

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ СИЛОВОГО АГРЕГАТА ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ ПОЛНОЙ МАССОЙ 3,5 ТОННЫ НА РЕЖИМЕ ХОЛОСТОГО ХОДА

Соловьев Д.В., Тумасов А.В., Герасин А.В.

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 проводятся исследования колебаний силового агрегата автомобиля, проводимые с целью снижения уровня вибраций и шума. Основной объект исследований – силовой агрегат с двигателем Cummins ISF2.8s4129P, установленным на автомобиле полной массой 3,5 тонны. Обсуждаются результаты расчетов колебаний силового агрегата, полученные в ходе модального анализа, а также проводится сравнение расчетных и экспериментальных данных. Проводится исследование колебаний силового агрегата на основе модального анализа с использованием программного пакета MSC.NASTRAN, а также экспериментальные исследования параметров его колебаний. Данные исследования дают возможность адекватно смоделировать колебания силового агрегата и обеспечить высокую сходимость с экспериментальными данными. В ходе исследований проанализировано несколько конечно-элементных моделей. В статье дается описание разработанных конечно-элементных моделей. Проводится оценка влияния различных структурных элементов автомобиля на колебания его силового агрегата. Представленные материалы являются начальным этапом исследования в области NVH анализа транспортного средства.

Ключевые слова: двигатель, силовой агрегат, колебания, вибрация, модальный анализ, NVH анализ

THE RESEARCH OF 3.5 TONES TRUCK POWER UNIT HESITATIONS ON SMOOTH IDLING RATE

Solovyov D.V., Tumasov A.V., Gerasin A.V.

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 article deals with power unit hesitations research carried out to reduce vibration and noise of the vehicle. The main object of this research is power unit with Cummins ISF2.8s4129P engine mounted on 3.5 tones truck. Estimation results of power unit vibration on the basis of computer modal analysis and its comparison with experimental data were discussed. The simulation study based on modal analysis method using MSC.NASTRAN software and experimental measurements of power unit vibration parameters were carried out. This research gives the possibility of precise engine vibration computer modeling that shows high convergence with experimental data. Main parameters of power unit hesitations have been discussed. Several finite element models were analyzed during these estimations. The article gives the description of designed finite element models. The influence of the truck structural elements to its power unit hesitations is described. The present study provides a starting-point for further research in the field of NVH vehicle analysis.

Keywords: engine, power unit, hesitation, vibration, modal analysis, NVH analysis

Одними из основных показателей, характеризующих качество и технический уровень транспортного средства, являются вибрация и шум. Вибрация оказывает вредное воздействие на здоровье людей, ведет к нарушению работы узлов и систем автомобиля, снижению их надежности и долговечности, в связи с этим разработка эффективных средств снижения вибронгруженности транспортных средств является актуальной задачей, направленной на повышение их эксплуатационных показателей.

Целью данных исследований является разработка методики комплексной оценки и анализа виброакустических параметров системы силовой агрегат-рама-кузов на примере семейства грузовых автомобилей Газель Next с двигателем Cummins ISF2.8s4129P для

разработки конструктивных решений, направленных на уменьшение вибраций элементов конструкции и снижение уровня шума. Исследования выполнены при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках проекта по договору №02.G25.31.0006 от 12.02.2013 г. (постановление Правительства Российской Федерации от 9 апреля 2010 года №218).

Силовой агрегат, установленный на упругих элементах подвески, является частью сложной колебательной системы, характеризуемой большим числом параметров и взаимодействий. Задачу анализа такой системы целесообразно решать в несколько этапов, включающих как теоретические, так и экспериментальные исследования. Расчетные исследования проводятся путем моделирования системы на основе метода конечных элементов (МКЭ). Для создания конечно-элементной модели силового агрегата, которая будет соответствовать реальной работе исследуемого объекта, необходимо правильно учесть основные характеристики опор двигателя и коробки передач, к которым относятся их жесткости и коэффициенты демпфирования. На начальном этапе была разработана динамическая модель, позволяющая оценить колебания силового агрегата на резинометаллических опорах, установленных на жестком основании. Для корректного задания опор в модели их упругие характеристики были получены экспериментально на нагрузочном стенде.

В рамках исследований был произведен расчет собственных значений частот и форм колебаний силового агрегата на опорах с использованием разработанной динамической, конечно-элементной модели. При расчете имитировалось крепление опор двигателя к жесткому основанию. Были получены шесть форм с частотами до 10 Гц. Анализируя полученные результаты модального анализа, можно отметить, что частота колебаний по форме соответствующая направлению действия опрокидывающего момента составляет 7 Гц. Максимальная амплитуда колебаний силового агрегата по построенной АЧХ также лежит в диапазоне частот от 5 до 7,5 Гц.

Для оценки адекватности разработанной динамической модели, имитирующей колебания силового агрегата на резинометаллических опорах необходимо экспериментально определить параметры свободных колебаний реального силового агрегата. С этой целью был поставлен эксперимент, задачей которого является определение частоты собственных колебаний силового агрегата вокруг продольной оси. В ходе эксперимента при помощи оптического датчика регистрировались перемещения силового агрегата при его запуске, работе при минимальной частоте вращения на холостом ходу, а также при остановке двигателя. По результатам эксперимента была определена частота свободных колебаний силового агрегата, которая составила порядка 8 Гц. Сопоставимость результатов расчета и

полученных экспериментальных данных по частотам свободных колебаний подтверждает адекватность разработанной расчетной модели, что позволяет использовать данную модель силового агрегата с опорами в составе более сложных колебательных систем, учитывающих влияние рамы и кузова.

На рисунке 1 показана подробная конечно-элементная модель силового агрегата с рамой автомобиля. Рама смоделирована оболочечными элементами и полностью соответствует геометрическим размерам реального объекта, также в ней учтены поперечина крепления двигателя, передняя и задняя подвески автомобиля. С помощью балочных элементов смоделированы задний мост и рессоры задней подвески. Колеса автомобиля представлены упругими элементами жесткостью 400 Н/мм.

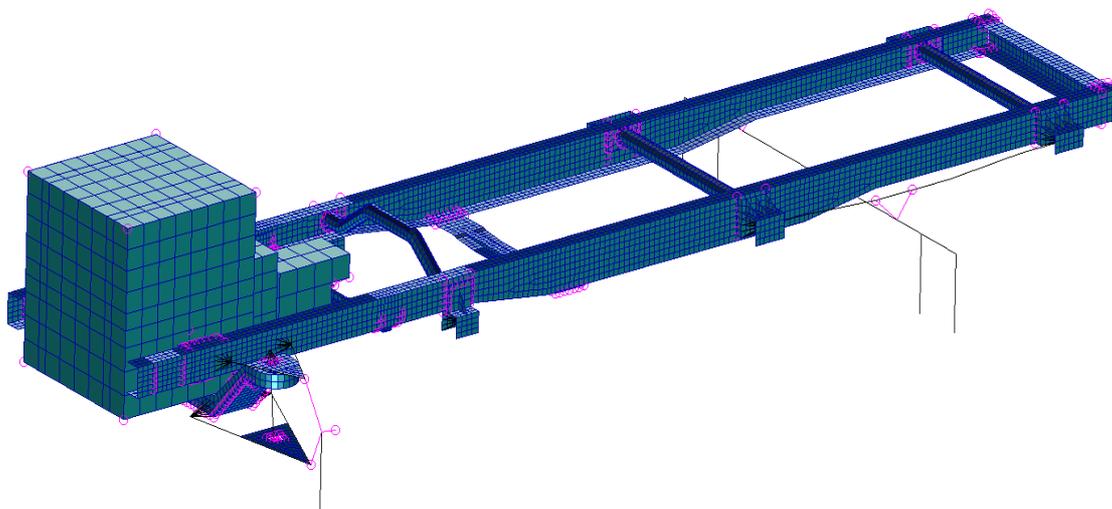


Рис. 1. Конечно-элементная модель силового агрегата с рамой

На рисунке 2 показано несколько форм и частот динамической модели силовой агрегат – рама в диапазоне до 25 Гц. Форма 3 с частотой $f = 4,2$ Гц показывает колебания силового агрегата вместе с рамой вокруг продольной оси. Колебаниям силового агрегата на опорах вокруг продольной оси соответствует форма 4 с частотой $f = 5,2$ Гц. Эта частота практически совпадает с резонансной частотой, полученной на АЧХ в результате гармонического анализа колебаний отдельного силового агрегата. Угловым колебаниям силового агрегата относительно осей Z и Y соответствуют формы 5 и 6 с частотами соответственно 6,2 Гц и 7,7 Гц. Формы колебаний с 9-й по 12-ю с частотами в диапазоне от 15 Гц до 25 Гц характеризуют в основном колебания рамы относительно силового агрегата.

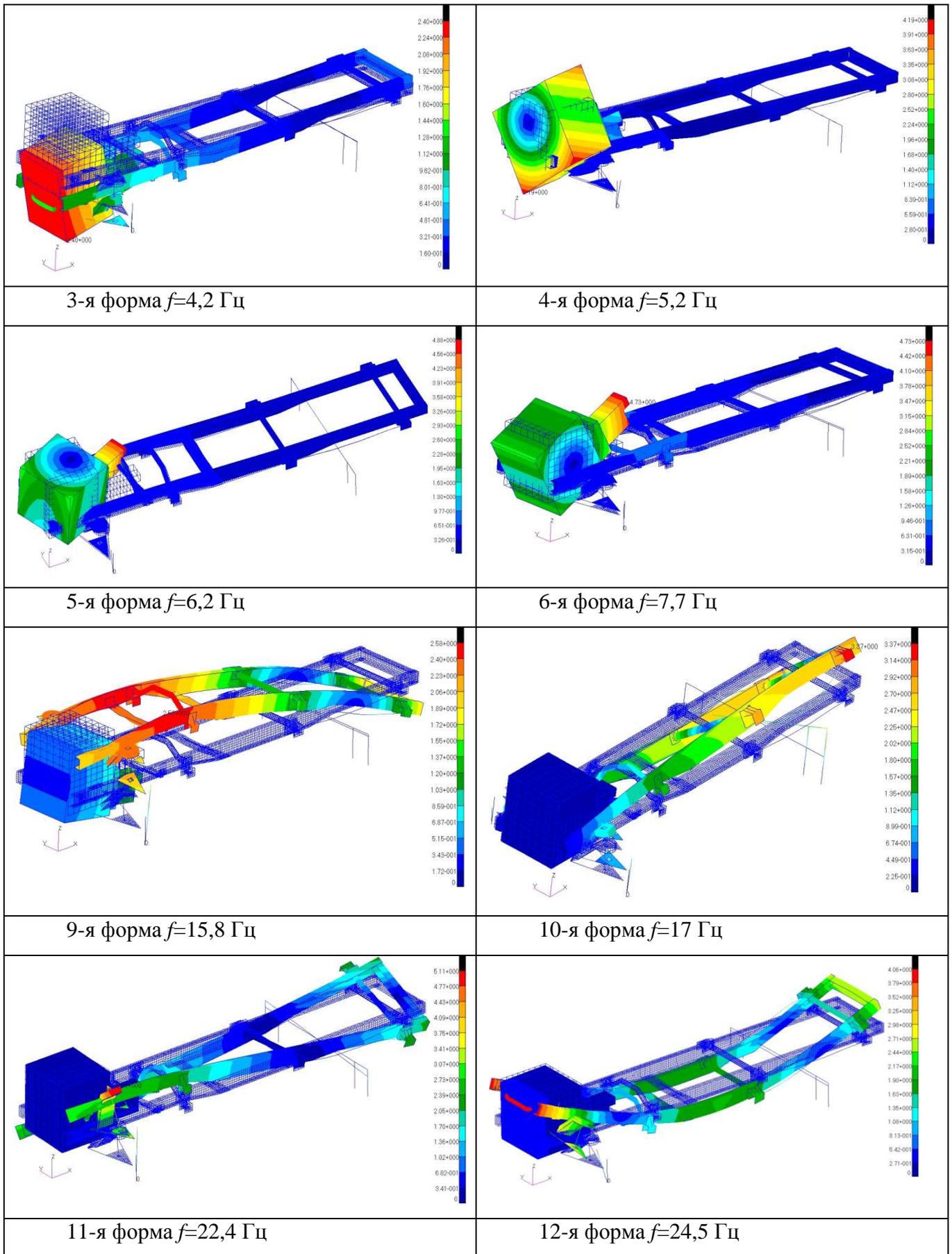


Рис. 2. Собственные формы и частоты колебаний модели силовой агрегат – рама

В результате рассмотрения полученных собственных форм (мод) колебаний системы *силовой агрегат-рама* можно отметить, что формы колебаний силового агрегата в составе рамы в целом остаются такими же, что и при расчете мод колебаний агрегата без рамы, только немного сдвигаются по частотам. Диапазон частот колебаний, характерных для силового агрегата, находится также в пределах 5-8 Гц.

Далее конечно-элементная модель силового агрегата с рамой была дополнена моделью цельнометаллического кузова-фургона. Анализируя формы и частоты колебаний, полученные в результате модального анализа расчетной модели с кузовом, можно отметить, что основные формы колебаний силового агрегата изменились незначительно. Таким образом, по результатам проведенного модального анализа установлено, что введение в расчетную модель рамы и кузова не оказывает значительного влияния на формы и частоты собственных колебаний силового агрегата на упругих опорах в диапазоне частот до 9 Гц.

Были проведены также расчеты вынужденных колебаний силового агрегата при действии на него единичного опрокидывающего момента. Расчеты выполнялись для трех разработанных ранее конечно-элементных моделей. В результате выяснилось, что при установке силового агрегата на раму амплитуда его поперечных колебаний уменьшается примерно на 60%. В то же время, введение в расчетную модель кузова увеличивает амплитуду колебаний в несколько раз, при этом также немного уменьшается частота колебаний.

Проведенный расчет колебаний силового агрегата на основе конечно-элементных моделей разной степени сложности показал, что элементы шасси автомобиля, его несущей системы, в том числе кузов, могут оказывать значительное влияние на вынужденные колебания силового агрегата. Значительная разница амплитуд колебаний в трех вариантах расчета вызвана, по-видимому, существенным изменением массово-инерционных характеристик колебательной системы в целом при введении в нее элементов шасси и кузова автомобиля.

В результате проведенных исследований разработана динамическая модель, имитирующая колебания силового агрегата на резинометаллических опорах в составе шасси автомобиля с кузовом. Проведен расчет частот и форм собственных колебаний силового агрегата, а также вынужденных колебаний при действии на него опрокидывающего момента с частотой основной гармоники на режиме холостого хода с минимальной частотой вращения коленчатого вала. Выполнен сравнительный анализ результатов расчетов и дана оценка влияния отдельных элементов конструкции на характер колебательных процессов.

Список литературы

1. Аббакумов Е.И. Повышение эффективности виброзащиты транспортных средств на основе гидравлических виброопор. - Дисс. к.т.н., Нижний Новгород, 2001.
2. Вибрации в технике. /Справочник под редакцией К.В. Фролова в шести томах, Т.6., М.:, Машиностроение, 1981.
3. Луканин В.Н., Алексеев И.В., Шатров М.Г. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Динамика и конструирование. М.:, Высшая школа, 1995.
4. Ляпунов В.Т., Лавендел Э.Э., Шляпочников С.А. Резиновые виброизоляторы. Д., Судостроение, 1988.
5. Певзнер Я.М., Гридасов Г.Г., Конев А.Д., Плетнев А.Е., Колебания автомобиля. М.:, Машиностроение. 1979.
6. Тольский В.Е., Корчемный Л.В., Латышев Г.В., Минкин Л.М. Колебания силового агрегата автомобиля. М.:, Машиностроение, 1976.
7. Тольский В.Е. Виброакустика автомобиля. М.:, Машиностроение, 1988.

Рецензенты:

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

Вахидов У.Ш. д.т.н., профессор, заведующий кафедрой строительных и дорожных машин ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева», г. Нижний Новгород.