

РАСЧЕТНЫЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ СИЛОВОГО АГРЕГАТА И ЕГО ВЛИЯНИЯ НА ВИБРОАКУСТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЛЕГКОГО КОММЕРЧЕСКОГО ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Соловьев Д.В., Герасин А.В., Штурмин А.А.

ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева», г. Нижний Новгород, Россия (603950, ГСП-41, Н.Новгород, ул. Минина, д.24), e-mail:solo151073@mail.ru

В статье описана методика исследований виброакустических процессов, вызванных колебаниями силового агрегата легкого коммерческого грузового автомобиля. Приведены результаты расчетов регрессионных моделей, характеризующих влияние демпфирующих свойств панелей кабины автомобиля на уровень структурного шума. Проведен анализ полученных уравнений регрессии. Расчеты выполнены на основе метода конечных элементов с использованием современного программного комплекса и расчетной модели высокой степени детализации. В статье также изложена методика экспериментальных исследований, проведенных с целью оценки адекватности расчетной модели. Экспериментальные данные были получены при помощи лазерных виброметров и обрабатывались специальным программным комплексом в реальном времени.

Ключевые слова: двигатель, силовой агрегат, колебания, вибрация, виброакустика, регрессионный анализ, NVH-анализ.

DESIGN AND EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE POWER UNIT INFLUENCE ON VIBROACOUSTIC PERFORMANCES OF LIGHT COMMERCIAL TRUCKS

Solovyov D.V., Gerasin A.V., Shturmin A.A.

Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, Nizhny Novgorod, Russia (603950, Nizhny Novgorod, street Minina, 24), e-mail: solo151073@mail.ru

The paper describes the researching methodology of vibroacoustic processes, caused by the truck power unit vibration. The article reviews the regression equations which define the influence of dumping properties of the truck cab structures on the internal noise. The paper also gives the analysis of obtained regression equations. The calculations are based on the finite element method using modern software and high detailed computational model. The article also sets out the methodology of experimental studies conducted to assess the adequacy of the design model. Experimental data were obtained using laser vibrometers and processed by special software system in real time.

Keywords: engine, powertrain, vibrations, vibroacoustics, regression analysis, NVH-analysis.

Вибрация и шум являются одними из основных показателей, характеризующих технический уровень современного автомобиля и определяющих качество, надежность и конкурентоспособность продукции автомобилестроения. Шум оказывает вредное воздействие на здоровье людей, вибрация ведет к нарушению работы узлов и систем автомобиля, снижению их надежности и долговечности. В связи с этим в последнее время возрастает интерес к задачам, направленным на исследование виброакустических свойств конструкции автомобиля. Такие задачи связаны с так называемым NVH-анализом.

Представленные результаты исследований направлены на разработку конструктивных решений с целью уменьшения вибраций элементов конструкции и снижение уровня внутреннего шума грузовых автомобилей семейства ГАЗельNext. На начальном этапе исследований была разработана подробная конечно-элементная модель несущей системы автомобиля с силовым агрегатом, установленным на раме посредством элементов,

моделирующих упругие опоры двигателя и коробки передач. Упругие характеристики опор силового агрегата определялись экспериментально на специальном нагрузочном стенде.

Как показывает инженерная практика, при моделировании сложных систем на основе метода конечных элементов важным этапом разработки расчетной модели является оценка ее адекватности. Как правило, для достижения точных результатов расчета требуется не только подробное представление геометрии деталей конструкции, но и введение в модель дополнительных элементов, обеспечивающих правильное приложение нагрузки и реакций внешних опор. Необходимо также правильно учесть упругие и демпфирующие свойства различных элементов конструкции. Для верификации модели требуется сопоставить результаты расчета с соответствующими экспериментальными данными. Для оценки адекватности разработанной динамической модели были проведены экспериментальные исследования, направленные на определение форм и частот собственных колебаний силового агрегата, установленного на автомобиле. В рамках данной работы совместно с специалистами фирм PolytecGmbH (Германия) и ООО «НОВАТЕСТ» (Химки) были проведены измерения параметров колебаний исследуемого силового агрегата. В эксперименте были использованы лазерные виброметры PolytecPSV-500 и PDV-100. Установка измерительных головок виброметров показана на рис. 1. Сканирующая головка доплеровского виброметра PSV-500, установленная на специальном штативе, обеспечивает бесконтактное измерение виброскоростей нескольких точек блока цилиндров двигателя. Вторая измерительная головка модели PDV-100 служила для формирования опорного сигнала. Возбуждение колебаний производилось специальным шейкером.

Результаты измерений регистрировались и обрабатывались специальным программным комплексом в реальном времени. В процессе измерений отображаются временные характеристики и частотные спектры сигнала виброметра и опорного сигнала. Программа обработки сигнала позволяет визуализировать данные измерений в виде графиков и пространственных анимаций. После анализа результатов эксперимента в расчетную модель были внесены уточнения инерционно-массовых характеристик силового агрегата, а также упругих и демпфирующих характеристик его опор. После этого данные как расчетных, так и экспериментальных исследований показали сопоставимые результаты, что позволяет судить об адекватности разработанной конечно-элементной модели. Так, расчетом и экспериментально было установлено, что в диапазоне частот 7-12 Гц происходит увеличение амплитуд виброперемещений и виброускорений контрольных точек силового агрегата.

Таким образом, последовательное проведение ряда экспериментов и решение соответствующих задач моделирования позволяет получить в результате исследования адекватную расчетную модель, адаптированную для расчетов, направленных на разработку

технических решений по снижению вибронгруженности элементов конструкции автомобиля.

Для анализа уровня шума в кабине автомобиля упомянутая выше конечно-элементная модель была дополнена элементами воздушной среды (акустического объема). Элементы, моделирующие акустический объем, показаны на рис.2.



Рис. 1. Установка измерительных головок виброметров

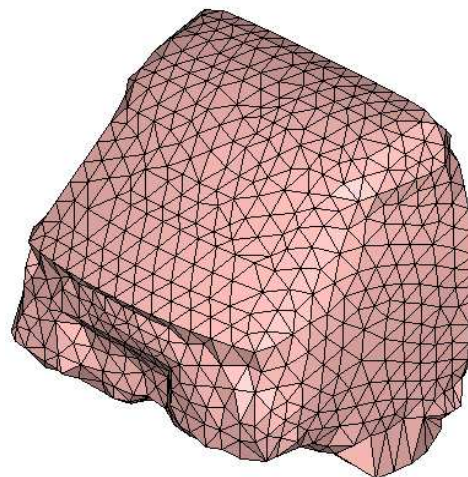


Рис. 2. Конечно-элементная модель акустического объема

Внешние узловые точки элементов воздушной среды соответствуют узлам КЭМ кабины, так что колебания силовых элементов кабины инициируют звуковые волны в акустическом объеме. Таким образом, имитируется структурный шум в кабине. Возбуждение колебаний проводилось приложением гармонической вертикальной силы в центре масс двигателя, что соответствует действию неуравновешенных сил инерции второго порядка.

Как известно, в настоящее время в различных областях техники и технологий при исследовании сложных систем и процессов широко применяются математические методы многофакторного регрессионного анализа. Эти методы часто применяются при экспериментальных исследованиях технических систем. В рамках данной работы предложено использовать регрессионные зависимости при анализе расчетных конечно-элементных моделей высокой степени детализации, ориентированных на исследование виброакустических процессов, происходящих в несущих структурах и акустическом объеме кабин (кузовов) легких коммерческих автомобилей. Основной целью проводимых исследований является разработка методики оценки виброакустических свойств конструкции легкого коммерческого автомобиля с помощью линейных регрессионных моделей.

Достижение поставленной цели в соответствии с решаемыми в работе задачами осуществляется последовательно в несколько этапов. Поиск рациональных параметров конструктивных элементов системы силовой агрегат – рама – кузов (кабина) с точки зрения виброакустических свойств на этапах доводки ее конструкции приводит к задаче оптимального проектирования, эффективность решения которой во многом зависит от правильного выбора целевой функции, искомых переменных, функциональных и параметрических ограничений. В связи с этим возникает необходимость предварительного исследования указанной системы с применением разработанной расчетной модели. Однако такое исследование должно учитывать специфику решаемых в последующем задач и потому направлено, прежде всего, на оценку влияния различных элементов конструкции на ее виброакустические свойства. На этом этапе исследований определяются варьируемые параметры конструкции, подлежащие оптимизации (переменные проектирования) и расчетный режим нагружения.

Оптимизация виброакустических свойств конструкции даже при использовании методов направленного поиска требует многократного (несколько сотен, а иногда и тысяч вариантов) пересчета ее расчетной модели. Причем число шагов такой итерационной процедуры трудно заранее предугадать. Это зачастую не дает возможности решить подобную задачу в необходимый промежуток времени на этапе окончательной доводки конструкции, поскольку в этом случае, как правило, используют подробные конечно-элементные модели, расчет которых даже на современной вычислительной технике требует значительных затрат машинного времени.

В связи с этим для преодоления подобных трудностей в данной работе предложен подход к решению оптимизационной задачи, включающий промежуточный этап построения уравнений регрессии для величин и параметров, используемых при оптимизации. Регрессионные зависимости позволяют: во-первых, провести количественную оценку влияния выбранных параметров конструкции на исследуемые свойства, во-вторых, выполнить в дальнейшем поиск оптимальных значений этих параметров, не прибегая к трудоемким процедурам расчета сложных конечно-элементных моделей, а используя лишь уравнения регрессии и математические методы оптимизации.

Уравнения множественной регрессии $y(x)$ строятся по результатам вычислительного эксперимента, проводимого на основе расчета конечно-элементной модели. При этом проводится серия вычислительных опытов. В каждом опыте рассчитывается вариант конструкции с определенным (заданным матрицей плана) сочетанием переменных параметров. Расчет модели системы дает значения выходных величин (функции отклика) y_j , для которых затем строятся уравнения регрессии. В качестве таких контролируемых величин

y_j могут выступать значения виброперемещений (виброускорений) в отдельных точках конструкции, уровни звукового давления, уровни шума в различных зонах акустического пространства, значения амплитуд и частот колебаний элементов конструкции и т.д. Все эти величины, разумеется, должны иметь числовое выражение и однозначно зависеть от выбранных переменных параметров конструкции x_i . Количество интересующих нас параметров y_j определяется характером решаемой задачи, а также возможностями используемых программных средств. Методика же расчета коэффициентов регрессии в уравнениях инвариантна по отношению к физической сущности исследуемых величин.

В общем виде задача исследования многофакторных процессов математически формулируется следующим образом. Необходимо получить представление о функции отклика

$$y = b_0 + \sum_k b_i x_i + \sum_k b_{ij} x_i x_j + \sum_k b_{ii} x_i^2 + \dots$$

где x_1, x_2, \dots, x_k – независимые переменные (факторы), которые можно варьировать;
 $b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii}, \dots$ – коэффициенты регрессии, характеризующие степень влияния переменных на функцию отклика.

Следовательно, решение задачи сводится к определению коэффициентов b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii} , которые можно найти путем обработки результатов вычислительного эксперимента методом регрессионного анализа.

Используя данный подход, была проведена попытка оценить влияние демпфирующих свойств основных панелей кабины на уровень шума в зоне головы водителя. В качестве измерителя демпфирующих свойств был использован так называемый коэффициент механических потерь (КМП), характеризующий степень гашения колебаний пластинчатой панели. Введение в характеристики панели данного коэффициента в определенной степени имитирует наклеивание на соответствующую листовую панель кабины слоя виброизолирующего материала. Величина КМП взята равной 0,423. Это соответствует стальной пластине с шумоизоляционным материалом ПТК/140.

В качестве переменных факторов регрессионного анализа примем изменение демпфирующих свойств крыши кабины (x_1), верхней части задней панели кабины (x_2), нижней части задней панели кабины (x_3), панели пола (x_4) и передней панели кабины (x_5). Данные элементы кабины показаны на рис.3.

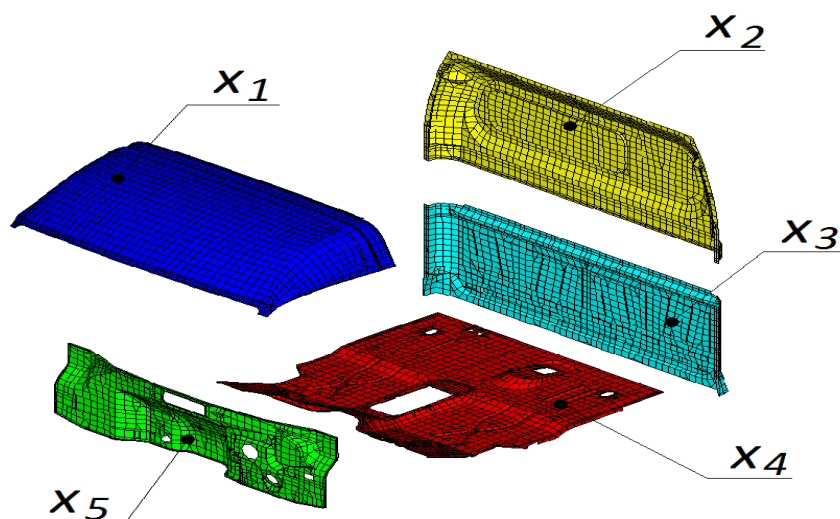


Рис. 3. Элементы кабины с переменными характеристиками демпфирования

При формировании матрицы плана вычислительного эксперимента будем считать значение переменной, равное -1 , при отсутствии виброизолирующего материала на панели и значение $+1$, если на панели наклеен такой материал, т.е. для такой панели вводится соответствующий КМП. Для оценки влияния демпфирующих характеристик панелей кабины на эквивалентный уровень шума определяем пиковые значения L_1-L_6 по графикам спектра. Один из таких графиков показан на рис.4.

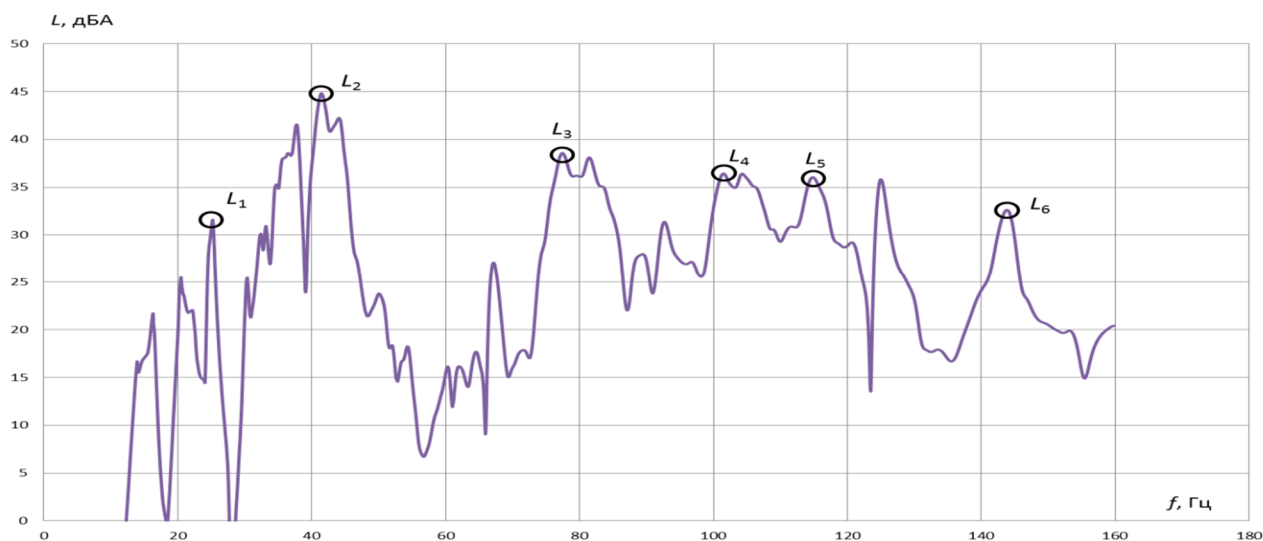


Рис. 4. Спектр уровня шума (дБА) в кабине автомобиля

При анализе результатов расчета было установлено, что введение КМП для отдельных панелей кабины может существенно изменить характер спектра. В связи с этим пиковые значения уровня шума определялись не по определенным значениям частот, а по наибольшим уровневым значениям, попадающим в некоторую частотную полосу шириной 5-10 Гц в зоне частот 20 Гц, 40 Гц, 80 Гц, 100 Гц, 115 Гц и 140 Гц.

Для уменьшения объема необходимых расчетов были использованы линейные регрессионные модели, в которых присутствуют переменные только в первой степени. При этом также не учитывались эффекты парного взаимодействия переменных. При проведении серии расчетов был использован метод насыщенных планов Плэккета – Бермана.

В результате расчетов КЭМ с параметрами, изменяемыми в соответствии с принятой матрицей плана, были получены следующие уравнения регрессии:

$$L_1 = 33,586 - 0,1875x_1 - 0,0875x_2 - 1,6625x_3 - 0,1125x_4 - 0,1625x_5$$

$$L_2 = 43,525 - 0,35x_1 + 1,175x_2 + 0,125x_3 - 0,25x_4 - 0,25x_5$$

$$L_3 = 35,275 - 0,05x_1 - 0,15x_2 + 0,15x_3 - 2,075x_4 + 0,55x_5$$

$$L_4 = 36,15 - 0,15x_1 - 0,45x_2 + 0,6x_3 - 0,45x_4 + 0,05x_5$$

$$L_5 = 35,725 + 0,25x_1 + 0,65x_2 - 0,575x_3 - 0,9x_4 - 0,825x_5$$

$$L_6 = 31,175 - 0,925x_1 + 0,125x_2 - 0,275x_3 - 2,225x_4 - 0,225x_5$$

Величины и знаки коэффициентов регрессии в уравнениях показывают характер и степень влияния демпфирующих свойств соответствующих панелей кабины на исследуемые пиковые значения уровня шума в кабине. Таким образом, используя данные уравнения, можно наметить рациональные пути снижения уровня шума в кабине автомобиля за счет придания дополнительных демпфирующих свойств ее конструктивным элементам. Кроме этого, по уравнениям можно достаточно легко количественно оценить эффект от вносимых изменений, не прибегая к трудоемким расчетам конечно-элементной модели. При необходимости такой расчет можно провести для проверки принятого конструктивного решения или уточнения выведенных регрессионных зависимостей. Имея ряд уравнений, описывающих влияния переменных параметров конструкции на различные ее показатели и свойства, можно подобрать комбинацию переменных, обеспечивающую улучшение необходимых свойств конструкции при соблюдении различных требований и ограничений. На этом этапе возможно эффективное использование алгоритмов направленного поиска и методов многокритериальной оптимизации.

Исследования выполнены в НГТУ при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках проекта по договору № 02.G25.31.0006 от 12.02.2013 г.

Список литературы

1. Адлер Ю. П. Введение в планирование эксперимента. – М.: Металлургия, 1969.

2. Дрейпер Н., Смит Г. Прикладной регрессионный анализ. Кн. 2. – М.: Финансы и статистика, 1986. – 351 с.
3. Лоули Д., Максвелл А. Факторный анализ как статистический метод: пер. с англ. – М.: Мир, 1967. – 144 с.
4. Соловьев Д.В. Расчетные и экспериментальные исследования колебаний двигателя автомобиля на режиме холостого хода / Д.В. Соловьев [и др.] // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – Н. Новгород, 2014. – № 1. – С. 150-155.
5. Колебания силового агрегата автомобиля / В.Е. Тольский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1976.
6. Тольский В.Е. Виброакустика автомобиля / В.Е. Тольский. – М.: Машиностроение, 1988.
7. Ящерицын П.И., Махаринский Е.И. Планирование эксперимента в машиностроении. – Минск: Высшая школа, 1985. – 286 с.
8. C. M. A. Vasques Vibration And Structural Acoustics Analysis \ Springer Science & Business Media, 2011. – 357 p.
9. Golberg M. A., Hokwon A. C. Introduction to regression analysis / WIT Press, 2004. – 436 p.
10. Mechel F.P. Formulas of Acoustics \ Springer Berlin Heidelberg, 2nd edition, 2008. – 1275 p.
11. Taylor J.I. The Vibration Analysis Handbook \ VCI, 2003. – 375 p.
12. Weisberg S. Applied Linear Regression John Wiley & Sons, 2005. – 352 p.
13. Younger M. S. A first course in linear regression. Duxbury Press, 1985. – 703 p.

Рецензенты:

Кравец В.Н., д.т.н., профессор кафедры «Автомобили и тракторы» ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева», г. Нижний Новгород;

Беляков В.В., д.т.н., профессор кафедры «Автомобили и тракторы» ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева», г. Нижний Новгород.