

УДК (УДК) 629.3.015.5

ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБОВ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ КУЗОВА
АВТОМОБИЛЯ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВАRESEARCH METHODS OF CAR BODY DESIGN OPTIMIZING FOR IMPROVING
VEHICLE VIBROACOUSTIC PERFORMANCESБатизи В.М., Лихачёв Д.С.
Batizi V.M., Likhachev D.S.Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт «НАМИ» (Москва, Россия)
The Central research and development automobile and engine institute NAMI (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Вибрационные нагрузки оказывают большое влияние на долговечность автомобиля и его комфортабельность. Необходимость в улучшении виброзащитных систем, проведении тестирования автомобиля на шум и вибрации при его движении и разработке новых методов оптимизации колебаний автомобиля в целом является современной и актуальной задачей автомобилестроения. В статье рассмотрены проблемы вибраций и шума, связанные с интеграцией трансмиссии в состав кузова автомобиля, также определены методы повышения виброзащитных свойств автомобиля путем оптимизации жесткостных характеристик кузова транспортного средства. Практическое значение исследования заключается в определении передаточной функции, связывающей между собой крутильные колебания трансмиссии и продольные колебания кузова автомобиля и формировании рекомендаций по снижению вибрационных нагрузок, передаваемых на водителя, что позволит на ранних этапах разработки кузова транспортного средства принять оптимальные технические решения. При помощи системы инженерного анализа или современных методологий, процесс для оптимизации виброакустических характеристик транспортного средства должен основываться на системном подходе и оценивать соответствующий компромисс между высоким уровнем безопасности, снижением массы, обеспечением топливной экономичности автомобиля и такими требованиями заказчика, как управляемость и виброакустический комфорт. В статье на основании анализа литературных источников выявлены виброакустические явления, связанные с различными компонентами и подсистемами трансмиссии. Установлены частотные диапазоны и характер проявляемых шумов. Установлено, что чувствительность к акустическим колебаниям кузова определяется передаточной функцией вибрационных нагрузок и шума от элементов крепления на кузов и органы управления транспортного средства. Одним из ключевых показателей эффективности конструкции кузова автомобиля является ее статическая и динамическая жесткость. Для обеспечения хорошей фильтрации

Abstract. Vibration loads have a great impact on the durability of the car and its comfort. The need to improve vibration protection systems, to conduct vibroacoustic analysis and develop new methods for optimizing vehicle vibrations as a whole is a modern and urgent task for the automotive industry. In the research work, we investigated vibration and noise problems associated with the integration of the transmission of the vehicle body, as defined methods to improve vibration isolation properties of the vehicle by optimizing vehicle body stiffness characteristics. The practical significance of the work is to identify recommendations for reducing the vibration loads transmitted to the driver, which will make it possible to make optimal technical decisions in the early stages of the development of the vehicle body. Using engineering analysis or combined methodologies, the process for optimizing the vibroacoustic characteristics of the vehicle should be based on a systematic approach and evaluate the appropriate compromise between a high level of safety, weight reduction, ensuring vehicle fuel economy and customer requirements such as controllability and vibroacoustic comfort. In the article, based on the analysis of literary sources, vibroacoustic phenomena associated with various transmission components and subsystems are identified. The frequency ranges and the nature of the displayed noise are established. It is established that the sensitivity to acoustic oscillations of the body is determined by the transfer function of vibration loads and noise from fastening elements (for example, axle bearings, transmission supports) to the body and vehicle control elements. One of the key performance indicators of a car body structure is its static and dynamic stiffness. To ensure good filtering of the vibration load, the local dynamic stiffness of the body in the installation zones must be several times higher than the corresponding rubber stiffness, and the natural frequencies of torsional vibrations of the body should not coincide with the natural frequencies of the unsprung mass and the frequency of the engine idle.

вибрационной нагрузки локальная динамическая жесткость кузова в зонах установки должна быть в несколько раз выше соответствующей жесткости резиновых опор, при этом собственные частоты крутильных колебаний кузова не должны совпадать с собственными частотами неподрессоренной массы и частотой колебаний двигателя на холостом ходу.

Ключевые слова: автомобильное транспортное средство, кузов, вибронгруженность, локальная динамическая жесткость, анализ виброакустических свойств.

Дата принятия к публикации: 13.01.2020
Дата публикации: 25.03.2020

Сведения об авторах:

Батизи Виктория Михайловна – аспирант, инженер-конструктор отдела «Чёрный кузов» управления «Кабин и кузовов», ФГУП «НАМИ»,
e-mail: viktorii.a.batizi@nami.ru.

Лихачёв Дмитрий Сергеевич – кандидат технических наук, ведущий инженер-конструктор отдела «Коробки передач» управления «Системы, узлы и агрегаты», ФГУП «НАМИ»,
e-mail: ds_lihach@mail.ru.

1. Введение

Для автомобильной промышленности актуальна задача сокращения числа циклов разработки продукта, расширения спектра транспортных средств и создания эффективного процесса производства продукта. Автомобильные системы становятся все более сложными, объединяя большее количество функций и возможностей. Таким образом, возрастают требования к транспортным средствам, увеличиваются материальные затраты, что вызывает потребность в использовании численного моделирования в разработке транспортных средств.

В последние два десятилетия численное моделирование с использованием методов конечных элементов было хорошо интегрировано в процесс разработки продукции в автомобильной промышленности. Шум, вибрация и жесткость (Noise, Vibration, Harshness – NVH) являются одними из наиболее важных параметров. Поэтому при проектировании транспортного средства для разных целей и систем используются различные подходы к исследованию виброакустических характеристик автомобиля.

Keywords: automobile vehicle, body, vibration load, local dynamic stiffness, vibroacoustic analysis.

Date of acceptance for publication: 13.01.2020
Date of publication: 25.03.2020

Authors' information:

Viktoriiia M. Batizi – postgraduate, design engineer of “BIW” of department “Vehicle bodies and cabins”, FSUE “NAMI”, *e-mail: viktorii.a.batizi@nami.ru.*

Dmitriy S. Likhachev – PhD (Eng), Lead design engineer of “Gearboxes” of department “Systems, assemblies and aggregates”, FSUE “NAMI”,
e-mail: ds_lihach@mail.ru.

В некоторых литературных источниках оптимизация виброакустических явлений часто решается с помощью упрощенного математического моделирования. Проводится вычислительный эксперимент путем построения нелинейных математических моделей поверхностного отклика, таких как, интерполяция методом Кригинга или аналогичные подходы. В Myers и Montgomery [1] приведены общие аспекты поверхностного отклика, а в Schramm [2], Sobieszczanski-Sobieski и др. [3], Stander и Craig [4], Wauquiez и др. [5] обсуждаются особенности, когда метод поверхностного отклика применяется к таким параметрам, как вес, ударопрочность и виброакустические явления.

Составление расчетной эквивалентной модели автомобиля позволяет провести модальный анализ системы, определить резонирующие гармоники крутящего момента двигателя, а также определить упругодемпфирующие характеристики гасящих элементов.

В начале процесса разработки транспортного средства крайне важно начать с анализа виброакустических свойств трансмиссии, как с помощью системы инженерного анализа

(Computer Aided Engineering – CAE), так и с испытания прототипа автомобиля.

Конфигурация трансмиссии может привести к различным виброакустическим проблемам в широком частотном диапазоне. Быстрые изменения в нагрузке транспортного средства (например, нажатие/опускание педали газа) могут привести к возникновению шума, которое связано с первой собственной частотой трансмиссии и обычно находится в диапазоне частот от 2 Гц до 8 Гц в зависимости от выбранной передачи [6, 7].

В высокочастотном диапазоне трансмиссии от 300 Гц до 1 кГц проявляется «гул» приводных валов, в то время как шум самой трансмиссии может распространяться в диапазоне от 3 до 4 кГц [8].

Приведенные примеры указывают на широкий частотный диапазон и разные виброакустические явления, которые необходимо учитывать в процессе интеграции трансмиссии. Для субъективного восприятия звуковых эффектов, описываемых в данной статье, авторы используют следующую терминологию:

- «гул» - длительный, непрерывный глухой звук;

- «шарканье» - звук, производимый при трении одного элемента о другой;

- «стук» - звук, производимый при ударе одного элемента о другой.

Типовые источники вибрационных возмущений, возникающих в трансмиссии:

- газовые и инерционные составляющие крутящего момента двигателя внутреннего сгорания;

- дисбаланс вращающихся деталей;

- периодические силы в зубчатых зацеплениях трансмиссии.

Кроме этого, виброакустические явления могут быть связаны с различными компонентами или подсистемами трансмиссии, представленными на рис. 1. Например, характерный звук в виде «гула» трансмиссии, проявляемый при нажатии педали газа, может зависеть от скорости нарастания крутящего момента и регулироваться системой управления двигателем.

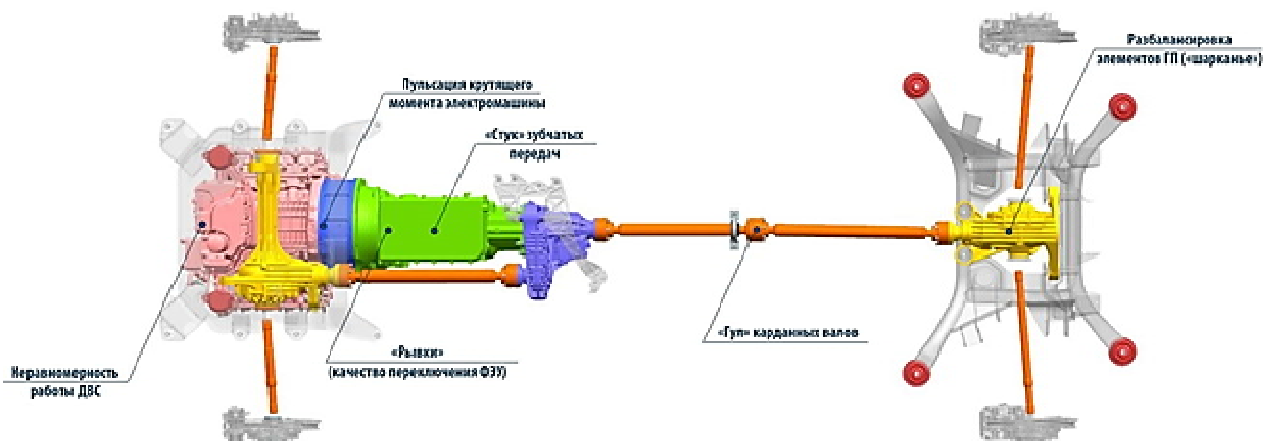


Рис. 1. Виброакустические явления в трансмиссии

В данной работе рассматривается три тематических исследования виброакустических явлений, связанных с трансмиссией и элементами передачи вибраций на кузов. Первое из этих исследований описывает низкочастотную виброакустическую проблему, связанную с рывками автомобиля при передаче крутящего момента через задний карданный вал. Второе исследование включает в себя описание моделирования шума

системы транспортного средства и особенности расчета на основе инженерного анализа. В третьем тематическом исследовании рассматривается «гул» в трансмиссии полноприводного автомобиля.

2. Рывки

Крутильные колебания в трансмиссии вызывают вибрацию кузова автомобиля, особен-

но в области резонансных частот, что наиболее часто проявляется в режиме разгона.

Как правило, при трогании автомобиля с места такое явление как «рывок» возникает из-за нестабильности работы трансмиссии и проявляется в виде низкочастотной вибрации задних колес транспортного средства. Одними из источников возбуждения «рывка» может быть неравномерность и не плавность включения фрикционных элементов управления в автоматических коробках передач. Данное явление, вызванное работой сцепления, сильно зависит от правильного выбора фрикционных материалов и свойств жидкостей автоматической коробки передач. Описание таких явлений и связанных с ними имитационных моделей можно найти в опубликованной литературе, например, [9, 10].

Кроме этого, «рывок» также может быть вызван карданными шарнирами в трансмиссии. Шарнирные соединения, которые обычно используются в карданных валах, создают крутильные колебания второго порядка, которые зависят от угла смещения в шарнире. В частности, когда крутящий момент передается через карданный вал под рабочим углом, возникают изгибающие моменты из-за дисбаланса вращающихся деталей. Поскольку колебания пропорциональны передаваемому крутящему моменту, то этот эффект является наиболее сильным на первой передаче из-за высокого передаточного числа [11]. Крутящий момент на карданном валу увеличивается при совместной работе двигателя с электромашиной. Поэтому вибрации транспортного средства, вызванные этим явлением, часто описываются как «рывки при пуске» или «пусковое вздрагивание». Шарниры равных угловых скоростей иногда используются вместо карданных соединений, чтобы уменьшить склонность к пусковым колебаниям [12].

Резонансы крутильных колебаний карданной передачи часто вызывают нежелательный низкочастотный шум в салоне автомобиля, который может доминировать над общим уровнем шума.

Вибрации и шум, вызванные трансмиссией, часто являются следствием повышенного износа заднего дифференциала, приводящего

к наклону и повороту его оси, что, в свою очередь, приводит к высоким динамическим усилиям на опорах задней главной передачи. Силы передаются в кузов автомобиля либо напрямую, либо через подрамник в зависимости от установки дифференциала. Возникающий прерывистый и дрожащий звук при перекосе дифференциала можно охарактеризовать как «шарканье», которое создает впечатление задевания несмазанных деталей. «Шарканье» может увеличиваться или слабеть в зависимости от перемен в нагрузках на автомобиль или быть длительным – вне зависимости от нагрузки. Частотный диапазон для этого явления приблизительно лежит между 40 Гц и 120 Гц.

3. Моделирование шума

Чтобы понять влияние силового агрегата и трансмиссии на возникновение виброакустических проблем, используется инструмент анализа путей передачи колебаний, называемый моделированием внутреннего структурного шума салона автомобиля (Vehicle Interior Noise Simulation – VINS). Рассмотрим детали подхода и его применение к возникновению вибраций.

Моделирование внутреннего структурного шума салона автомобиля является инструментом анализа путей передачи колебаний и шумов (Transfer Path Analysis – TPA) во время рабочих условий, который может моделировать поле внутреннего шума путем суммирования поэтапных «фаз» от различных направлений. В целом, он оценивает возбуждение, «фильтруя» его по измеренным виброакустическим передаточным функциям кузова транспортного средства от точки возбуждения к месту нахождения микрофона на уровне уха водителя. Результирующие отдельные доли шума добавляются с правильными фазовыми соотношениями, в результате чего слышен шум в месте расположения уха водителя.

Процедура основана на испытаниях или моделировании, которая позволяет отслеживать поток виброакустической энергии от источника через структурные и воздушные пути передачи к заданному местоположению.

Больше информации и деталей о методологии моделирования внутреннего структурного шума салона автомобиля можно найти в опубликованной литературе [13, 14].

Одним из применений данной методологии является оценка отдельных долей шума по отношению к общему шуму для выявления акустических «слабых мест». Первым шагом в этом процессе является выявление проблемы. Он состоит из выполнения предварительных измерений, направленных на определение оптимальных условий испытаний для сбора данных и на определение критических частотных диапазонов шумовых спектров. За этим шагом следует функциональный модальный анализ и анализ формы собственных колебаний (Operational Deflection Shape – ODS). Как только это будет реализовано, выполняется полный анализ путей передачи колебаний и шумов на определенных путях передачи колебаний. Последним шагом проводится структурный или акустический модальный анализ, который поможет найти и решить коренные причины возможных проблем с шумом и вибрацией.

Модальный анализ схож с анализом форм собственных колебаний в том отношении, что можно наблюдать деформации объекта исследования, которые связаны с резонансными частотами (или собственными частот) объекта.

Цель анализа состоит в том, чтобы можно было идентифицировать и оценить влияние виброакустических явлений при передаче от источника к микрофону (на уровне уха водителя), и в дальнейшем оптимизировать конструкцию путем выбора оптимальных характеристик. Выполнение этого анализа приводит к более быстрому устранению неполадок, улучшению качества объекта исследования и более методичному подходу к виброакустическому моделированию.

Анализ путей передачи колебаний и шумов - это только один шаг в процессе оптимизации вибраций и шумов. Инженерный анализ, а также экспериментальные методы могут быть использованы для достижения этой цели. Следующее тематическое исследование относится к анализу формы собственных колебаний трансмиссии транс-

портного средства, чтобы определить возникновение шума. Для этого выполняется анализ форм собственных колебаний всей трансмиссии.

4. Гул и стук в трансмиссии

В дополнение к крутильным колебаниям, изгибные колебания карданных валов могут вызывать проблемы с возникновением длительного «гула» при движении транспортного средства, интенсивность которого может меняться в зависимости от передачи («гул» проявляется на повышенных передачах и отсутствует на пониженных).

Многие зубчатые компоненты в трансмиссии транспортного средства могут вызывать «стук» в трансмиссии. В целом, проблема зубчатого «стука» хорошо известна и примеры его различных аспектов можно найти в опубликованной литературе [8, 15-18]. Основные причины возникновения шума зубчатой передачи заключается в следующем:

- погрешность зубчатого зацепления;
- динамическое усилие в зацеплении.

Погрешность зубчатого зацепления является мерой измерения отклонения скорости вращения ведомой шестерни от идеального зацепления сопряженных поверхностей и обычно определяется профилем зуба, качеством изготовления зубчатой передачи и погрешностью в производственных допусках. Динамическое усилие в зацеплении - это сила в точке контакта зубчатой передачи, возникающая из-за погрешности зубчатого зацепления. Помимо погрешности зубчатого зацепления, динамическое усилие в зацеплении также зависит от соответствия степени точности по нормам плавности и модуля зубчатой передачи. При межосевом отклонении шестерен или вследствие неправильно определенного бокового зазора зацепления шестерен появляется металлический шум, переходящий на корпус коробки передач через подшипниковые узлы. Вибрация от элементов силового привода через опоры передается на каркас кузова.

Несмотря на то, что погрешность зубчатого зацепления является источником «стука» в трансмиссии, целесообразно контроли-

ровать ее в определенных пределах. Минимизировав погрешность зубчатого зацепления трансмиссии можно добиться значительных улучшений виброакустических показателей.

Конструкция кузова автомобиля является важной частью в формировании общего уровня шума и вибраций, передаваемых на пассажиров транспортного средства. Именно конструкция кузова отделяет и, следовательно, изолирует пассажиров от разнообразных источников шума, генерируемых во время работы транспортного средства. Таким образом, структура кузова должна быть тщательно спроектирована, чтобы блокировать поступающий шум и вибрационные нагрузки.

Чувствительность к акустическим колебаниям кузова определяется передаточной функцией вибрационных нагрузок и шума от элементов крепления (например, опор осей,

опор трансмиссии) на кузов и органы управления транспортного средства.

При определении передаточной функции, связывающей между собой крутильные колебания трансмиссии и продольные колебания кузова автомобиля, можно оптимизировать уровень вибрационного воздействия на водителя транспортного средства [10, 19].

Транспортное средство, выбранное для анализа в этом тематическом исследовании, было оснащено автоматической коробкой передач, независимой задней подвеской и задней карданной передачей с промежуточной опорой, в соответствии с электронной моделью, показанной на рис. 2. Трансмиссия была установлена с использованием двух опор двигателя, трех опор передней главной передачи и кронштейна раздаточной коробки. Задняя главная передача была установлена на заднем подрамнике в четырех местах крепления.

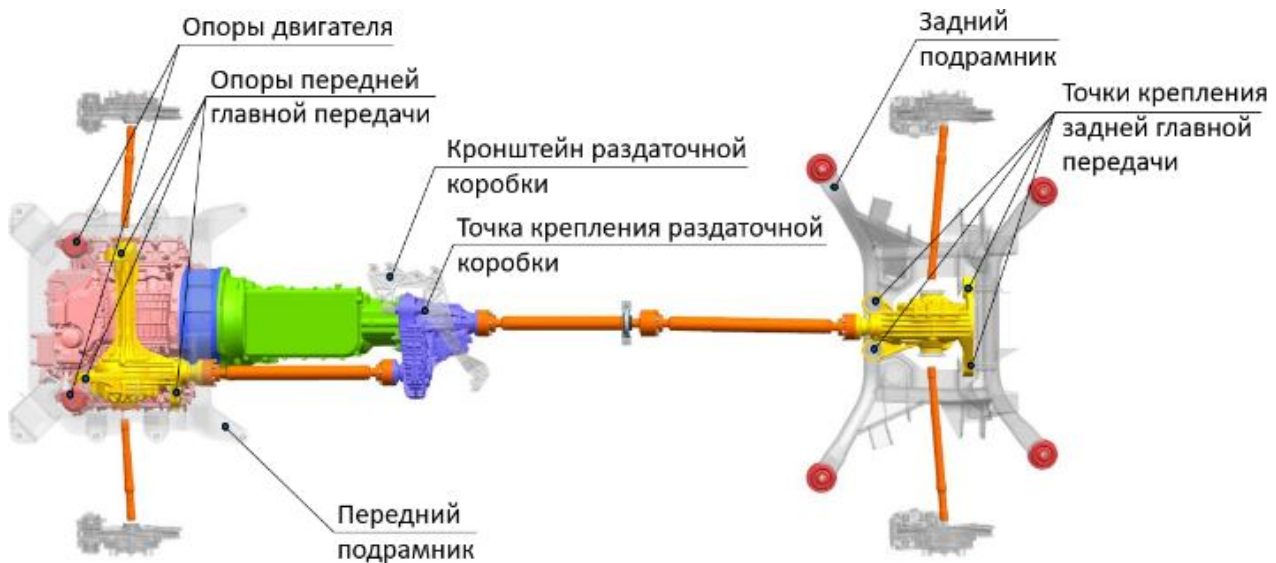


Рис. 2. Элементы крепления агрегатов трансмиссии

Одним из ключевых показателей эффективности конструкции является статическая и динамическая жесткость. Статическая жесткость кузова в основном определяется его общей крутильной, вертикальной и боковой жесткостью. Кручение и вертикальная жесткость кузова играют большую роль в изоляции транспортного средства от вибраций трансмиссии и колебаний, возникающих при движении по неравномерному профилю дороги. Боковая жесткость кузова очень

важна для надлежащей управляемости и поворотливости автомобиля.

Статическая жесткость $C_{\text{крут.колебания}+ViW}$ на кручение кузова автомобиля - это отношение крутящего момента M (приложенного к продольным лонжеронам) к углу скручивания черного кузова α_{ViW} :

$$C_{\text{крут.колебания}+ViW} = \frac{M}{\alpha_{ViW}} \cdot \quad (1)$$

Динамическая жесткость кузова в основном определяется его глобальными собственными частотами и локальной динамической жесткостью, а также играет важную роль в изоляции основных источников шума и вибраций. Собственные частоты кузова должны быть как можно выше и разъединены с частотами гармонических возбуждений таких систем, как трансмиссия, шасси и двигатель. Локальная динамическая жесткость должна быть достаточно высокой, чтобы обеспечить эффективность резиновых опор.

Локальная динамическая жесткость зон установки резиновых опор оценивается для обеспечения хорошей фильтрации. Локаль-

ная динамическая жесткость кузова в зонах установки должна быть в несколько раз выше соответствующей жесткости резины.

При решении задачи снижения вибраций кузова автомобиля требуется локализация различных колебаний и проведение модального анализа, с целью определения частотного спектра и амплитуд колебаний основных подсистем транспортного средства.

На рис. 3 показан типовой частотный диапазон виброакустических явлений, связанных с основными системами автомобиля (кузов, двигатель, подвеска, системы выпуска отработавших газов и др.) [20].



Рис. 3. Частотный диапазон виброакустических явлений

Самые низкие собственные частоты крутильных колебаний кузова определяются так, чтобы разъединять их с собственными частотами неподрессоренной массы и частотой колебаний двигателя на холостом ходу (рис. 4).

5. Заключение

Анализ основных методологий по определению виброакустических явлений при

интеграции трансмиссии, а также методов по оптимизации статической и динамической жесткости кузова автомобиля показывает, насколько сложными являются проблемы с виброакустическими явлениями.

Мониторинг и оптимизация виброакустических характеристик на протяжении всего процесса разработки автомобиля имеет решающее значение. Оптимизация одного из конкретных виброакустических явлений (шум, вибрация или жесткость) может сни-

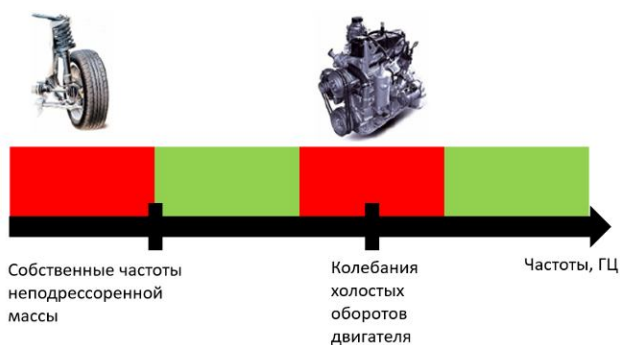


Рис. 4. Частотный диапазон, который необходимо избегать при проектировании кузова

зять качество другого критерия (в дополнение к другим параметрам, таким как стоимость, вес, долговечность, безопасность и т.д.). Следовательно, при помощи компьютерного инженерного анализа или совмещенных методологий, процесс для оптимизации виброакустических характеристик транспортного средства должен основываться на системном подходе и оценивать соответствующий баланс преимуществ и недостатков.

По результатам проведенного научно-технического исследования определены основные частотные диапазоны виброакустических явлений, проявляемых в автомобиле.

Для решения проблемы передачи вибрационной нагрузки на кузов автомобиля при интеграции трансмиссии рассмотрены причины их возникновения и возможные пути их исключения.

Установлено, что для исключения такого виброакустического эффекта как «рывок»,

проявляемого при запуске трансмиссии, требуется обеспечение равномерности и плавности включения фрикционных элементов управления в автоматических коробках передач, которая зависит от выбора фрикционных накладок и свойств рабочей жидкости.

Кроме того, требуется уделить внимание балансировке трансмиссии, определению периодических сил и погрешностей зубчатых зацеплений в трансмиссии, анализу кратности количества их зубьев основным гармоникам двигателя.

Конструкция кузова автомобиля является важной частью в формировании общего уровня шума и вибраций, которые достигают пассажиров транспортного средства. Таким образом, структура кузова должна быть тщательно спроектирована, чтобы блокировать поступающий шум и вибрационные нагрузки.

Для повышения виброзащитных свойств, а также уменьшения вибрационного воздействия на водителя при проектировании автомобиля необходимо проведение анализа статической и динамической жесткости кузова в местах соединения с силовым приводом. Локальная динамическая жесткость кузова в зонах установки должна быть в несколько раз выше соответствующей жесткости виброизоляторов, при этом собственные частоты крутильных колебаний кузова не должны совпадать с собственными частотами неподрессоренной массы и частотой колебаний двигателя на холостом ходу.

Список литературы

1. Myers R.H., Montgomery D.C., Anderson-cook C.M. Response Surface Methodology // Process and Product Optimization using Designed Experiments. Wiley, New York, 3rd edition, 2009. P.11-12.
2. Schramm U. Multi-disciplinary optimization for NVH and crashworthiness // 1st M.I.T. Conference on Computational Fluid and Solid Mechanics, Elsevier, Oxford, 2001, pp. 721-724.
3. Sobieszczanski-Sobieski J., Kodiyalam S., Yang R. Optimization of car body under constraints of noise, vibration, and harshness (NVH), and crash // Structural and Multidis-

References

1. Myers R.H., Montgomery D.C., Anderson-cook C.M. Response Surface Methodology. *Process and Product Optimization using Designed Experiments*. Wiley, New York, 3rd edition, 2009, pp. 11-12.
2. Schramm U. Multi-disciplinary optimization for NVH and crashworthiness. *1st M.I.T. Conference on Computational Fluid and Solid Mechanics*, Elsevier, Oxford, 2001, pp. 721-724.
3. Sobieszczanski-Sobieski J., Kodiyalam S., Yang R. Optimization of car body under constraints of noise, vibration, and harshness (NVH), and crash. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2001, No. 22, pp. 295-306.

ciplinary Optimization. 2001. No. 22. P. 295–306. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00158-001-0150-6>.

4. Stander N., Craig K.J. On the robustness of a simple domain reduction scheme for simulation based optimization // *Engineering Computer Review*. 2002. No. 19 (4). P. 431-450.

5. Wauquiez C., Kayvantash K., Masfrand S., Bekkour T., Arnaudeau F. Mass minimization of vehicle structure subject to varying crashworthiness constraints: a prediction-correction approach // *3rd M.I.T. Conference on Computational Fluid and Solid Mechanics*, Elsevier, Oxford, 2005.

6. Hagerodt B. Untersuchungen zu Lastwechselreaktionen frontgetriebener Personenkraftwagen // *Dissertation*, RWTH Aachen, 1998.

7. Bencker R. Simulationstechnische und experimentelle Untersuchung von Lastwechselphänomenen an Fahrzeugen mit Standardantrieb // *Dissertation*, TU Dresden, 1998.

8. Sun Z., Steyer G.C., Ranek M. FEA studies on axle system dynamics // *SAE World Congress*, 2002, No. 2002-01-1190, Detroit, MI.

DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-1190>.

9. Tohyama M., Ohmori T., Ueda F. Anti-shudder mechanism of ATF additives at slip-controlled lock-up clutch // *SAE International*, 1999, No. 1999-01-3616. DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-3616>.

10. Батизи В.М., Лихачев Д.С. Исследование причин возникновения вибраций на переходных режимах движения автомобиля // *Труды НАМИ*. 2018. № 1 (272). С.61–68.

11. Lee C.H. Universal joint and driveshaft design manual // *SAE Advances in Engineering series (AE)*. 2008. No. 9. P.317-322. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12239-008-0038-1>.

12. Exner W. NVH phenomena in light truck drivelines // *SAE International*. 1995. No. 1995-11-01. DOI: <https://doi.org/10.4271/952641>.

13. Alt N., Wiehagen N., Schlitzer M. Vehicle interior noise simulation for evaluat-

DOI: <https://doi.org/10.1007/s00158-001-0150-6>

4. Stander N., Craig K. J. On the robustness of a simple domain reduction scheme for simulation based optimization. *Engineering Computer Review*, 2002, No. 19 (4), pp. 431-450.

5. Wauquiez C., Kayvantash K., Masfrand S., Bekkour T., Arnaudeau F. Mass minimization of vehicle structure subject to varying crashworthiness constraints: a prediction-correction approach. *3rd M.I.T. Conference on Computational Fluid and Solid Mechanics*, Elsevier, Oxford, 2005.

6. Hagerodt B. Untersuchungen zu Lastwechselreaktionen frontgetriebener Personenkraftwagen. *Dissertation*, RWTH Aachen, 1998. (in German)

7. Bencker R. Simulationstechnische und experimentelle Untersuchung von Lastwechselphänomenen an Fahrzeugen mit Standardantrieb. *Dissertation*, TU Dresden, 1998. (in German)

8. Sun Z., Steyer G.C., Ranek M. FEA studies on axle system dynamics. *SAE World Congress*, 2002, No. 2002-01-1190, Detroit, MI. DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-1190>.

9. Tohyama M., Ohmori T., Ueda F. Anti-shudder mechanism of ATF additives at slip-controlled lock-up clutch. *SAE International*, 1999, No. 1999-01-3616.

DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-3616>.

10. Batizi V.M., Likhachev D.S. Investigation of the vibration causes in transitional modes of vehicle driving. *Trudy NAMI*, 2018, No. 1 (272), pp. 61–68. (In Russian)

11. Lee C.H. Universal joint and driveshaft design manual. *SAE Advances in Engineering series (AE)*, 2008, No. 9, pp.317-322. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12239-008-0038-1>.

12. Exner W. NVH phenomena in light truck drivelines. *SAE International*, 1995, No. 1995-11-01. DOI: <https://doi.org/10.4271/952641>.

13. Alt N., Wiehagen N., Schlitzer M. Vehicle interior noise simulation for evaluating proto-type powertrains in the vehicle - Part 1. *ATZ worldwide*, 2001, No.103, pp.13-16. DOI: <https://doi.org/10.1007/BF03226781>.

14. Eisele G., Wolf K., Alt N., Hüser M.

- ing prototype powertrains in the vehicle - Part 1 // ATZ worldwide. 2001. No.103. P.13-16. DOI: <https://doi.org/10.1007/BF03226781>.
14. Eisele G., Wolf K., Alt N., Hüser M. Application of Vehicle Interior Noise Simulation (VINS) for NVH Analysis of a Passenger Car // SAE Noise and Vibration Conference and Exhibition, 2005, No. 2005-01-2514. DOI: <https://doi.org/10.4271/2005-01-2514>.
15. Donley M.G., Lim T.C., Steyer G.C. Dynamic analysis of automotive gearing systems // SAE International. 1992. No. 620762. DOI: <https://doi.org/10.4271/920762>.
16. Donley M.G., Stokes W., Neriya S., Monkaba V., Li Y. Modeling of a driveline system using a building block approach // SAE International. 1999. No. 1999-01-1762. DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-1762>.
17. Steyer G. Influence of Gear Train Dynamics on Gear Noiser // Proceedings of the National Conference on Noise Control Engineering, 1987, College Park, PA, The Penn State University, pp. 53-58.
18. Sun Z., Steyer G., Ranek M. FEA Studies on Axle System Dynamics // SAE World Congress. 2002. No. 2002-01-1190, Detroit, MI, pp.12-18. DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-1190>.
19. Лихачёв Д.С. Батизи В.М. Оптимизация уровня вибронгруженности на переходных режимах движения автомобиля // Приоритетные задачи и стратегии развития технических наук: Сб. науч. тр. по итогам междунар. научно-практ. конф. Тольятти. 2017. № 2. С. 31–36.
20. Wang X. Vehicle noise and vibration refinement // Woodhead Publishing Limited. 2010. p. 440. DOI: <https://doi.org/10.1533/9781845698041.3.351>
- Application of Vehicle Interior Noise Simulation (VINS) for NVH Analysis of a Passenger Car. *SAE Noise and Vibration Conference and Exhibition*, 2005, No. 2005-01-2514. DOI: <https://doi.org/10.4271/2005-01-2514>.
15. Donley M.G., Lim T.C., Steyer G.C. Dynamic analysis of automotive gearing systems. *SAE International*, 1992, No. 620762. DOI: <https://doi.org/10.4271/920762>.
16. Donley M.G., Stokes W., Neriya S., Monkaba V., Li Y. Modeling of a driveline system using a building block approach. *SAE International*, 1999, No. 1999-01-1762. DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-1762>.
17. Steyer G. Influence of Gear Train Dynamics on Gear Noise. *Proceedings of the National Conference on Noise Control Engineering*, 1987, College Park, PA, The Penn State University, pp. 53-58.
18. Sun Z., Steyer G., Ranek M. FEA Studies on Axle System Dynamics. *SAE World Congress*, 2002, No. 2002-01-1190, Detroit, MI, pp.12-18. DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-1190>.
19. Likhachev D.S., Batizi V.M. Optimization of the level of vibration loading in transient modes of vehicle movement. *Prioritetnye zadachi i strategii razvitiya tekhnicheskikh nauk: Sb. nauchnykh trudov po itogam mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*, 2017, No. 2, Tolyatti, pp. 31–36. (In Russian)
20. Wang X. Vehicle noise and vibration refinement, *Woodhead Publishing Limited*, 2010, p. 440. DOI: <https://doi.org/10.1533/9781845698041.3.351>