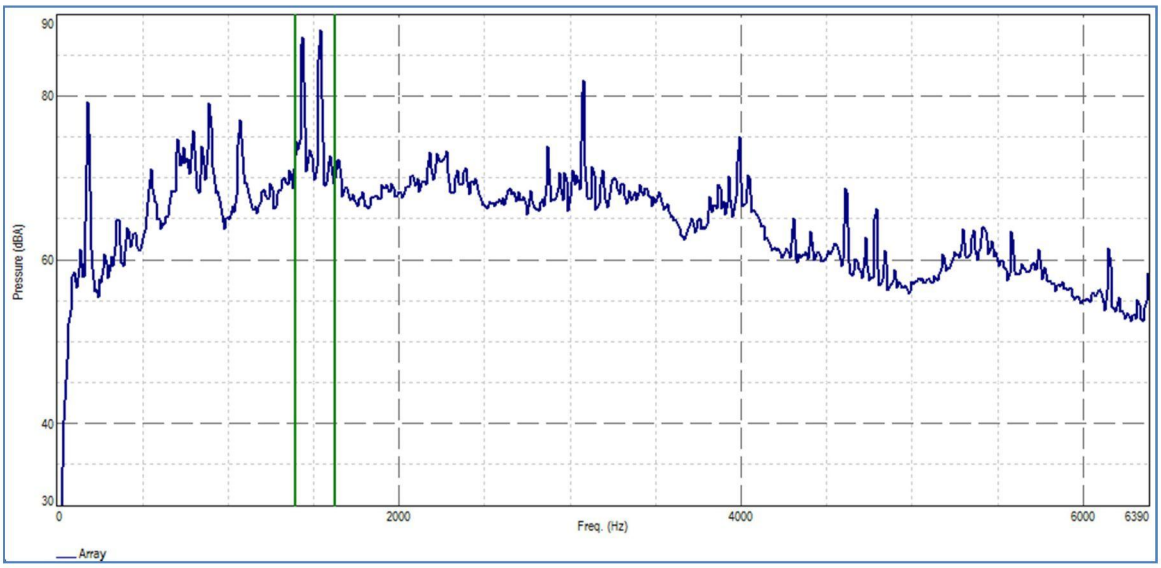


Рисунок 12 – Спектр акустического давления на 6-ой передаче, 2200 об/мин

Для полосы частот 1400…1630 Гц на рисунке 13 показано распределение давления по корпусу.

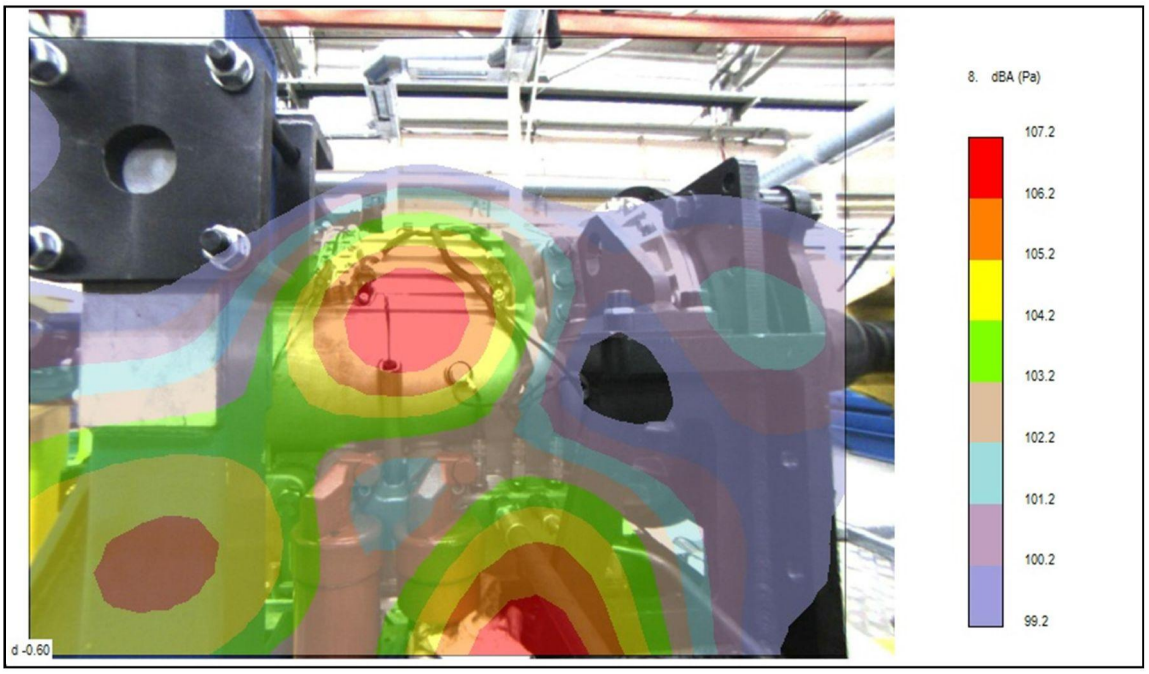


Рисунок 13 – Распределение акустического давления на 6-ой передаче, 2200 об/мин, полоса частот 1400…1630 Гц

Здесь рядом в красной зоне на гладкой части картера находится узел «karter:51», узел «karter:49» - примерно в зеленой зоне. Узел «karter:51» имел максимум вибрации на частоте 1436 Гц, что не позволяет связать его с собственной формой колебаний, частота которой составляет 1548 Гц.

Еще один пример для полосы частот 2800…3000 Гц, также на 6-й передаче, показан ниже, на рисунке 14:

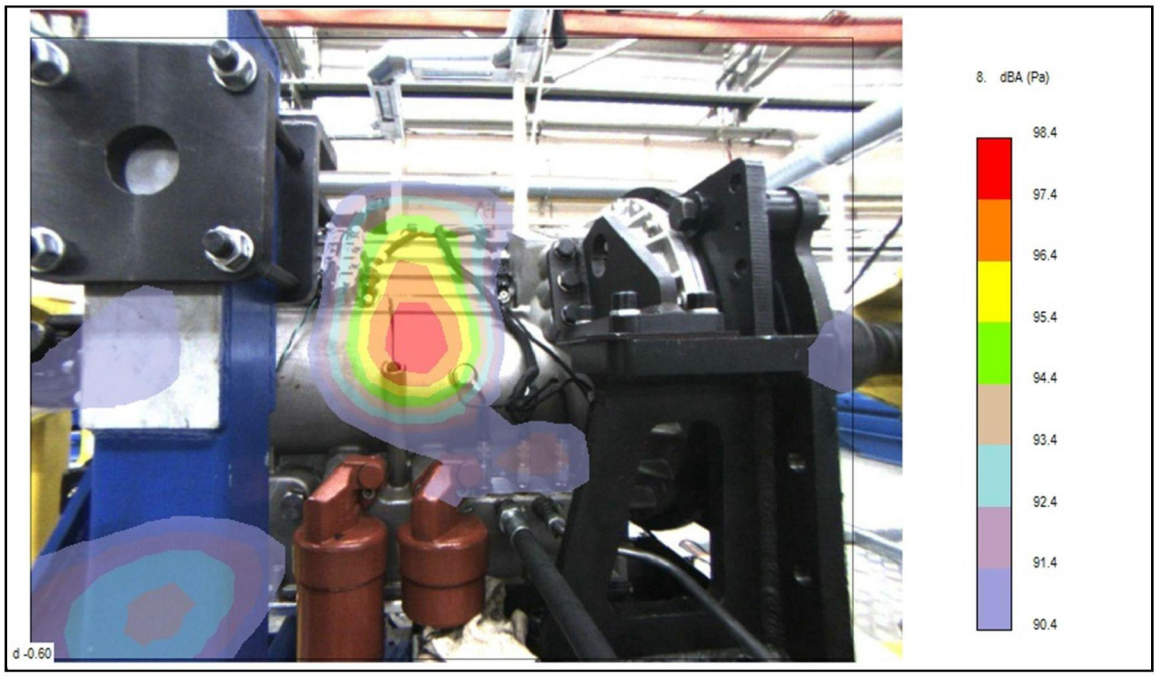


Рисунок 14 – Распределение акустического давления на 6-ой передаче, 2200 об/мин, полоса частот 2800…3000 Гц

В этой области частота одного из пиков составила 2910 Гц, но из-за большой разницы между частотой этого пика и частотой наиболее близкой собственной формы колебаний (2959 Гц), скорее всего, здесь нет связи с ней.

Ниже, на рисунке 15 показан спектр акустического давления на 7-ой передаче и частоте вращения 1600 об/мин.

Для полосы частот 3150…3400 Гц мы имеем картину, представленную ниже, на рисунке 16:

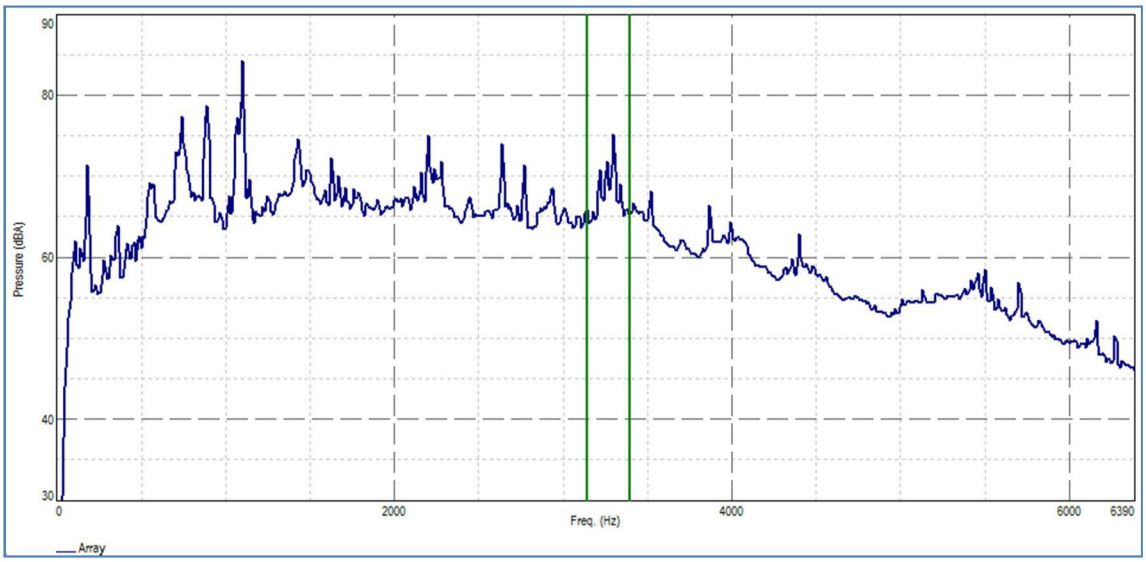


Рисунок 15 – Спектр акустического давления на 7-й передаче, 1600 об/мин

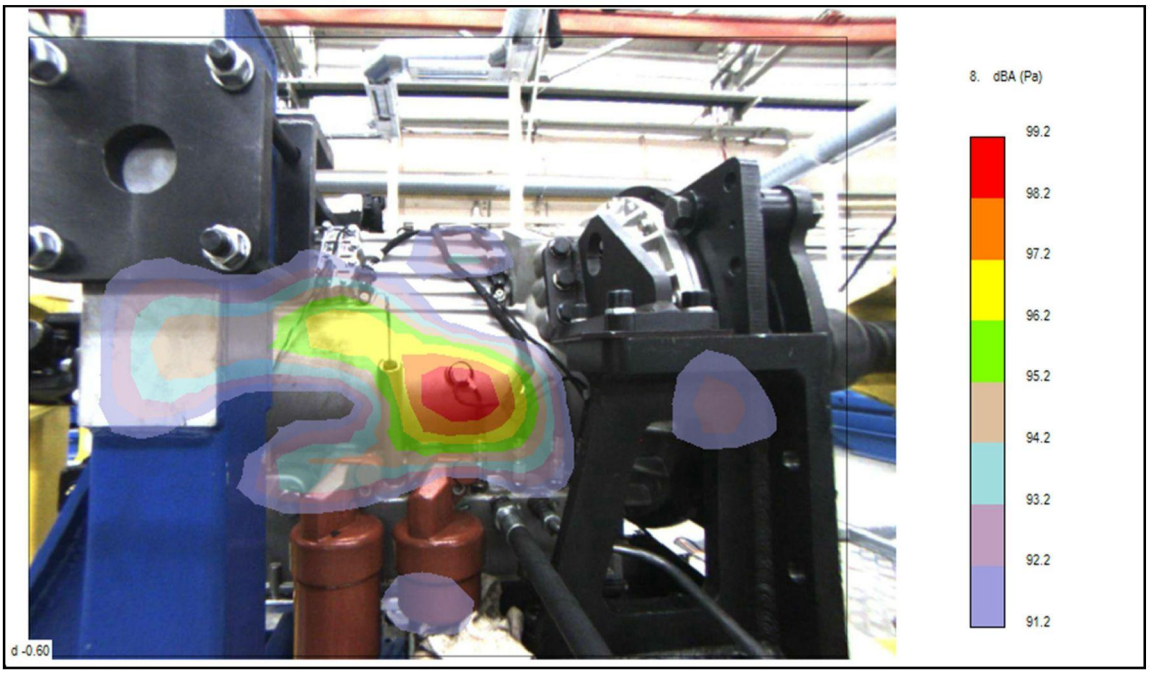
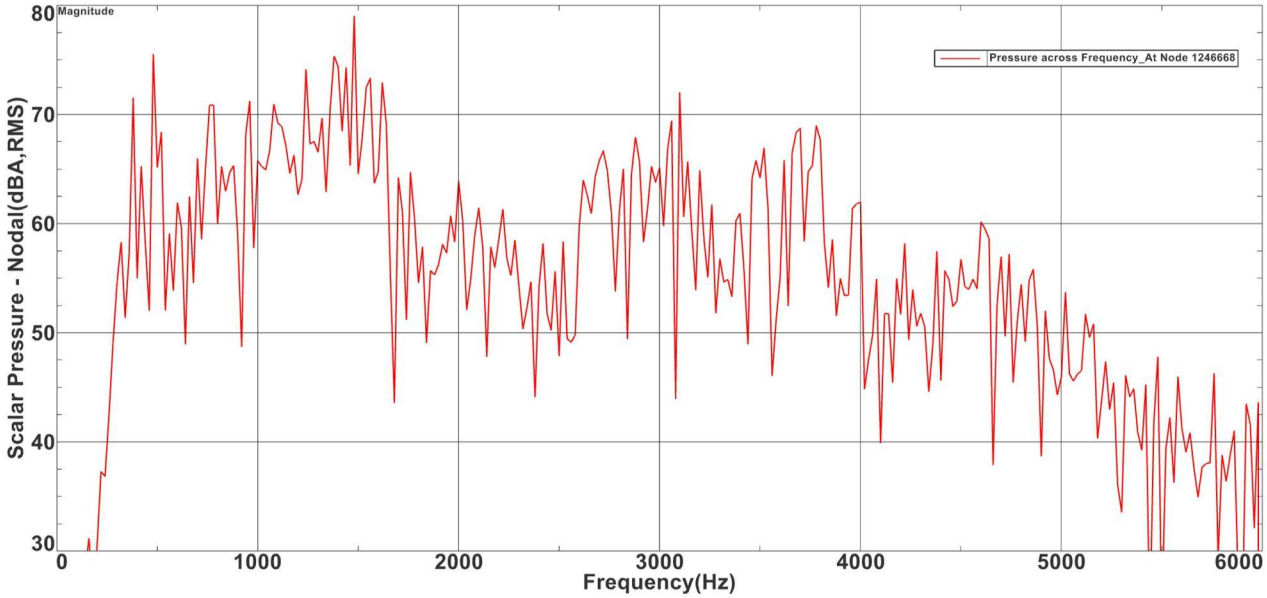


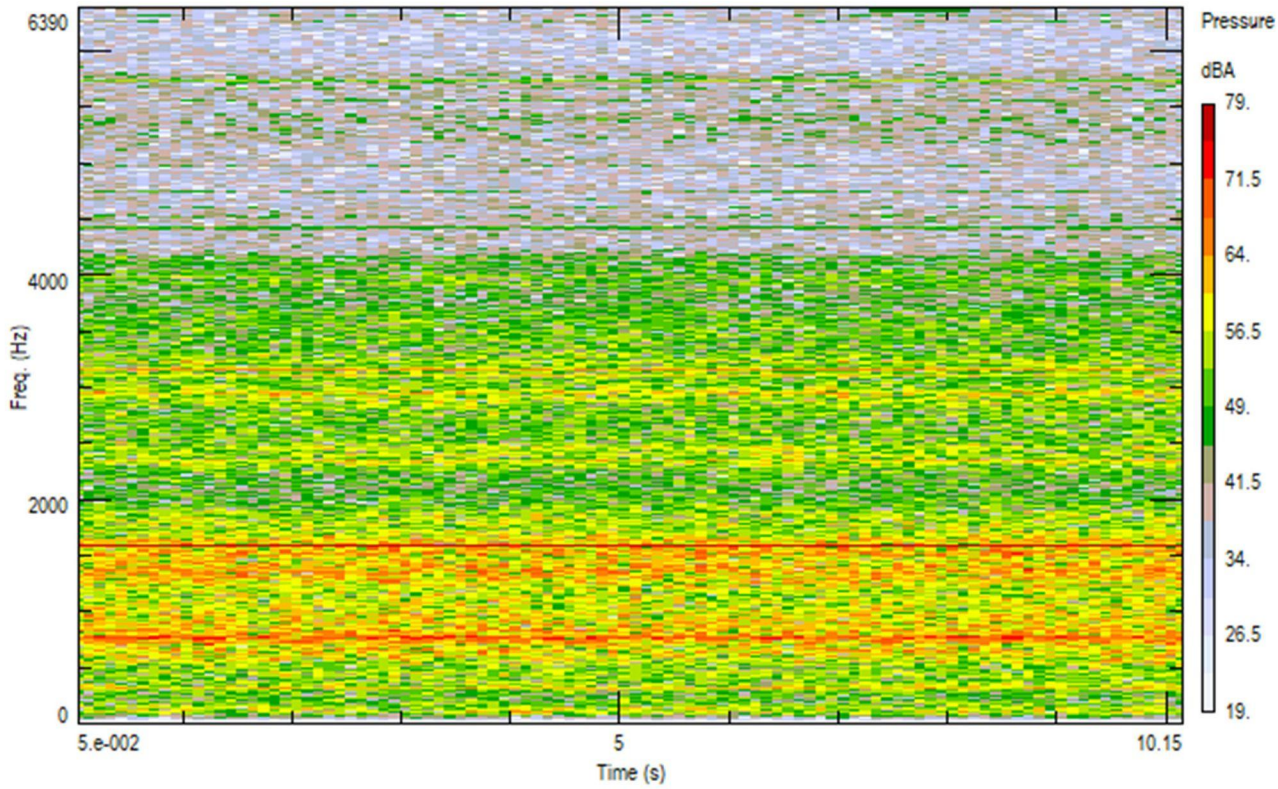
Рисунок 16 – Распределение акустического давления на 7-й передаче, 1600 об/мин, частота 3150…3400 Гц

Рядом с красной зоной находится узел «karter:51», имеющий пик на частоте 3300 Гц, что достаточно точно совпадает с частотой собственной формы в 3296 Гц. Необходимо отметить, что узел «karter:32» находится в верхней зоне и близок к зоне другого локального максимума. Он также имеет максимум вибрации на частоте 3300 Гц, что также хорошо совпадает с собственной формой колебаний.

Приложение Е

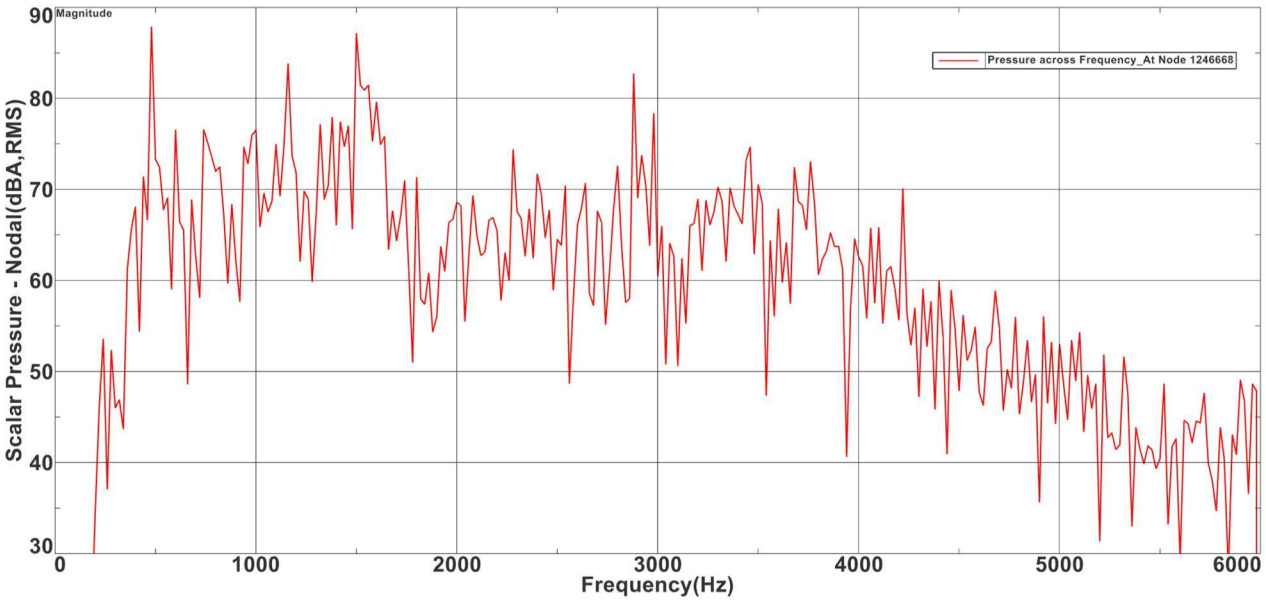


А) – расчетное значение

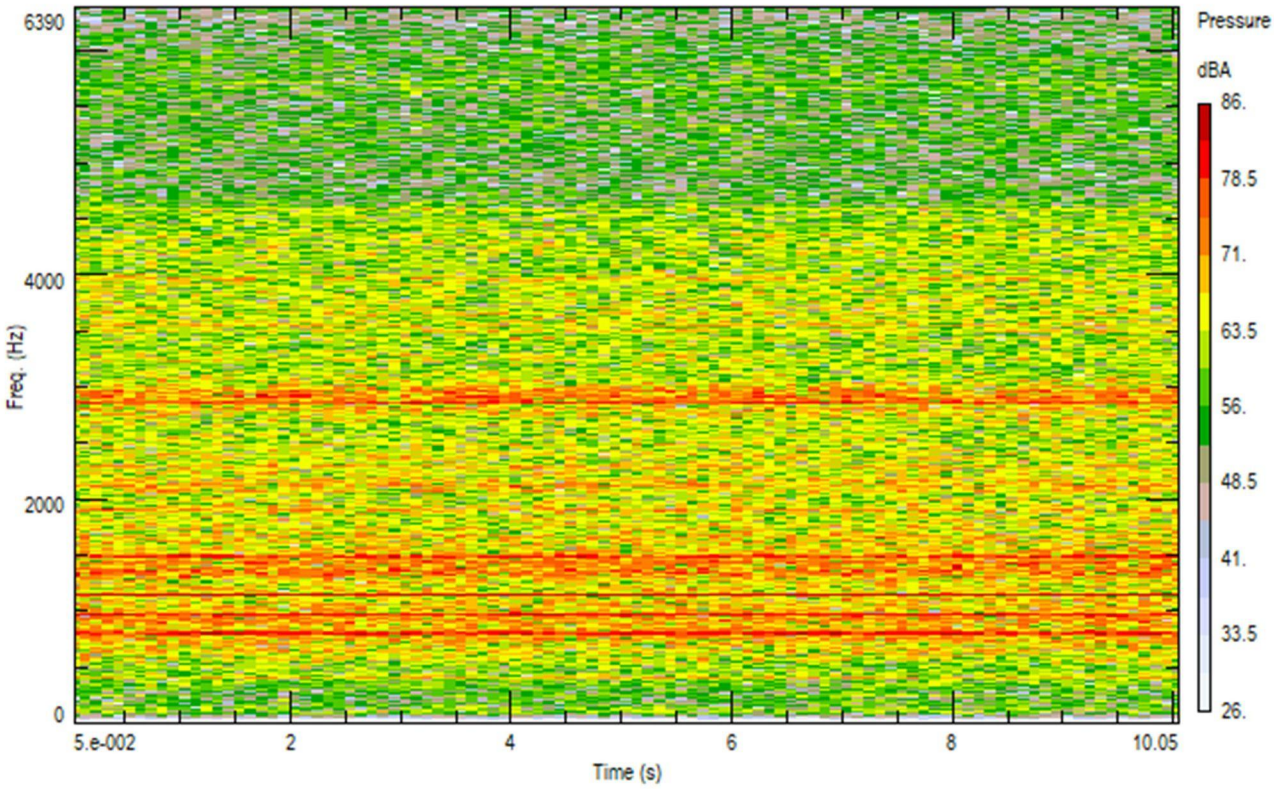


Б) – экспериментальное значение

Рисунок 1 – Спектр акустического давления на 2-й передаче, 2109 об/мин

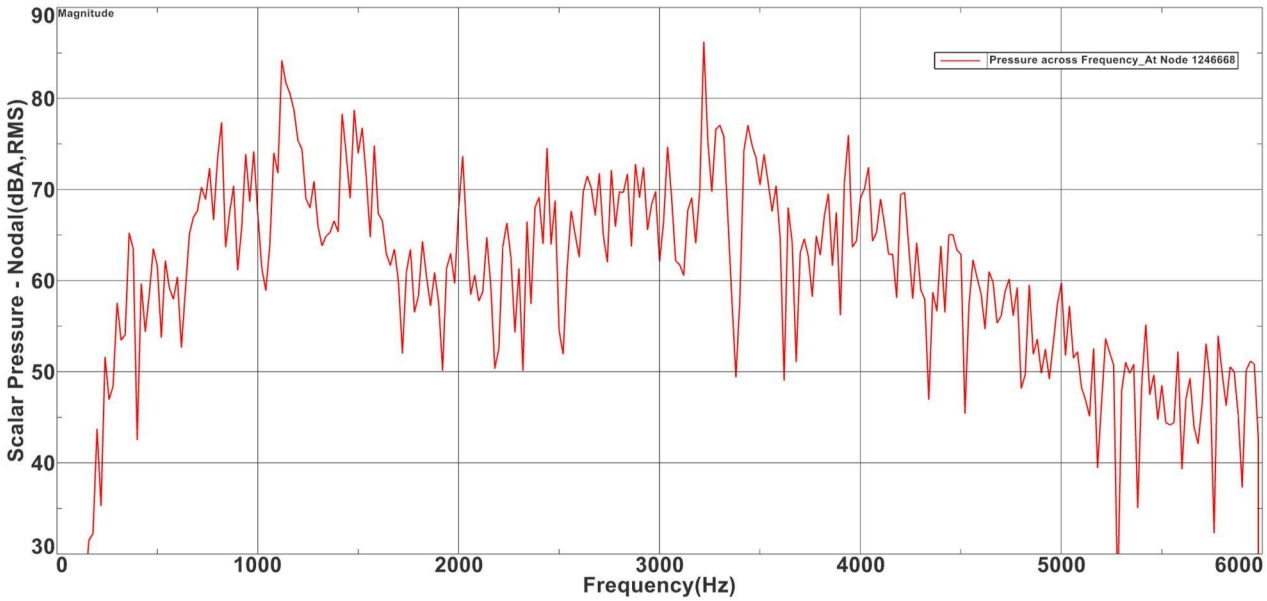


А) – расчетное значение

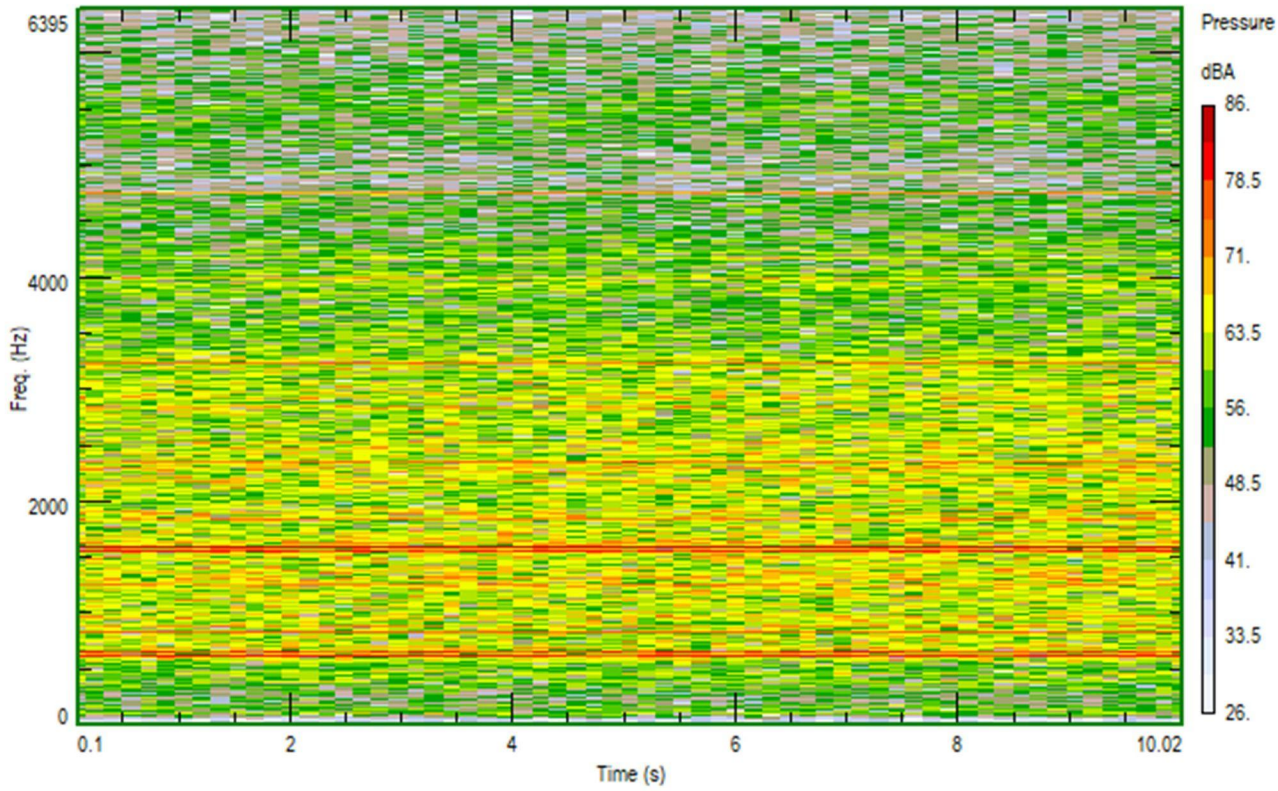


Б) – экспериментальное значение

Рисунок 2 – Спектр акустического давления на 3-й передаче, 1901 об/мин

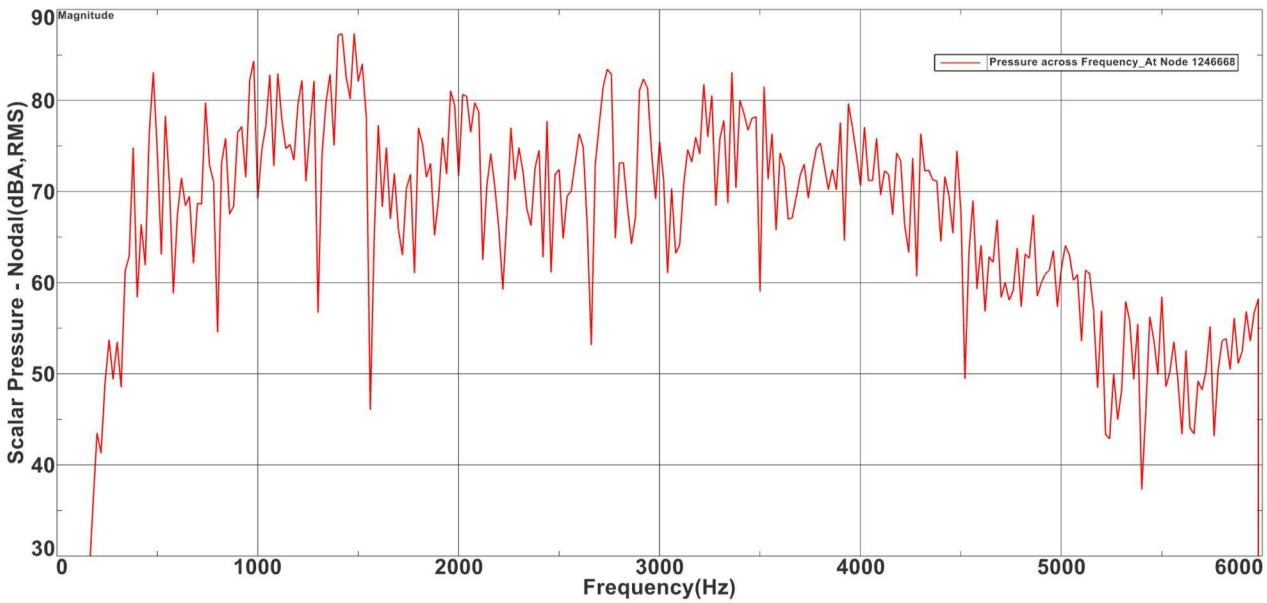


А) – расчетное значение

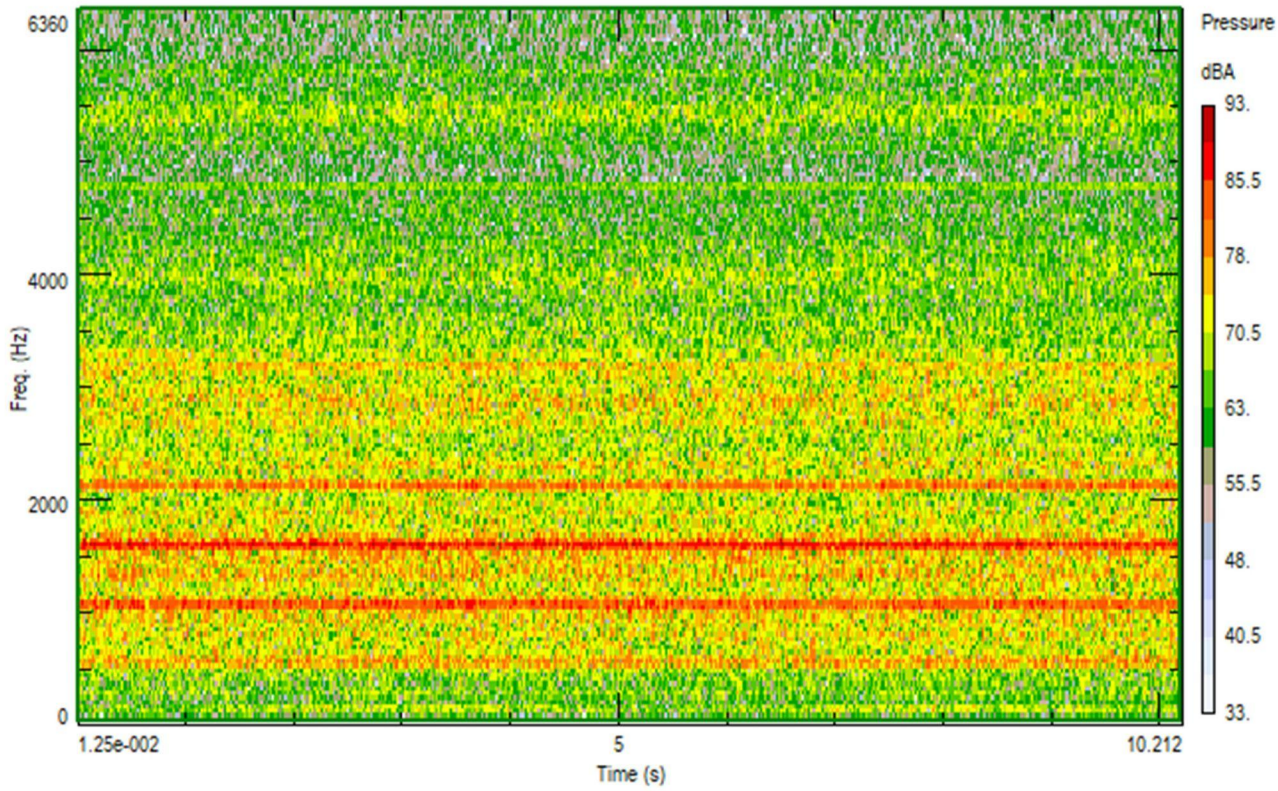


Б) – экспериментальное значение

Рисунок 3 – Спектр акустического давления на 4-й передаче, 2109 об/мин

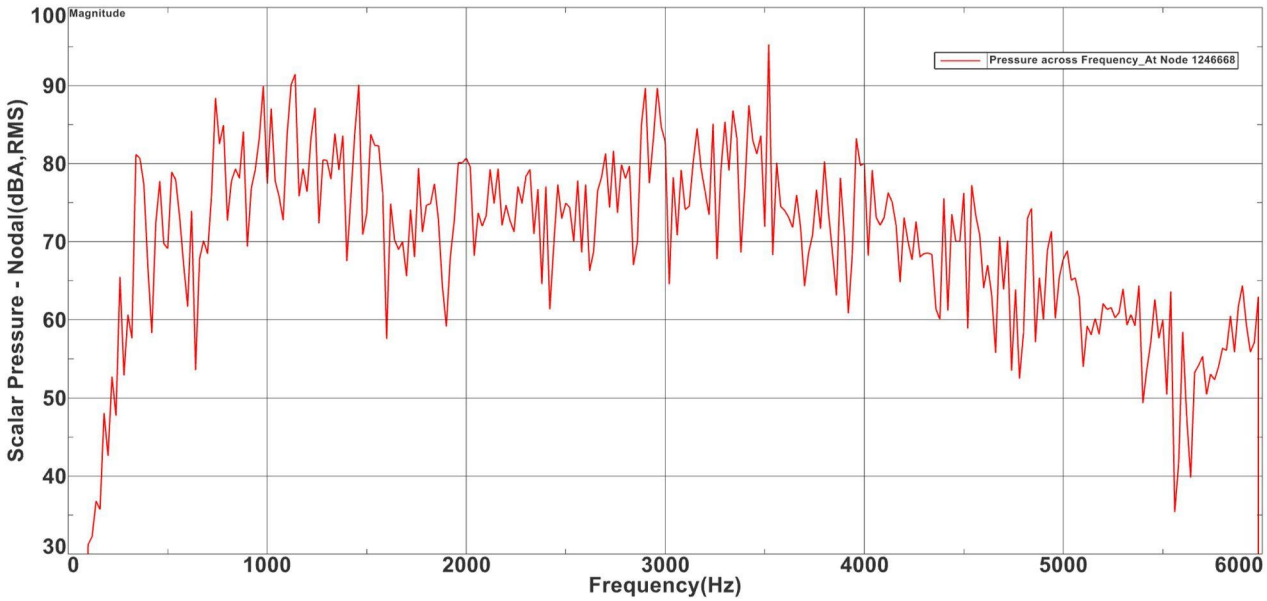


А) – расчетное значение

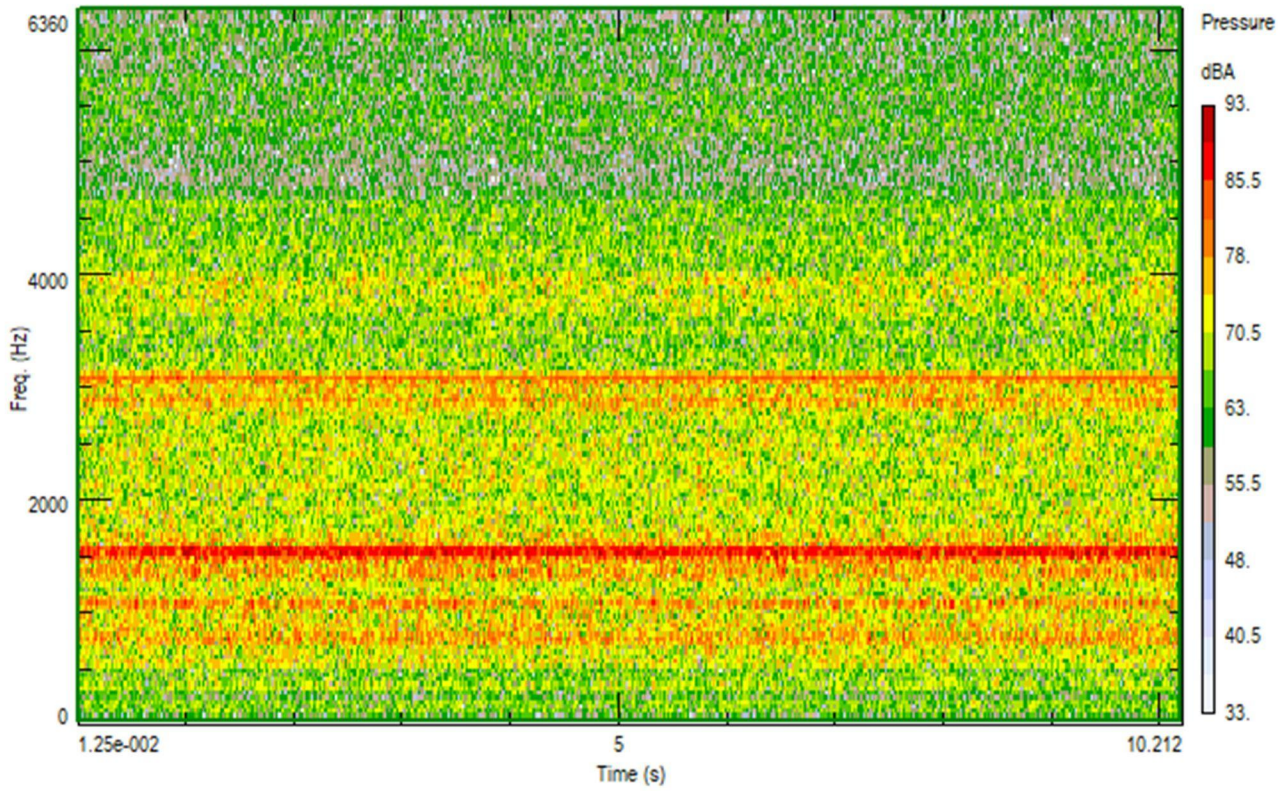


Б) – экспериментальное значение

Рисунок 4 – Спектр акустического давления на 5-й передаче, 2122 об/мин

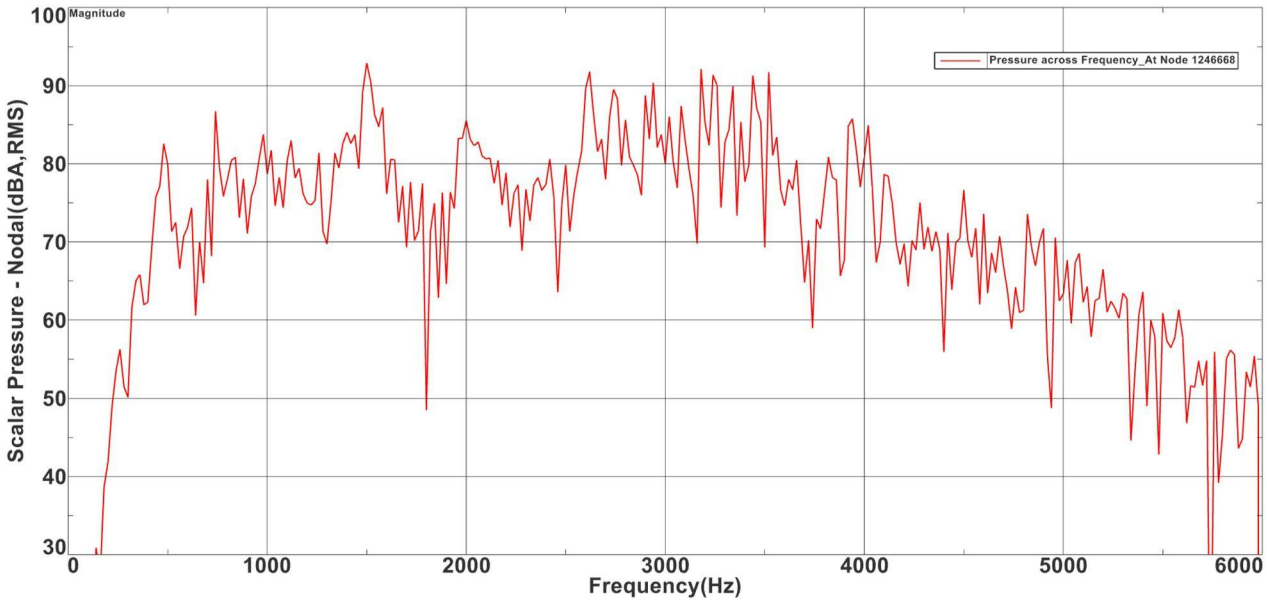


А) – расчетное значение

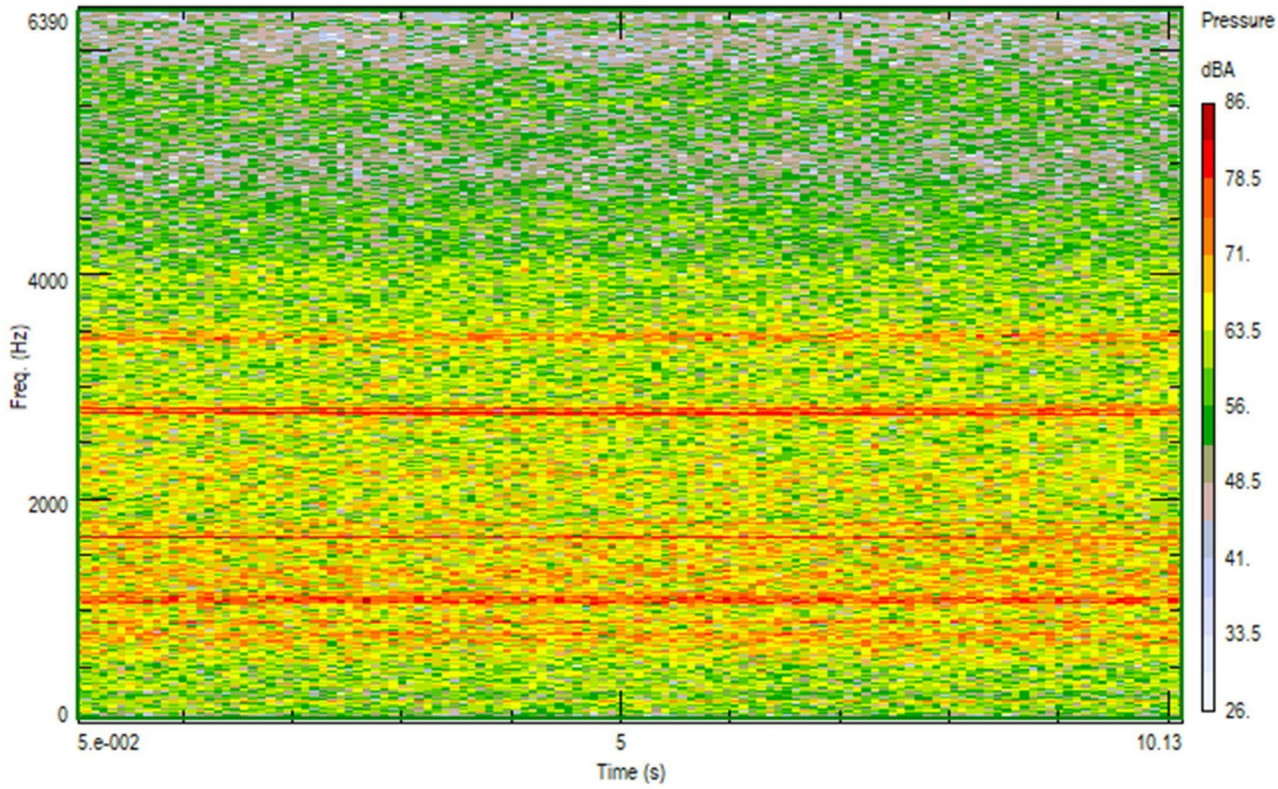


Б) – экспериментальное значение

Рисунок 5 – Спектр акустического давления на 6-й передаче, 2051 об/мин

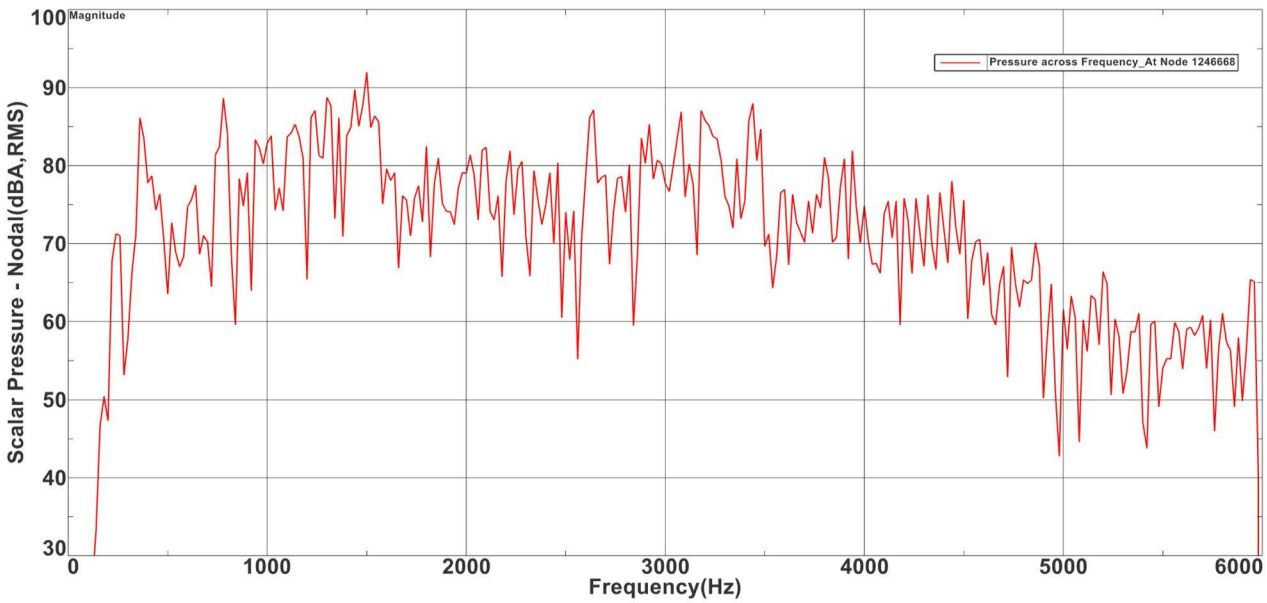


А) – расчетное значение

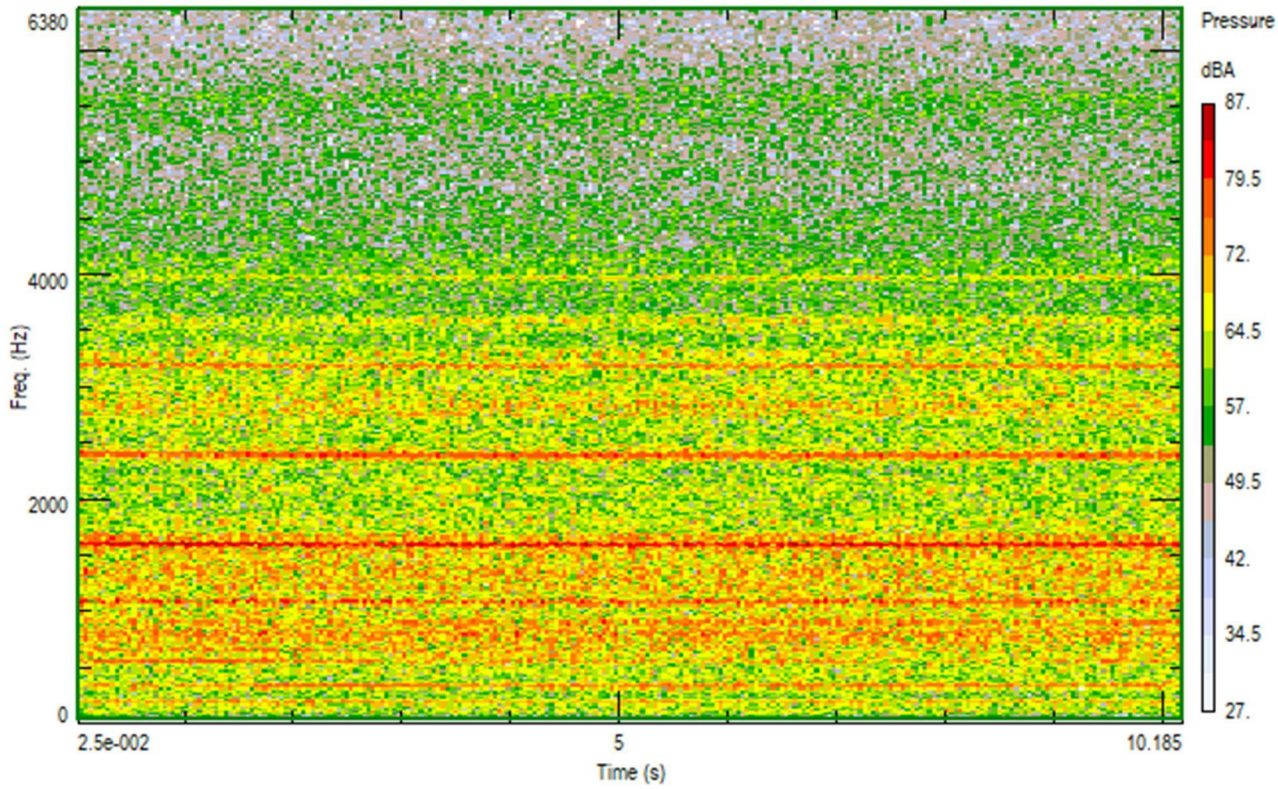


Б) – экспериментальное значение

Рисунок 6 – Спектр акустического давления на 7-й передаче, 1466 об/мин

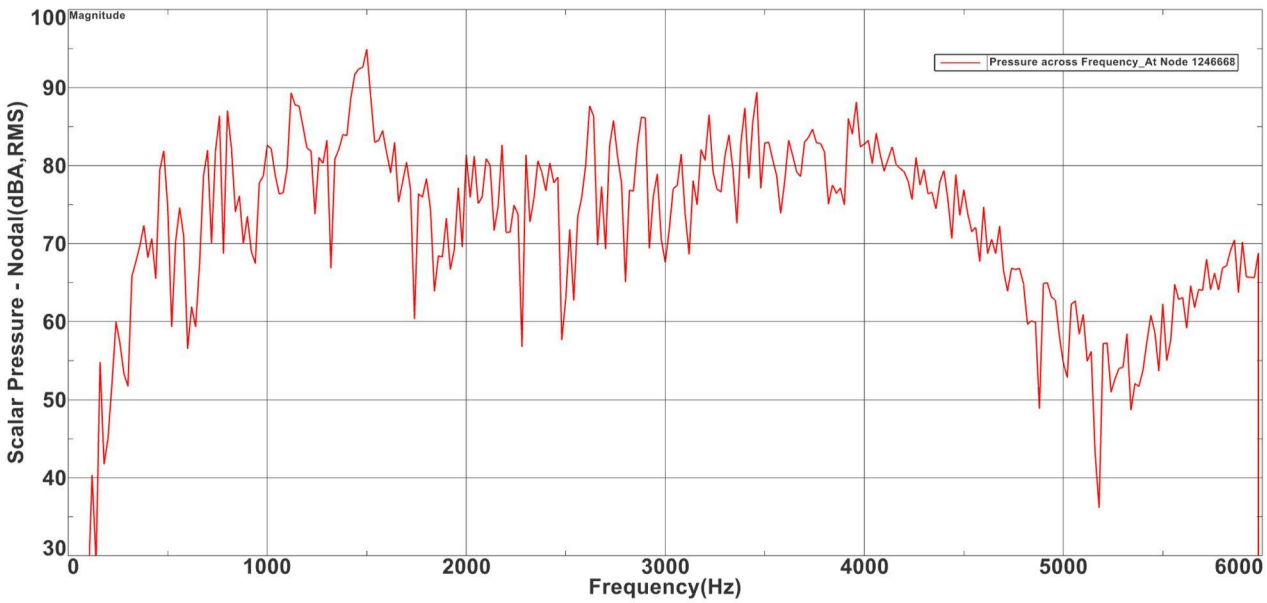


А) – расчетное значение

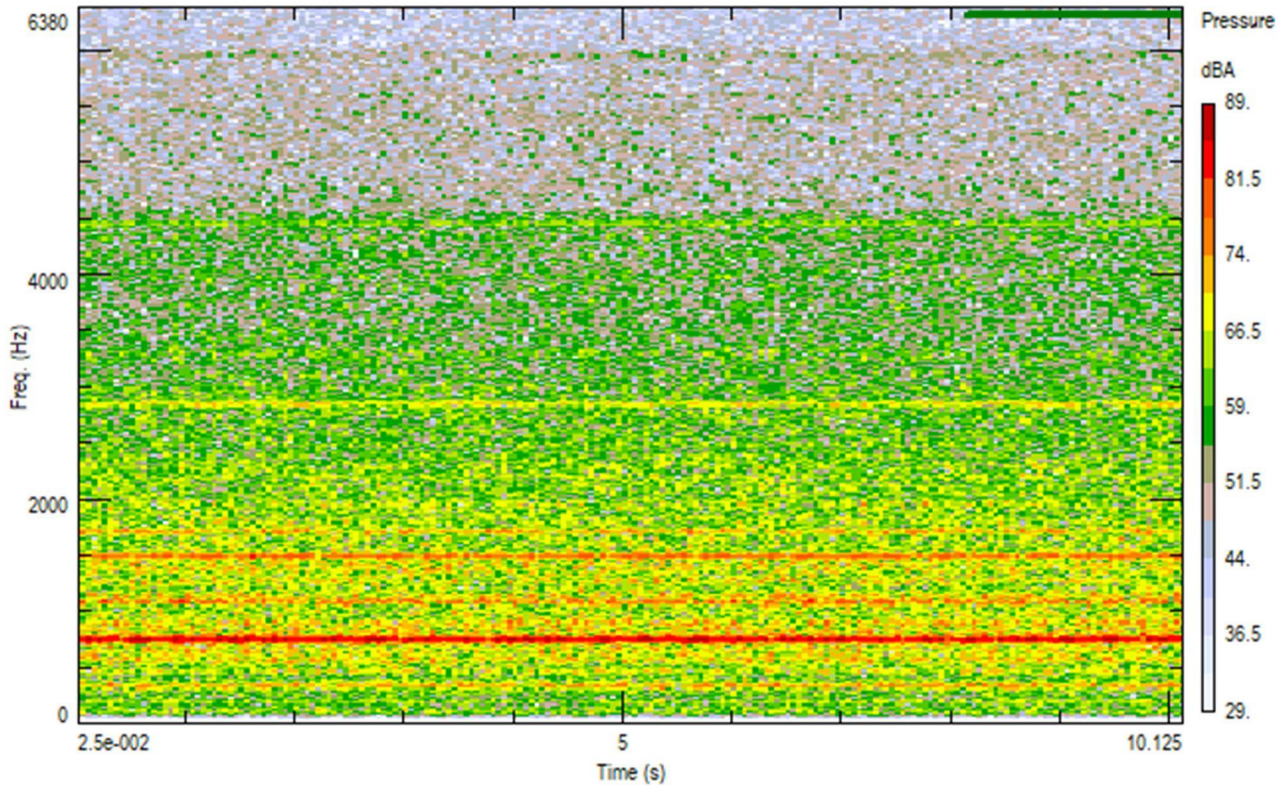


Б) – экспериментальное значение

Рисунок 7 – Спектр акустического давления на 8-й передаче, 1063 об/мин



А) – расчетное значение



Б) – экспериментальное значение

Рисунок 8 – Спектр акустического давления на 9-й передаче, 757 об/мин

Приложение Ж

«УТВЕРЖДАЮ»

Ректор ФГБОУ ВО Курганский
государственный университет,

Н.В. Дубив
« » 2021 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов диссертационной работы Трусевича И.А.
«ПРОГНОЗИРОВАНИЕ И СНИЖЕНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ НА ОСНОВЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЕЕ МОДАЛЬНЫХ СВОЙСТВ»,
представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

Настоящий акт составлен о том, что результаты диссертационного исследования Трусевича И.А. используются в учебном процессе подготовки инженеров по специальности 23.05.02 и аспирантов по специальности 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» в Курганском государственном университете. Предложенный подход, алгоритмы верификации модальных моделей при прогнозировании и оптимизации виброакустических нагруженности трансмиссий транспортных средств различного назначения используются в лекционной части дисциплин «Динамика машин», «Проектирование транспортных средств специального назначения», «Основы научных исследований и испытания транспортных средств специального назначения», а также при выполнении курсовых и дипломных проектов.

Руководитель учебно-методического
отдела С.Н. Синицын

Заведующий кафедрой
гусеничных машин и прикладной механики
д.т.н., профессор В.Б. Держанский

УТВЕРЖДАЮ:

Генеральный директор
ООО «Международная инжиниринговая компания по разработке новой техники»

_____ М.В. Вязников
«____» _____ 2021 года.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов диссертационной работы Трусевича И.А.
«ПРОГНОЗИРОВАНИЕ И СНИЖЕНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ НА ОСНОВЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЕЕ МОДАЛЬНЫХ СВОЙСТВ», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

Комиссия в составе: председателя – заместителя генерального конструктора - главного конструктора центра трансмиссий Зайцева А.И. и членов – начальника отдела инженерных расчетов Ахметшина Е.А., начальника бюро коробок передач Репина А.Р. составила настоящий акт о том, что результаты теоретических и экспериментальных исследований, изложенные в диссертационной работе И.А. Трусевича «Прогнозирование и снижение виброакустической нагруженности трансмиссии колесной машины на основе совершенствования ее модальных свойств» использованы в процессе выполнения НИОКР по договору № 04/19-НИОКР от 30.05.2019 г. по теме «Разработка методики создания комплекса валидированных моделей для определения вибронагруженности автоматических коробок передач».

Председатель комиссии: А.И. Зайцев

Члены комиссии: Е.А. Ахметшин

А.Р. Репин